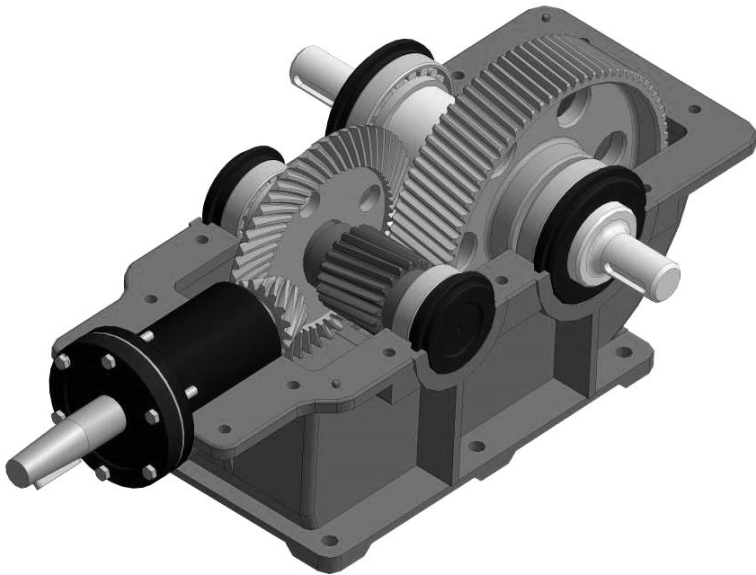


**КОЛОМІЄЦЬ С.М.,
ДЕРЕЗА О.О.,
ДМІТРІЄВ Ю.О.**

**ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ
З ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ
(ДЕТАЛЕЙ МАШИН)**



**Мелітополь
2020**

Розглянуто і рекомендовано до друку рішенням вченої ради
Механіко-технологічного факультету Таврійського державного
агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного
(протокол № 9 від «19» червня 2020р.)

Автори:

С.М. Коломієць, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технічна механіка та комп'ютерне проектування імені професора В.М. Найдиша» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

О.О. Дереза, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технічна механіка та комп'ютерне проектування імені професора В.М. Найдиша» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

Ю.О. Дмитрієв, старший викладач кафедри «Технічна механіка та комп'ютерне проектування імені професора В.М. Найдиша» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

Рецензенти:

С.В. Кюрчев – доктор технічних наук, професор кафедри технології конструкційних матеріалів Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

Д. В. Лубко, кандидат технічних наук, доцент кафедри комп'ютерних наук Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

С.М. Коломієць, О.О. Дереза, Ю.О. Дмитрієв

К 61 Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин):
Навчально-методичний посібник / С.М. Коломієць, О.О. Дереза,
Ю.О. Дмитрієв.- Мелітополь: ТДАТУ, 2020.- 222 с.

У лабораторному практикумі надано теоретичні відомості, методики виконання лабораторних робіт з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)». Описані лабораторні установки та їхні технічні характеристики, а також вказані вимоги до структури і змісту звіту. Лабораторний практикум рекомендований для здобувачів ступеня вищої освіти «Бакалавр» зі спеціальності 208 «Агроінженерія» для підготовки з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)».

ЗМІСТ

Передмова.....	4
1 Вивчення механічних приводів, визначення їх основних параметрів.....	5
2 Вивчення конструкцій фрикційних передач.....	15
3 Вивчення конструкцій циліндричних зубчастих редукторів	26
4 Вивчення конструкцій конічних зубчастих редукторів.....	38
5 Вивчення конструкції коробки переміни передач.....	50
6 Вивчення конструкцій черв'ячних редукторів.....	62
7 Тягові випробування клинопасової передачі.....	75
8 Визначення параметрів ланцюгової передачі.....	88
9 Визначення критичної частоти обертання вала.....	120
10 Вивчення конструкцій підшипників кочення.....	130
11 Випробування підшипників кочення.....	144
12 Вивчення конструкцій підшипників ковзання.....	155
13 Вивчення конструкцій та випробування пружин.....	167
14 Вивчення конструкцій шпонкових та шліцьових з'єднань	177
15 Випробування фрикційної запобіжної муфти.....	188
16 Випробування кулачкової запобіжної муфти.....	199
17 Контроль затягу болтового з'єднання.....	210
Список літератури.....	221

ПЕРЕДМОВА

Лабораторний практикум з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)» включає в себе теоретичну частину та порядок проведення лабораторних робіт.

Проведення лабораторних робіт дозволить студентам опанувати основи експериментальних досліджень деталей машин і механізмів, дасть можливість на практиці познайомитись з конструкціями деталей машин і механізмів, підкріпити теоретичні знання практичними результатами досліджень, дослідити об'єкти, які вивчаються в курсі «Інженерна механіка (Деталі машин)», отримати досвід самостійної постановки і проведення експериментів.

Включені в даний посібник лабораторні роботи висвітлюють досвід організації навчального процесу на кафедрі «Технічна механіка та комп'ютерне проектування імені професора В.М.Найдиша» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного (ТДАТУ, м. Мелітополь), відповідають тематиці робіт і переліку обладнання, що рекомендуються навчальною програмою підготовки з навчальної дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)».

Надані теоретичні відомості, наведені методики виконання лабораторних робіт, описані лабораторні установки та їхні технічні характеристики, а також вказані вимоги до структури і змісту звіту. У кожній роботі передбачені контрольні питання. Метою практикума є викладення теоретичних відомостей до кожної роботи, що дозволить поглиблено використовувати його при підготовці до лабораторних робіт та іспиту.

Перед кожним заняттям викладач перевіряє теоретичну підготовку студентів до виконання лабораторної роботи. Виконання лабораторних робіт дозволяється тільки після того, як студент ознайомиться з інструкцією з техніки безпеки на відповідному робочому місці.

ВИВЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ПРИВОДІВ, ВИЗНАЧЕННЯ ЇХ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ

МЕТА РОБОТИ: Визначити місце, призначення і область застосування механічних передач в приводах машин і механізмів. Дати класифікацію найбільш поширених у техніці передач. Закріпити знання та навички по правилам виконання схем і умовним графічним позначенням елементів кінематики в схемах. Скласти кінематичні схеми за їх текстовим описом.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання механічних силових передач, їх місце у приводах сучасних машин і механізмів, ознайомитись з класифікацією передач по їх основним ознакам. Вивчити основні правила побудови кінематичних схем, умовні позначення елементів механічних передач та деталей, що їх обслуговують на схемах.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Поняття про механічний привод, призначення, область застосування.

1.2.2 Основні складові частини механічного привода.

1.2.3 Роль і призначення передач в механічному приводі.

1.2.4 Загальна класифікація механічних передач.

1.2.5 Порівняльна характеристика механічних передач обертального руху.

1.2.6 Основні кінематичні та силові параметри приводів.

1.2.7 Коефіцієнт корисної дії механічної передачі, порівняльна характеристика ККД різних передач, загальний ККД привода.

1.2.8 Співвідношення між потужністю, кутовою швидкістю (частотою обертання) і обертаючим моментом на валах привода.

1.2.9 Передаточне відношення, діапазон значень передаточних відношень для різних типів механічних передач.

1.2.10 Призначення і основні принципи складання кінематичних схем механічних приводів.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- дати формулювання поняття «механічний привод»;
- проставити позначення елементів на загальній структурній схемі механічного приводу;
- дати формулювання поняття «механічна передача»;
- дати класифікацію основних видів механічних передач, що вивчаються у курсі «Інженерна механіка (Деталі машин)»;
- проставити зображення умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68;
- по опису конструктивних елементів передач виконати кінематичну схему приводу;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Механізмом називають систему твердих тіл, призначену для перетворення руху одного або кількох тіл у необхідний рух інших тіл.

Машиною називають механізм або пристрій, що виконує механічний рух і застосовується для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення або заміни фізичної чи розумової праці людини і підвищення її продуктивності.

У загальному випадку в машині можна виділити три складові частини: двигун, передачу і виконавчий елемент (знаряддя).

Механізми – знаряддя виконують специфічні для даної машини функції, які обумовлені технологічним процесом по призначенню машини (ріжуть, пресують, транспортують, тощо). Двигун перетворює енергію (електричну, теплову, гідравлічну та ін.) в механічний рух і для досягнення необхідних на виконавчому елементі за умовами роботи силових і кінематичних параметрів застосовують передачі.

Передача – механізм, що служить для передачі механічної енергії на деяку відстань, як правило зі змінням силових та швидкісних параметрів, інколи з перетворенням видів і законів руху.

Тобто *приводом машини* можна назвати сукупність двигуна і передачі, основне завдання якого одержання і передача до пристрою знаряддя певного виду механічного руху.



Передаючи механічну енергію, передачі можуть одночасно виконувати одну чи кілька таких функцій:

• *Зниження* (або ж підвищення) частоти обертання (кутової швидкості) від вала двигуна до вала виконавчого елемента (рисунок 1).

Рисунок 1 – Основні параметри передачі

Основні параметри на ведучому і веденому валах: потужність (P_1 , P_2 , кВт), обертаючий момент (T_1 , T_2 , Н·м), а також частота обертання валів (n_1 , n_2 , хв⁻¹). Обертаючий момент T , Н·м, на будь-якому валі можна обчислити по потужності P , кВт, частоті обертання n , хв⁻¹ або ж кутовій швидкості

$$T = 9550 \cdot P / n; \quad T = P / \omega.$$

Як видно, зниження частоти обертання приводить до підвищення обертаючого моменту, а підвищення частоти обертання - до зниження моменту.

Важливою характеристикою механічної передачі є її *передаточне відношення* U , обумовлене як відношення частот обертання n_1 ведучого і n_2 веденого валів (без урахування ковзання в контакт), або, дуже часто, як відношення діаметрів d_2 , веденого і d_1 ведучого елементів передачі

$$U = n_1/n_2 = d_2/d_1.$$

При цьому $U > 1$. Отже, частота обертання веденого вала менша частоти обертання ведучого вала в передаточне число разів:

$$n_2 = n_1/U.$$

• *Зміна напрямку потоку потужності*. Прикладом може служити зубчаста передача заднього моста автомобіля. Вісь обертання вала двигуна більшості автомобілів складає з віссю обертання коліс кут 90°. Для передачі механічної енергії між валами з осями, що перетинаються, застосовують конічну передачу, за допомогою якої крім зміни напрямку потоку потужності звичайно реалізують і зменшення частоти обертання з підвищенням моменту.

- *Регулювання частоти обертання веденого вала.* Зі зміною частоти обертання змінюють і значення обертаючого моменту: меншій частоті відповідає більший момент. Для регулювання частоти обертання веденого вала застосовують коробки передач і варіатори.

Коробки передач забезпечують ступінчасту зміну частоти обертання веденого вала в залежності від числа ступіней і увімкнутої ступіні. Варіатори забезпечують безступінчасту в деякому діапазоні зміну частоти обертання веденого вала.

- *Перетворення одного виду руху в інший* (обертального в поступальний, рівномірного в переривчастий і т.і.).

- *Реверсування руху* (прямий й зворотний хід).

- *Розподіл енергії двигуна* між кількома виконавчими елементами машини.

Слід зауважити, що, не зважаючи на широке різноманіття існуючих на даний час передач, кількість їх основних типів, тих, що вивчаються у курсі «Інженерна механіка (Деталі машин)», досить невелика.

В загальній класифікації механічні передачі поділяють на передачі обертального і поступального руху.

Передачі обертального руху в свою чергу поділяють на: *зачепленням*, таких, що передають енергію за рахунок взаємного зачеплення зубів (зубчасті, зубчасто-гвинтові, черв'ячні, ланцюгові), передачі *тертям* – за рахунок зусиль тертя між поверхнями елементів передачі (фрикційні і пасові). Передачі ланцюгова і пасова утворюють окрему групу класифікації – передачі гнучким зв'язком.

До передач поступального руху відносять гвинтові передачі і передачі зубчасте колесо – рейка.

Вивчення основних закономірностей функціонування, розрахунку і проектування даних передач має дуже важливе значення і створює вагоме підґрунтя для опанування іншими видами передач.

2.3 Оснащення робочого місця

- макетні і натурні зразки механічних передач та їх елементів;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- ГОСТ 2.770-68 Умовні позначення кінематики в схемах;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До даної лабораторної роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки при проведенні лабораторних робіт на кафедрі, що й зареєстровано записом у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи, знати, де у лабораторії знаходиться аптечка і засоби пожежогасіння;

- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;

- не переходити самовільно на інші робочі місця і не пересуватися без потреби по лабораторії;

- не застосовувати вимірвальний інструмент не за призначенням;

- при розбиранні натурних зразків слідкувати за тим, щоб їх складові частини і деталі акуратно розкладалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;

- при роботі з макетними і натурними зразками додержуватись правила, щоб розбирання зразків і підрахунки проводила одна людина, при цьому потрібно пильно слідкувати за тим, щоб руки колег не знаходились у небезпечних зонах;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- розташувати натурні та макетні зразки механічних передач, наочні посібники і інструмент на робочому місці у тому порядку, як вони були розміщені перед початком роботи;

- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При формулюванні понять «механічний привод» та «механічна передача» потрібно слідкувати за тим, щоб це формулювання повністю відображало б фізичну суть даного поняття, було точним, без зайвих слів і повторень.

2.5.2 При наведенні класифікації механічних передач слід приводити тільки ті передачі, які найбільш точно характеризують даний тип передач, по суті мають статус класичних передач і вивчаються у курсі «Інженерна механіка (деталі машин)».

2.5.3 Проставляти зображення умовних позначень елементів кінематичних схем згідно з ГОСТ 2.770-68 потрібно у порядку груп умовних позначень, крім того слід вибирати такі позначення, що найбільш точно передають призначення і зовнішній вид того кінематичного елемента, який описують.

2.5.4 Виконання кінематичної схеми привода по опису заданих викладачем конструктивних елементів передач механічного привода слід проводити застосовуючи такі прийоми і методи, які дають змогу найбільш точно і наглядно зобразити даний привод, показати його конструктивні і компоновальні особливості, положення його елементів у просторі.

2.5.5 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.6 Відповіді на контрольні запитання по темі роботи повинні відображати ступінь засвоєння учбового матеріалу, бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.7 Повністю заповнений і правильно оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зраховується у формі співбесіди викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 1

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

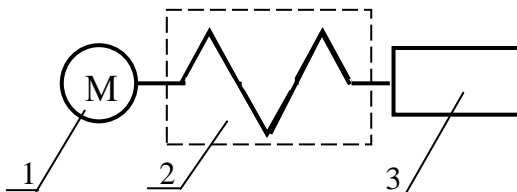
**Тема: «Вивчення механічних приводів, визначення
їх основних параметрів»**

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції механічних приводів, визначення їх основних параметрів.

Зміст роботи: Визначити місце, призначення і область застосування механічних передач в приводах машин і механізмів. Дати класифікацію найбільш поширених у техніці передач. Закріпити знання та навички по правилам виконання схем і умовним графічним позначенням елементів кінематики в схемах. Скласти кінематичні схеми за їх текстовим описом.

1 Дати формулювання поняття «механічний привод»

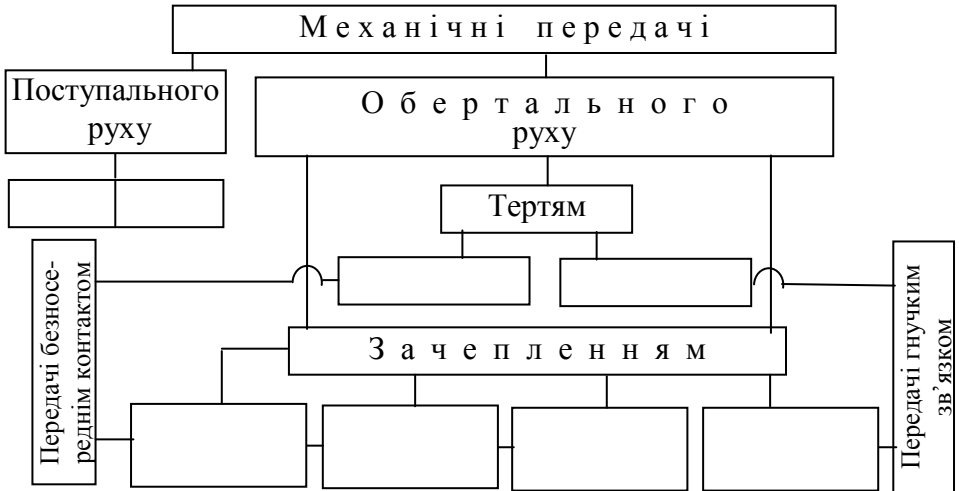
2 Проставити позначення на загальній структурній схемі механічного привода



1 - _____
2 - _____
3 - _____

3 Дати формулювання поняття «механічна передача»

4 Доповнити класифікаційну схему механічних передач



5 Проставити зображення умовних позначень елементів кінематичних схем (ГОСТ 2.770-68)

Таблиця 1 – Умовні позначення елементів кінематики в схемах

Найменування елемента схеми		Зображення умовного позначення
1		2
Вал, валик, вісь, стержень, шатун, тощо		
Підшипник кочення і ковзання (без уточнення типу)	радіальний	
	упорний	
Підшипник ковзання	радіальний	
	радіально-упорний	
	упорний	
Підшипник кочення	радіальний	
	радіально-упорний	
	упорний	

Продовження таблиці 1

1		2
Муфта (загальне позначення)		
Муфта нерозчіпна	а) глуха	
	б) пружна	
	в) компенсуюча	
Фрикційна передача	а) з циліндричними роликами	
	б) з конічними роликами	
Пасова передача	а) без уточнення типу паса	
	б) плоским пасом	
	в) клиновим пасом	
	г) круглим пасом	
	д) зубчастим пасом	
Ланцюгова передача	а) без уточнення типу	
	б) ланцюг з круглою ланкою	
	в) ланцюг пластинчастий	
	г) ланцюг зубчастий	
Зубчаста циліндричн а передача	а) без уточнення типу зубів	
	б) прямозуба	
	в) косозуба	
	г) шевронна	
Зубчаста конічна передача	а) без уточнення типу зубів	
	б) прямозуба	
	зі спіральним зубом	
	в) з круговим зубом	
Черв'ячна передача	а) з циліндричним черв'яком	
	б) з глободним черв'яком	

6 Виконати кінематичну схему привода, який складається з наступних передач: _____

7 Висновки: _____

8 Контрольні запитання

8.1 Перерахуйте механічні передачі, які вивчаються у курсі «Інженерна механіка (Деталі машин)» _____

8.2 В яких випадках найчастіше застосовують передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові)? _____

8.3 З якою метою виконується кінематична схема привода? _____

Роботу виконав студент _____ групи

_____ (прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____ (дата, підпис викладача)

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ

МЕТА РОБОТИ: Вивчити основні конструктивні схеми фрикційних передач з постійним передаточним відношенням та варіаторів з безпосереднім контактом тіл кочення. Провести випробування фрикційної передачі на тягову спроможність.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область застосування фрикційних передач з безпосереднім контактом тіл кочення, ознайомитись з конструкціями фрикційних передач з постійним передаточним відношенням і варіаторів.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Поняття про фрикційні передачі, призначення фрикційних передач, сфера застосування.

1.2.2 Класифікація фрикційних передач за формою елементів, що передають обертальний рух.

1.2.3 Переваги і недоліки фрикційних передач у порівнянні з передачами інших типів.

1.2.4 Ступінчасте та безступінчасте регулювання передаточного відношення передачі. Поняття про варіатори.

1.2.5 Класифікація фрикційних варіаторів.

1.2.6 Пружне і геометричне ковзання в передачі, поняття буксування, ККД фрикційних передач.

1.2.7 Залежність між зусиллям притискання котків і силою тертя. Способи притискання і види притискних пристроїв.

1.2.8 Поняття про діапазон регулювання кутової швидкості (частоти обертання) фрикційних варіаторів.

1.2.9 Поняття про контактні напруження на криволінійних поверхнях, їх вплив на втомну міцність деталей, що контактують.

1.2.10 Критерії роботоздатності, причини виходу з ладу, розрахунки фрикційних передач.

1.2.11 Матеріали для виготовлення елементів фрикційних передач. Основні вимоги до них.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- навести кінематичні схеми фрикційних передач (ФП) з постійним передаточним відношенням;
- вивести основні кінематичні та силові співвідношення;
- навести кінематичні схеми передач з безступінчастим регулюванням передаточного відношення (варіаторів);
- привести технічну характеристику лабораторної установки для випробування фрикційних передач;
- теоретично визначити діапазон регулювання лобового варіатора і обертаючий момент, що передається експериментальною лабораторною установкою;
- провести експериментальні дослідження з метою перевірки теоретичних положень;
- побудувати графіки теоретичних залежностей і результатів експериментальних досліджень;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

2.2.1 Фрикційна передача забезпечує передачу обертаючого моменту за рахунок тертя між елементами передачі при їх безпосередньому контакті.

По конструкції фрикційні передачі можуть бути: циліндричні, конічні, торові, сферичні.

По умовах роботи: без змащення або із змащенням.

По способах притискання елементів передачі: з постійним зусиллям і з перемінним зусиллям (у залежності від навантаження).

По передаточному відношенню: з постійним $U = \text{const}$ і з перемінним $U = \text{var}$ – варіатори

Переваги ФП: простота, рівномірність обертання, можливість безступінчастого регулювання передаточного числа.

Недоліки ФП: великі навантаження на вали, непостійність передаточного відношення, необхідність застосування притискних пристроїв, загроза руйнування при буксуванні.

Внаслідок відмічених недоліків, у сучасному машинобудуванні в якості силових механізмів фрикційні передачі застосовують рідко.

Основні силові співвідношення в циліндричній та конічній передачах показані на рисунку 1.

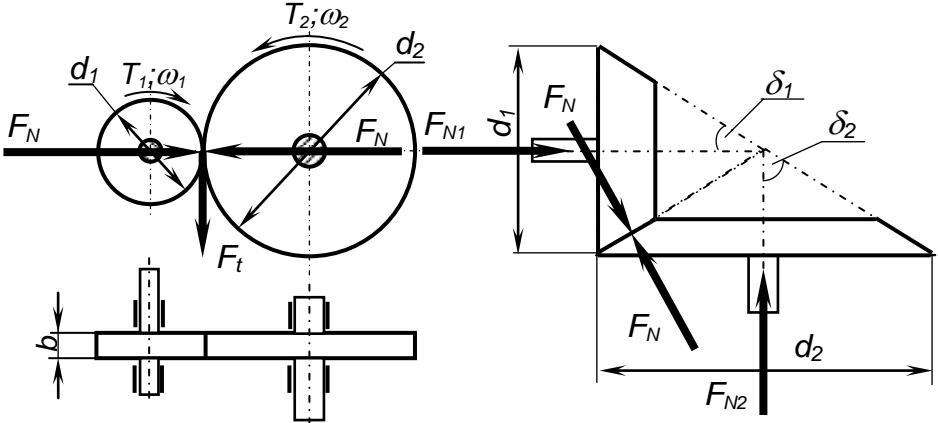


Рисунок 1 – Геометрія і сили фрикційних передач
Передаточне відношення циліндричної передачі

$$U = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1},$$

де ε - коефіцієнт пружного ковзання, $\varepsilon = 0.02 \dots 0.03$.

Для конічної передачі з кутом між осями 90° передаточне відношення зв'язане з кутами конусів: $U = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$, з урахуванням пружного ковзання

$$U = \operatorname{tg} \delta_2 / (1-\varepsilon) = \operatorname{ctg} \delta_1 / (1-\varepsilon).$$

Колове зусилля у передачі залежить від сили тертя $F_t < F_{mp}$, а сила тертя, у свою чергу, від сили, що притискає тіла тертя і коефіцієнта тертя, тобто $F_{mp} = F_N \cdot f$, якщо ж $F_t = 2 T_1 / d_1$, то зусилля притискання циліндричних роликів дорівнює

$$F_N = \frac{2T_1 \cdot \beta}{f \cdot d_1},$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення,
 f – коефіцієнт тертя.

Для конічної передачі характерні такі співвідношення

$$F_t = F_N \cdot f = F_{N1} \cdot f / \sin \delta_1 ; \quad F_t = F_N \cdot f = F_{N2} \cdot f / \sin \delta_2 .$$

Тобто при збільшенні передаточного відношення зменшується F_{N1} і збільшується F_{N2} , тому у понижуючих передачах притискний пристрій доцільно встановлювати на ведучому валі.

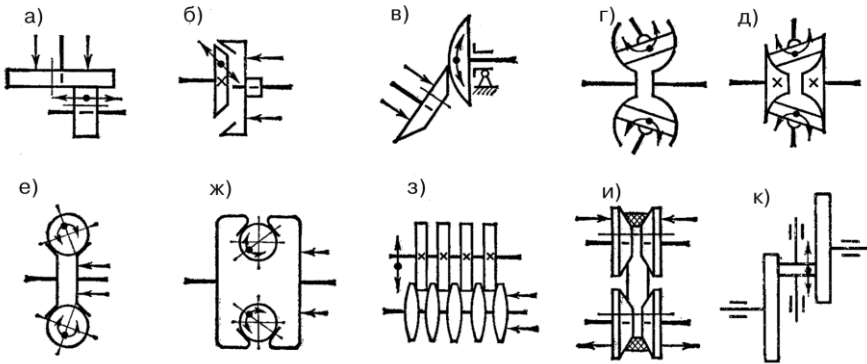
Коефіцієнт тертя для різних матеріалів і умов експлуатації може прийматись у досить широкому діапазоні значень ($f=0,04\dots0,05$ для сталі по сталі із змащенням, $f=0,15\dots0,18$ для загартованої сталі по сталі без змащення, $f=0,3\dots0,35$ для сталі по фрикційному матеріалу ФАБ-П, КФ-2-04, текстоліту). Коефіцієнт запасу звичайно приймаються $\beta = 1,5$ для силових і $\beta = 3$ для точних передач.

Особливе місце в системі механічних передач займають варіатори – пристрої, що дозволяють змінювати передаточне відношення плавно і безперервно (безступінчасте регулювання). Як правило, варіатори використовують принцип дії фрикційних передач. Ця група охоплює велику кількість передач, що різняться по конструкції і призначенню. Можна умовно класифікувати варіатори по таких ознаках:

- по розташуванню осей: передачі з паралельними і осями, що перетинаються;
- принципом дії: із безпосереднім контактом котків і з передачами гнучким зв'язком;
- за формою робочої поверхні: із циліндричною, конічною, кульовою або торовою поверхнею робочих котків;
- по способу притискання робочих елементів: із постійним або автоматично регульованим притисненням котків;

Крім класифікаційних ознак існує велика кількість конструктивних особливостей, наприклад, із проміжним (паразитним) фрикційним елементом, із ручним або автоматичним керуванням, тощо. На рисунку 2 показані схеми найбільш поширених видів варіаторів.

Застосування фрикційних варіаторів на практиці обмежується діапазоном потужностей до 10, рідше до 20 кВт. У цьому діапазоні вони конкурують з гідравлічними й електричними варіаторами за рахунок простоти конструкції, малих габаритів, ККД. При великих потужностях важко забезпечувати силу притискання котків. Ця сила, а також відповідні навантаження на вали й опори стають занадто великими, конструкція варіатора і притискного пристрою ускладнюється.



а) лобовий; б) конусний; в) сферично-конічний; г), д) торові; е), ж) кульові; з) дисковий (багатодисковий); и) клинопасовий; к) лобовий дводисковий.

Рисунок 2 – Основні схеми фрикційних варіаторів

На рисунку 3 показана схема лобового варіатора. Ведучий ролик *A*, можна переміщати по валі в напрямках, показаних стрілками. Передаточне відношення плавно змінюється відповідно до зміння діаметра d_2 веденого диска *B*. Якщо перевести ролик через центр на ліву сторону диска *B*, то можна одержати зміну напрямку обертання веденого вала - варіатор має властивість реверсивності. Притискання тіл обертання забезпечується зусиллям пружини.

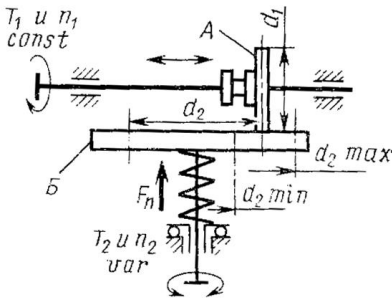


Рисунок 3 – Лобовий варіатор

Максимальне і мінімальне значення передаточного відношення

$$U_{max} = n_1/n_{2min} \approx d_{2max}/d_1; \quad U_{min} = n_1/n_{2max} \approx d_{2min}/d_1.$$

Діапазон регулювання

$$D = n_{2max}/n_{2min} = U_{max}/U_{min} \approx d_{2max}/d_{2min}.$$

Теоретично для лобового варіатора можна одержати $d_{2min} \rightarrow 0$, а $D \rightarrow \infty$. Практично ж діапазон регулювання обмежують до $D \leq 3$. Це пояснюється тим, що при малих значеннях d_2 зростає ковзання і знос, а ККД істотно знижується. Для підвищення діапазону регулювання застосовують дводискові лобові варіатори з проміжним роликком (рис. 2, к). У цих варіаторах одержують $D = 8... 10$.

2.3 Оснащення робочого місця

- дослідна лабораторна установка;
- моделі і макетні зразки варіаторів;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з загальними правилами безпеки та особливими вимогами при виконанні даної роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці предмети, що не відносяться до виконання експериментальної частини роботи;
- не переходити самовільно на інші робочі місця і не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірвальний інструмент не за призначенням;
- при роботі з моделями і натурними зразками слідкувати за тим, щоб об'єкти досліджень акуратно розкладалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;
- перед виконанням замірів і настроюванням лабораторної дослідної установки упевнитись в тому, що її електричне устаткування відключене від електромережі;
- при регулюванні передаточного відношення під час руху установки пильно слідкувати за тим, щоб руки колег та сторонні предмети не потрапляли в зони руху елементів установки;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння.

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- вивести рухомі частини у вихідне положення і відключити лабораторну установку від мережі електропостачання;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При складанні кінематичних схем фрикційних передач з постійним передаточним відношенням і виводі основних кінематичних та силових співвідношень дбати про те, щоб ці схеми не були складними, легко читались і несли достатню інформацію.

2.5.2 При складанні кінематичних схем передач з безступінчастим регулюванням передаточного відношення бажано застосуванням стандартних умовних позначень максимально точно відобразити специфіку варіатора, що розглядається.

2.5.3 Технічна характеристика лабораторної установки для випробування фрикційних передач повинна бути короткою, але достатньою для одержання достовірної інформації для теоретичних та експериментальних досліджень.

2.5.4 В процесі експериментальних досліджень рекомендується встановити три або п'ятикратну повторність для кожного досліджу.

2.5.5 При побудові графіків аналітичних та експериментальних залежностей потрібно використовувати метод згладжування кривих.

2.5.6 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.7 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті, точними і короткими.

2.5.8 Оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зберігається викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 2

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: «Вивчення конструкцій фрикційних передач»

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції, геометрії, кінематики фрикційних передач.

Зміст роботи: Вивчити основні конструктивні схеми фрикційних передач з постійним передаточним відношенням та варіаторів з безпосереднім контактом тіл кочення. Провести випробування фрикційної передачі на тягову спроможність.

1 Кінематичні схеми фрикційних передач, основні кінематичні та силові співвідношення

1.1 З постійним передаточним відношенням

Рисунок 1 - Передача з циліндричними котками

Рисунок 2 - Передача з конічними котками

1.2 З безступінчастим регулюванням передаточного відношення

Таблиця 1 – Схеми варіаторів

2 Експериментальні дослідження

Таблиця 2 - Технічна характеристика лабораторної установки для випробування фрикційних передач

Найменування параметра		Одиниця виміру	Значення параметра
Діаметр котка	ведучого, D_1	мм	
	веденого, D_2	мм	
Ширина котка	ведучого, b_1	мм	
	веденого, b_2	мм	
Матеріал котка	ведучого		
	веденого		
Коефіцієнт тертя, f		0,2...0,3	
Жорсткість притискної пружини, C		Н/мм	20
Ціна поділки індикатора гальма, C_T		Нм/мм	11,5

3 Теоретичне визначення обертаючого моменту

Таблиця 3 - Результати експериментальних досліджень

Радіус веденого диска R_2 , мм									
Момент	Розрахунковий T_p , Н·м								
	Експериментальний T_e , Н·м								

T , Н·м									

R_2 , мм

Рисунок 3 – Залежність обертаючого моменту від радіуса диска

4 Висновки по роботі:

5 Контрольні запитання

5.1 Перерахуйте основні переваги фрикційних передач

5.2 Які недоліки обмежують застосування фрикційних передач у якості силових? _____

5.3 Перерахуйте способи притискання тіл кочення фрикційних передач _____

5.4 Від яких факторів залежить пружне ковзання котків фрикційних передач? _____

5.5 Що характеризує передаточне відношення фрикційних передач? _____

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота захищена _____

(дата, підпис викладача)

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

МЕТА РОБОТИ: Вивчити основні конструкції циліндричних зубчастих редукторів, з'ясувати порядок складання, розбирання та регулювання їх вузлів. Скласти кінематичну схему редуктора та схему евольвентного зубчастого зачеплення, на яких показати основні параметри редуктора і зачеплення. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику зубчастих зачеплень.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область застосування циліндричних зубчастих передач, ознайомитись з класифікацією циліндричних редукторів по розташуванню осей валів та розміщенню зубчастих коліс на валах, вивчити основні терміни, визначення і позначення геометричних, кінематичних та силових параметрів зубчастих циліндричних передач.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Поняття про евольвенту, геометричний спосіб одержання даної кривої, її застосування в зубчастих передачах.

1.2.2 Місце і основне призначення циліндричних передач.

1.2.3 Передаточне число зубчастої пари, визначення загального передаточного числа для двох, трьох пар послідовних зачеплень.

1.2.4 Ведуче і ведене зубчасте колесо, терміни «шестірня» і «колесо», їх застосування і позначення.

1.2.5 Точність зубчатих зачеплень, втрати потужності в передачі, поняття ККД передачі.

1.2.6 Поняття про перекриття зубів, коефіцієнти перекриття.

1.2.7 Прямозубі, косозубі і шевронні циліндричні передачі, їх взаємна оцінка, переважне застосування.

1.2.8 Боковий і радіальний зазори у зачепленні, обґрунтування необхідності в цих зазорах.

1.2.9 Кріплення циліндричних зубчастих коліс на валах, випадки необхідності застосування вала-шестірні.

1.2.10 Матеріали і способи одержання заготовок для зубчастих коліс, способи нарізання зубів, фінішні операції.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- дати опис конструкції редуктора;
- скласти кінематичну схему редуктора;
- зобразити схему зачеплення зубчастих коліс і вказати на ній основні геометричні параметри зачеплення;
- виконати необхідні заміри і розрахунки геометричних та кінематичних параметрів зубчастих передач циліндричного редуктора і заповнити таблицю основних параметрів редуктора;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

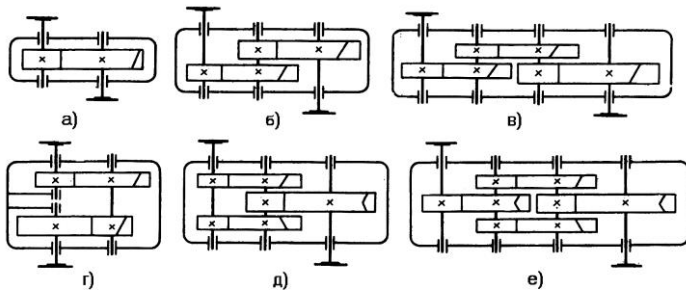
2.2 Теоретичні відомості

Зубчасті редуктори – механізми, які складаються з однієї або більшого числа пар зубчастих зачеплень та призначені для пониження кутових швидкостей (частот обертання) і одночасного збільшення обертаючих моментів на веденому валі по відношенню до ведучого вала. Як правило, зубчасті редуктори виконуються у виді окремих агрегатів, які виготовлюються централізовано і мають досить високий ступінь стандартизації та уніфікації.

Основна силова характеристика редуктора це потужність, що передається (обертаючий момент) на веденому валі. Основна кінематична характеристика - передаточне число. Для досягнення різноманітних значень передаточних чисел промисловість випускає одно, дво і триступінчасті редуктори. Діапазон рекомендованих передаточних чисел одноступінчастого редуктора складає від 2 до 6,3 (8), двоступінчастого 8...40, триступінчастого 31,5...180 і більше.

В залежності від величини, умов і режимів навантаження, жорсткості валів, виду термообробки зубів коліс використовуються розгорнуті, роздвоєні або співвісні схеми взаємного розташування зубчастих коліс і опор редуктора. Кінематичні схеми найбільш розповсюджених редукторів представлено на рисунку 1.

Слід відмітити, що серед них, завдяки своїй простоті і компактності (найменший габарит по ширині), найбільш поширені двоступінчасті редуктори з розгорнутою схемою. Саме тому подібні редуктори розглядаються у даній роботі.



а) одноступеневий; б) двоступеневий; в) триступеневий;
 г) двоступеневий співвісний; д) двоступеневий з роздвоєною швидкохідною ступінню; е) триступеневий з роздвоєною проміжною ступінню

Рисунок 1 – Кінематичні схеми найбільш розповсюджених циліндричних редукторів

Ступіні у двоступінчастих циліндричних редукторах поділяють на швидкохідну і тихохідну, вали іменують як ведучий (швидкохідний), проміжний і ведений (тихохідний). У зв'язку з тим, що вали редуктора розраховані на передачу різних значень обертаючого моменту, то їх легко відрізнити по діаметрах.

При визначенні геометричних параметрів зубчастих зачеплень прийнято позначати параметри, що відносяться до шестірні індексом "1", а до колеса індексом "2".

Для діаметрів кіл стандартом встановлені позначення: ділильний діаметр (коло, яке ділить зуб на головку і ніжку) - d , діаметр початкового кола (кола, які перекочуються одно по одному без ковзання) - d_w , діаметр основних кіл (кола, які утворюють евольвенти зубів) - d_b , діаметри кіл западин і кіл виступів, відповідно, d_f і d_a .

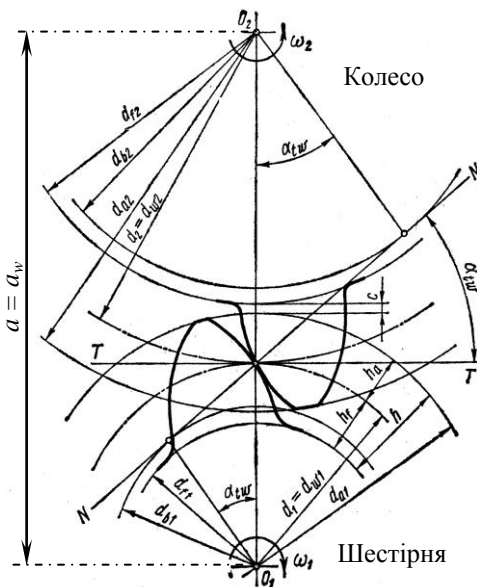


Рисунок – 2 Схема зачеплення

Для не коригованих зубчастих зачеплень початкові та ділильні кола коліс співпадають.

Міжосьова відстань зубчастої пари являє собою суму початкових (ділильних) радіусів і, як правило, повинна відповідати стандартному значенню.

Відстань між однойменними точками профілів сусідніх зубів по дузі кола називають коловим (торцевим) кроком зубів. Для косозубих і шевронних зубів крім колового розрізняють нормальний крок зубів – найкоротшу відстань між зубами.

Лінійна величина, що в π разів менша за коловий крок (по ділильному колу) називається коловим (торцевим) модулем зачеплення, а лінійна величина, що в π разів менша за нормальний крок – нормальним модулем. Тобто

$$m_t = \rho_t / \pi \quad \text{і} \quad m_n = \rho_n / \pi; \quad m_n / m_t = \cos \beta,$$

де β - кут нахилу зубів.

Модуль – основна характеристика розмірів зубчастих коліс. Для прямозубих коліс ($\beta = 0$) значення колового і нормального модулів співпадають і модуль позначається літерою m .

Модулі евольвентних зубчастих зачеплень стандартизовано, причому для косозубих і шевронних коліс по стандарту вибирають значення тільки нормального модуля, а величина колового модуля залежить тільки від кута нахилу зуба. Для косозубих коліс кут нахилу зуба рекомендують приймати в межах $8...22^\circ$, для роздвоєних схем і шевронних зачеплень він може бути 30° і більшим.

Висота головки і ніжки зуба приймається в залежності від модуля зачеплення $h_a = m$, $h_f = 1,25m$, тобто між вершиною зуба одного зубчастого колеса і западиною другого існує зазор $c = 0,25m$.

Важливим параметром зубчастих коліс є ширина зубчастого вінця b , для різних видів розрахунків застосовуються коефіцієнти відносної ширини колеса

$$\psi_{ba} = b/a_w; \quad \psi_{bd} = b/d_1; \quad \psi_{bm} = b/m.$$

Перші два коефіцієнти ширини пов'язані між собою виразом $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(U \pm 1)$. Слід також відмітити що коефіцієнт ψ_{ba} приймається по стандарту.

2.3 Оснащення робочого місця

- редуктор циліндричний двоступінчастий;
- ключі гайкові;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не переходити самовільно на інші робочі місця і не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірвальний інструмент не за призначенням;
- при розбиранні редуктора слідкувати за тим, щоб від'єднані його складові частини і деталі акуратно розклалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;
- при підрахунку числа зубів зубчастих коліс обертання колеса проводити за його вінець, а не за вал, не дозволяється прокручування передач редуктора прикладанням зусилля до веденого вала;
- під час регулювання та складання редуктора пильно слідкувати за тим, щоб руки колег не знаходились у небезпечних зонах;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- повністю скласти редуктор;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При описі конструкції редуктора, порядку його розбирання, складання і регулювання слід звернути увагу на такі моменти:

- матеріал і спосіб одержання заготовок корпусних деталей;
- особливості конструктивних форм корпусних деталей, кількість, розміри і розташування приливів, ребер жорсткості, тощо;
- спосіб кріплення кришки до корпусу, корпусу до рами;
- пристрої для підйому і транспортування редуктора;
- методи і порядок механічної обробки привалочних площин;
- обробка циліндричних поверхонь посадочних місць під підшипники, забезпечення точності взаємного розташування корпусних деталей за допомогою штифтів;
- методи ущільнення привалочної площини корпусу і кришки;
- вид кришок підшипників, їх кріплення і ущільнення;
- вид зубів зачеплень (прямозубі, косозубі, шевронні), для косозубих коліс визначити напрямок зубів для шестірні і колеса пари;
- розташування і способи кріплення зубчастих коліс на валах, раціональність застосування валів-шестірень;
- форма вихідних кінців ведучого і веденого валів;
- тип підшипників кочення, їх розташування і кріплення на валах, в корпусі, спосіб регулювання;
- спосіб змащування зубчастих зачеплень і підшипників, рівень мастила, його контроль, розташування заливних горловин і зливних пробок, вентиляція картера, ущільнення вихідних кінців валів;
- методи перевірок бічного зазора у зачепленнях, плями контакту зубів, компенсація можливих осьових неточностей при монтажі валів, забезпечення повноти лінії контакту по довжині зуба.

2.5.2 При складанні кінематичної схеми редуктора бажано застосуванням стандартних умовних позначень максимально точно відобразити специфіку редуктора, що описується.

2.5.3 На схемі циліндричного зубчастого зачеплення слід проставити мінімально необхідне, але достатнє для повної геометричної характеристики зачеплення число розмірів і позначень параметрів.

2.5.4 В процесі заповнення таблиці геометричних та кінематичних параметрів зубчастих передач редуктора (таблиця 1 звіту) варто дотримуватись такої методики:

- тип зубчастої передачі кожної ступіні редуктора характеризувати по виду зубів (прямозуба, косозуба, шевронна), для косозубих передач необхідно вяснити напрямок зубів (лівий або правий) для шестірни і колеса;

- передаточне число кожної ступіні, визначене діленням числа зубів колеса на число зубів шестірни, бажано звірити зі стандартним значенням (додаток Б);

- заміряну міжосьову відстань звірити зі стандартним значенням (додаток Б) і прийняти міжосьову відстань рівною стандартній;

- розрахункове значення торцевого (колового) модуля слід вичислити з точністю до четвертого знаку після коми; нормальний модуль приймається по стандарту як найближче менше значення відносно значення торцевого (додаток Б);

- кут нахилу зуба, точне значення якого дуже важливе при настроюванні зуборізального обладнання, визначається звичайно з точністю до кутової секунди;

- коефіцієнт відносної ширини зубчастого колеса, який визначається діленням ширини колеса на міжосьову відстань слід порівняти зі стандартним значенням (додаток Б);

- при визначенні діаметрів треба враховувати, що в формулу ділильного діаметра підставляють значення торцевого (колового) модуля, в формули діаметрів западин і виступів – значення нормального (стандартного) модуля.

2.5.5 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.6 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті, точними і короткими.

2.5.7 Оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Рисунок 1 – Кінематична схема редуктора

Рисунок 2 – Схема зачеплення зубчастих коліс

Таблиця 1 – Геометричні та кінематичні параметри зубчастих передач

Параметр		Спосіб визначення, формула параметра	Значення параметра по ступінням редуктора:	
			швидкохідна	тихохідна
Тип передачі		візуально		
Число зубів	шестірні	підрахунок	$z_{1Ш} =$	$z_{1Т} =$
	- колеса		$z_{2Ш} =$	$z_{2Т} =$
Передаточне число	-по ступінням	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u_{Ш} =$	$u_{Т} =$
	- загальне редуктора	$u_P = u_{Ш} \cdot u_{Т}$	$u_P =$	
Міжосьова відстань, мм		замір	$a_{wШ} =$	$a_{wТ} =$
Торцевий модуль, мм		$m_t = \frac{2 \cdot a_w}{z_1 + z_2}$	$m_{Ш} =$	$m_{Т} =$
Нормальний модуль, мм		Приймається по ДСТУ	$m_{nШ} =$	$m_{nТ} =$
Напрямок зуба	- шестірні	візуально		
	- колеса			
Кут нахилу зуба, град, хв, с		$\beta = \arccos\left(\frac{m_n}{m_t}\right)$	$\beta_{Ш} =$	$\beta_{Т} =$
Ширина колеса, мм		замір	$b_{2Ш} =$	$b_{2Т} =$
Коефіцієнт ширини колеса		$\Psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w}$	$\Psi_{baШ} =$	$\Psi_{baТ} =$
Дільний діаметр, мм	-шестірні	$d = m_t \cdot z$	$d_{1Ш} =$	$d_{1Т} =$
	- колеса		$d_{2Ш} =$	$d_{2Т} =$
Діаметр виступів, мм	-шестірні	$d_a = d + 2 \cdot m_n$	$d_{a1Ш} =$	$d_{a1Т} =$
	- колеса		$d_{a2Ш} =$	$d_{a2Т} =$
Діаметр западин, мм	-шестірні	$d_f = d - 2,5 \cdot m_n$	$d_{f1Ш} =$	$d_{f1Т} =$
	- колеса		$d_{f2Ш} =$	$d_{f2Т} =$

2 Висновки по роботі (аналіз причин розбіжності розрахункових та експериментальних значень):

3 Контрольні запитання

3.1 У чому різниця між редуктором і мультиплікатором ?

3.2 Що таке крок зачеплення та модуль зачеплення ?

3.3 У чому різниця між початковим та ділильним колом ?

3.4 З якою метою кут нахилу зуба виконують з точністю до кутової секунди ? _____

3.5 Що характеризує передаточне число зубчастої передачі ?

Роботу виконав студент _____ групи

_____ (прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

Додаток Б
(довідковий)

Параметри зубчастих передач

Таблиця Б1 – Міжосьові відстані циліндричних зубчастих передач по ГОСТ 2185-66

у міліметрах

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-	200	-	250
2-й ряд	-	-	-	-	-	-	140	-	180	-	225	-

1-й ряд	-	315	-	400	-	500	-	630	-	800	-	1000
2-й ряд	280	-	355	-	450	-	560	-	710	-	900	-

Таблиця Б2 – Ряди модулів зачеплення по ГОСТ 9563-60

у міліметрах

1-й ряд	1,0	-	1,25	-	1,5	-	2,0	-	2,5	-	3,0
2-й ряд	-	1,125	-	1,375	-	1,75	-	2,25	-	2,75	

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

Коефіцієнт відносної ширини колеса ψ_{ba} по ГОСТ 2185-66

0,1; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ КОНІЧНИХ ЗУБЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

МЕТА РОБОТИ: Вивчити основні конструкції конічних зубчастих редукторів, з'ясувати порядок складання, розбирання та регулювання їх вузлів. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику конічних зачеплень. Скласти кінематичну схему редуктора та ескіз конічного зубчастого колеса, на яких показати основні параметри редуктора і зачеплення.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область застосування конічних зубчастих передач, ознайомитись з класифікацією передач та класифікацією конічних редукторів по розташуванню зубчастих коліс відносно опор валів. Вивчити основні терміни, визначення і позначення геометричних, кінематичних та силових параметрів зубчастих конічних передач.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Дати визначення конічної зубчастої передачі.

1.2.2 Класифікація і основне призначення конічних передач.

1.2.3 Переваги та недоліки конічних зубчастих передач у порівнянні з циліндричними.

1.2.4 Специфіка геометрії конічної зубчастої передачі. Необхідність визначення зовнішніх і середніх параметрів.

1.2.5 Передаточне число конічної зубчастої пари, залежність кутів ділільних конусів від передаточного числа.

1.2.6 Сили в зачепленні конічної зубчастої передачі.

1.2.7 Матеріали, термообробка, заготовки, способи виготовлення конічних зубчастих коліс.

1.2.8 Розташування конічних зубчастих коліс на валах, обґрунтування необхідності застосування вала-шестірни.

1.2.9 Види регулювання, що виконуються в конічних зубчастих редукторах.

1.2.10 Як перевірити правильність регулювання конічного зубчастого зачеплення?

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- дати опис конструкції редуктора;
- скласти кінематичну схему редуктора;
- зобразити ескіз конічного зубчастого колеса і вказати на ньому основні геометричні параметри зачеплення;
- виконати необхідні заміри і розрахунки геометричних та кінематичних параметрів зубчастих передач редуктора і заповнити таблицю основних параметрів передачі;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Геометрія конічних зубчастих передач має свою специфіку. Одна з відмінностей конічних зачеплень від циліндричних полягає в тому, що замість початкових та ділільних циліндрів введені поняття початкових і ділільних конусів, як правило, ці конуси співпадають,

тому що кутове корегування для конічних коліс практично не застосовують. Сума кутів δ_1 і δ_2 складає кут між осями передачі, який, як правило, дорівнює $\Sigma = 90^\circ$ (ортогональна передача). Слід відмітити, що прямий кут застосовують тільки з міркувань зручності виготовлення корпусних деталей, при нарізанні ж самих зубчастих коліс значення міжосьового кута, не рівне 90° , не створює додаткових труднощів для технології.

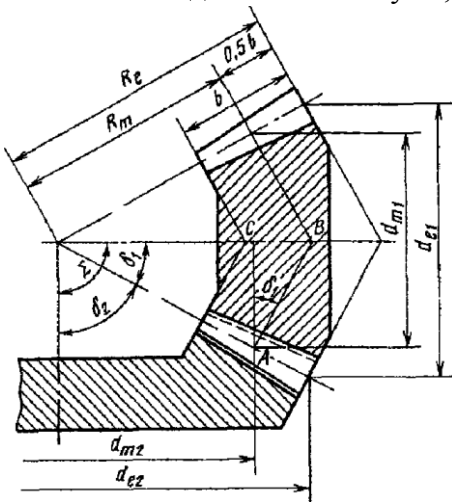


Рисунок 1 – Геометрія передачі

Перетини утворені поверхнями додаткових конусів - конусів, осі яких співпадають з осями коліс, а утворюючі, перпендикулярні до утворюючих ділільних конусів, називають торцевими перетинами.

Використовують поняття зовнішнього та внутрішнього додаткових конусів, які обмежують зубчастий вінець (шириною b), і також середнього додаткового конуса.

Для конічних передач характерне різне використання зовнішніх та середніх параметрів зачеплення.

У зв'язку з тим, що найбільш зручно вимірювати, а тому й задавати розміри зубів по зовнішнім конусам, прийняті зовнішні параметри, які звичайно позначають індексом “ e ”. Це (рис. 1) зовнішня конусна відстань (R_e), зовнішній ділительний діаметр (d_e), а отже і зовнішній модуль зачеплення (m_e).

Для силових розрахунків вигідніше оперувати середніми параметрами (з індексом m), такими як середня конусна відстань (R_m), середній ділительний діаметр (d_m), середній модуль (m_m). Слід пам'ятати, що для косих і кругових зубів розрізняють, крім того, торцевий (коловий) і нормальний модулі.

Звичайно стандартним приймають зовнішній нормальний модуль. Для зубів, які виготовляються за допомогою немодульного різального інструменту, допускається застосування передач з нестандартними значеннями модуля.

Для ортогональних конічних передач існує залежність кутів ділительних конусів і передаточного числа

$$U = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1.$$

Для різних видів розрахунків застосовуються коефіцієнти відносної ширини зубчастого вінця

$$\psi_{bd} = b/d_{1m}; \quad \psi_{bm} = b/m_m; \quad k_{be} = b/R_e.$$

Конічні зубчасті передачі використовують як і окремі складові механізмів машин, так і у виді редукторів - механізмів, які виготовляються централізовано окремими агрегатами і мають високий ступінь стандартизації та уніфікації.

У порівнянні з циліндричними зубчастими редукторами конічні редуктори, як правило, мають одну ступінь і дуже часто їх передаточне число дорівнює одиниці, тобто такі редуктори призначаються лише для змінення напрямку передачі силового потоку.

Крім того, конічні зубчасті передачі входять до складу комбінованих редукторів, найчастіше конічно-циліндричних двоступінчастих, за звичай у якості швидкохідної ступіні.

Треба зауважити, що граничні передаточні числа конічних передач не повинні перевищувати 6,3 (рекомендовані числа від 1 до 5), це пов'язане з тим, що зі збільшенням передаточного числа різко зростають габарити передачі.

Кінематичні схеми найбільш розповсюджених конічних зубчастих редукторів представлено на рисунку 2.

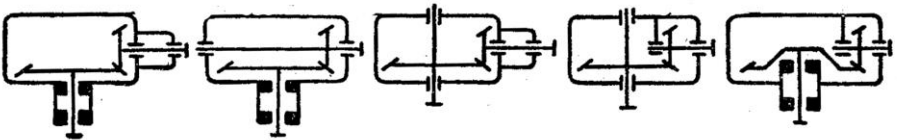


Рисунок 2 – Кінематичні схеми конічних редукторів

Для правильного функціонування зачеплення конічна зубчаста передача потребує регулювання, виконання якого зводиться до переміщення одного з зубчастих коліс відносно осі. У зв'язку з великими значеннями осьових сил, вали коліс часто монтують на підшипниках, які теж підлягають регулюванню.

Дуже важливим моментом для забезпечення точності зачеплення конічної зубчастої пари являється раціональна схема компоновання зубчастих коліс відносно опор їх валів.

З рисунку 2 видно, що практично всі схеми компоновання мають консольне розташування опор хоча б одного з валів. Це потребує підвищеної жорсткості валів і підшипникових опор, але дещо полегшує умови періодичного регулювання зачеплення. Крім того, при компонованні консольної опори вала у виді стакана значно легше вирішується проблема регулювання підшипників вала.

2.3 Оснащення робочого місця

- редуктор конічний;
- ключі гайкові;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До лабораторної роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, про що зроблено відповідний запис у реєстраційному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не переходити самовільно на інші робочі місця і не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірвальний та монтажний інструмент не за призначенням;
- при розбиранні редуктора слідкувати за тим, щоб сам редуктор та від'єднані від нього складові частини і деталі не були розташовані близько до краю робочого стола і не мали змоги впасти або скотитися з нього;
- при підрахунку числа зубів зубчастих коліс обертання колеса проводити тільки за його вінець, а не за вал, не дозволяється прокручування зубчастої передачі редуктора за рахунок прикладання зусилля до веденого вала;
- під час складання та регулювання передач та підшипників редуктора пильно слідкувати за тим, щоб руки колег не знаходились у небезпечних зонах;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- повністю скласти редуктор;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При описі конструкції редуктора, порядку його розбирання, складання і регулювання слід звернути увагу на такі моменти:

- матеріал і спосіб одержання заготовок корпусних деталей;
- особливості конструктивних форм корпусних деталей, кількість, розміри і розташування приливів, ребер жорсткості, тощо;
- наявність роз'ємів корпусу, спосіб кріплення корпусу до рами або фундаменту;
- пристрої для підйому і транспортування редуктора;
- методи і порядок механічної обробки привалочних площин;
- обробка циліндричних поверхонь посадочних місць під підшипники, забезпечення точності взаємного розташування поверхонь;
- вид кришок підшипників, їх кріплення і ущільнення;
- вид зубів зачеплень (прямозубі, косозубі, криволінійні, кругові), для косозубих і криволінійних коліс визначити напрямок зуба для шестірні і колеса пари;
- розташування і способи кріплення зубчастих коліс на валах, раціональність застосування валів-шестірень;
- форма вихідних кінців ведучого і веденого валів;
- тип підшипників кочення, їх розташування і кріплення на валах, в корпусі, стаканах;
- спосіб змащування зубчастих зачеплень і підшипників, рівень мастила, його контроль, розташування заливних горловин і зливних пробок, вентиляція картера, ущільнення вихідних кінців валів;
- порядок регулювання підшипників та зубчастого зачеплення, методи перевірки бічного зазора у зачепленні, плями контакту зубів, перевірка зазорів у підшипникових вузлах.

2.5.2 При складанні кінематичної схеми редуктора бажано застосуванням стандартних умовних позначень максимально точно відобразити специфіку редуктора, що описується.

2.5.3 На ескізі кінцевого зубчастого колеса слід проставити мінімально необхідне, але достатнє для повної геометричної характеристики зачеплення число розмірів і позначень параметрів.

2.5.4 В процесі заповнення таблиці геометричних та кінематичних параметрів передачі редуктора (таблиця 1 звіту) потрібно дотримуватись такої методики:

- тип зубчастої передачі характеризувати по виду зубів (прямозубі, косозубі, криволінійні, кругові), для косозубих та криволінійних передач необхідно вяснити також напрямок зубів (лівий або правий) шестірні і колеса;

- передаточне число, визначене діленням числа зубів колеса на число зубів шестірні, бажано звірити зі стандартним значенням (додаток Б);

- кути при вершинах ділільних конусів, точне значення яких дуже важливе при настроюванні зуборізального обладнання, потрібно визначати з точністю до кутової секунди;

- замір зовнішніх діаметрів виступів шестірні і колеса проводити з точністю до 0,1 мм;

- вирахування зовнішніх ділільних діаметрів проводити також з точністю до 0,1 мм, а визначення розрахункового значення зовнішнього модуля з точністю до 0,01 мм;

- стандартне значення зовнішнього модуля знаходиться по додатку Б даних вказівок, як найближче до розрахункового значення. У разі значного розходження значень розрахункового і стандартного модуля слід ретельно перевірити попередні обчислення і прийняти у якості модуля його нестандартне розрахункове значення;

- після обчислення розрахункових зовнішніх діаметрів виступів їх потрібно звірити з заміряними значеннями;

- після заміру ширини зубчастого вінця його значення можна округлити до нормального ряду чисел;

- значення зовнішньої та середньої конусних відстаней обчислюють з точністю 0,1 мм, а значення середнього модуля - до 0,01 мм.

2.5.5 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.6 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті, точними і короткими.

2.5.7 Оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Рисунок 1 – Кінематична схема редуктора

Рисунок 2 – Ескіз конічного зубчастого колеса

Таблиця 1 – Геометричні та кінематичні параметри передачі

Параметр		Спосіб визначення	Значення параметра
Тип передачі		візуально	
Число зубів	-шестірні	підррахунок	$z_1 =$
	-колеса		$z_2 =$
Передаточне число		$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u =$
Кути ділительних конусів, град, хв, с	-шестірні	$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{u}\right)$	$\delta_1 =$
	-колеса		$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Зовнішній діаметр виступів, мм	-шестірні	Замір	$d_{ae1} =$
	-колеса		$d_{ae2} =$
Зовнішній ділительний діаметр, мм	-шестірні	$d_e = \frac{d_{ae}}{1 + \frac{2 \cdot \cos \delta}{z}}$	$d_{e1} =$
	-колеса		$d_{e2} =$
Зовнішній модуль, мм	розрахунковий	$m'_{ne} = \frac{d_e}{z}$	$m'_{ne} =$
	стандартний	Приймається по ДСТУ	$m_{ne} =$
Зовнішній діаметр виступів, мм	-шестірні	$d_{ae} = m_{ne} \cdot z + 2 \cdot m_{ne} \cdot \cos \delta$	$d_{ae1} =$
	-колеса		$d_{ae2} =$
Зовнішній діаметр западин, мм	-шестірні	$d_{fe} = m_{ne} \cdot z - 2.5 \cdot m_{ne} \cdot \cos \delta$	$d_{fe1} =$
	-колеса		$d_{fe2} =$
Ширина зубчастого вінця, мм		Замір	$b =$
Зовнішня конусна відстань, мм		$R_e = \frac{d_e}{2 \cdot \sin \delta}$	$R_e =$
Середня конусна відстань, мм		$R_m = R_e - 0.5 \cdot b$	$R_m =$
Середній модуль зачеплення, мм		$m_{nm} = \frac{m_{ne} \cdot R_m}{R_e}$	$m_{nm} =$

2 Висновки по роботі:

3 Контрольні запитання

3.1 По яким параметрам можна визначити передаточне число конічної зубчастої передачі? _____

3.2 Які види регулювання виконуються в конічному зубчастому редукторі? _____

3.3 Як перевірити якість регулювання конічного зубчастого зачеплення? _____

3.4 Для яких розрахунків (геометричних чи силових) використовують значення середніх параметрів конічного зачеплення? _____

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

Додаток Б
(довідковий)

Параметри зубчастих передач

Таблиця Б1 – Міжосьові відстані циліндричних зубчастих передач по ГОСТ 2185-66

у міліметрах

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-	200	-	250
2-й ряд	-	-	-	-	-	-	140	-	180	-	225	-

1-й ряд	-	315	-	400	-	500	-	630	-	800	-	1000
2-й ряд	280	-	355	-	450	-	560	-	710	-	900	-

Таблиця Б2 – Ряди модулів зачеплення по ГОСТ 9563-60

у міліметрах

1-й ряд	1,0	-	1,25	-	1,5	-	2,0	-	2,5	-	3,0
2-й ряд	-	1,125	-	1,375	-	1,75	-	2,25	-	2,75	

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

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КОРОБКИ ПЕРЕМІНИ ПЕРЕДАЧ

МЕТА РОБОТИ: Закріпити знання по застосуванню циліндричних зубчастих передач для механізмів ступінчастого регулювання частоти обертання. На прикладі коробки переміни передач автомобіля розглянути основні принципи конструювання коробок передач і коробок швидкостей та компоновальні особливості даних конструкцій.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання механізмів ступінчастого регулювання передаточного відношення, ознайомитись з класифікацією коробок переміни передач по кількості валів та числу передач, вивчити основні способи перемикання передач, методи реверсування руху.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Основна різниця між механізмами: “Редуктор”, “Мультиплікатор”, “Варіатор”, “Коробка передач”.

1.2.2 Область застосування механізмів ступінчастого регулювання передаточного відношення.

1.2.3 Назвіть основні причини виходу з ладу зубчастих коліс коробок передач і коробок швидкостей.

1.2.4 Перерахуйте заходи, які направлено на підвищення міцності зубчастих коліс коробки передач.

1.2.5 Як здійснюється зміна напрямку обертання веденого вала у КПП з зубчастими колесами, що пересуваються вздовж валів?

1.2.6 З якою метою при конструюванні коробок передач рекомендують приймати ширину зубчастих вінців меншу чим ширина зубчастих коліс редукторів при відповідних міжосьових відстанях?

1.2.7 Назвіть матеріали і види термообробки, які найчастіше застосовуються при виготовленні зубчастих коліс коробок переміни передач автотракторних трансмісій.

1.2.8 Які види заготовок застосовують для виготовлення блоків шестірень коробок переміни передач?

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- дати короткий опис конструкції КПП, порядок її складання, розбирання та регулювання;
- зобразити кінематичні схеми коробки переміни передач при реалізації кожної передачі переднього ходу і передачі заднього ходу;
- підрахувати число зубів кожного зубчастого колеса коробки передач і заповнити таблицю характеристик зубчастих коліс КПП;
- вивести розрахункові формули для визначення передаточного відношення коробки на кожній передачі, вчислити значення передаточних відношень і заповнити таблицю;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Коробки передач транспортних засобів служать для змінення сили тяги і швидкості руху трактора, автомобіля, самохідної машини. Крім основних, коробка виконує і додаткові функції: задній хід, зупинка при працюючому двигуні, рух машини по інерції.

Механічні коробки передач об'єднує основний принцип – вони здійснюють ступінчасте регулювання передаточного відношення.

Велике різноманіття умов роботи і технологічних процесів, які виконуються тракторами, вимагає від тракторних коробок передач великої кількості ступіней (8...16), а іноді і більшої, причому всі ступіні сповільнюють рух машини. Для автомобільних коробок, як правило, вистачає від трьох до п'яти ступіней, в тому числі одну вищу передачу (пряму або прискорюючу).

Як для тракторів, так і для автомобілів передбачається рух заднім ходом. Автомобіль має одну таку передачу – для маневрування при розворотах, для трактора ж такі передачі використовуються при деяких видах польових або транспортних робіт і число ступіней заднього ходу може бути до шести і більше.

Повна класифікація автотракторних коробок передач наводиться у курсі дисципліни «Трактори і автомобілі», розглянемо лише основні конструктивні ознаки, які характеризують коробки з застосуванням циліндричних зубчастих передач. На рисунку 1 показані коробки з рухомими шестірнями а) і з шестірнями постійного зачеплення б).

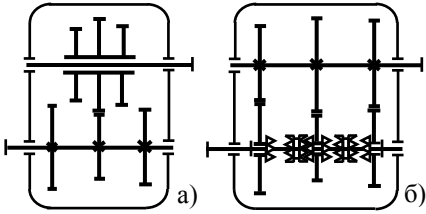


Рисунок 1 - Типи зачеплення шестірень

У першому випадку переключення відповідної передачі досягається за рахунок переміщення блоку шестірень, а у другому – за рахунок вмикання і вимкання муфт. Як видно, для схеми (а) основні динамічні навантаження при переключенні передачі припадають на зуби зубчастих коліс, а для схеми (б) – на муфти (зубчасті, кулачкові, фрикційні, тощо). Обидві схеми мають як переваги, так і відповідні недоліки, що обумовлює їх використання у конкретній конструкції.

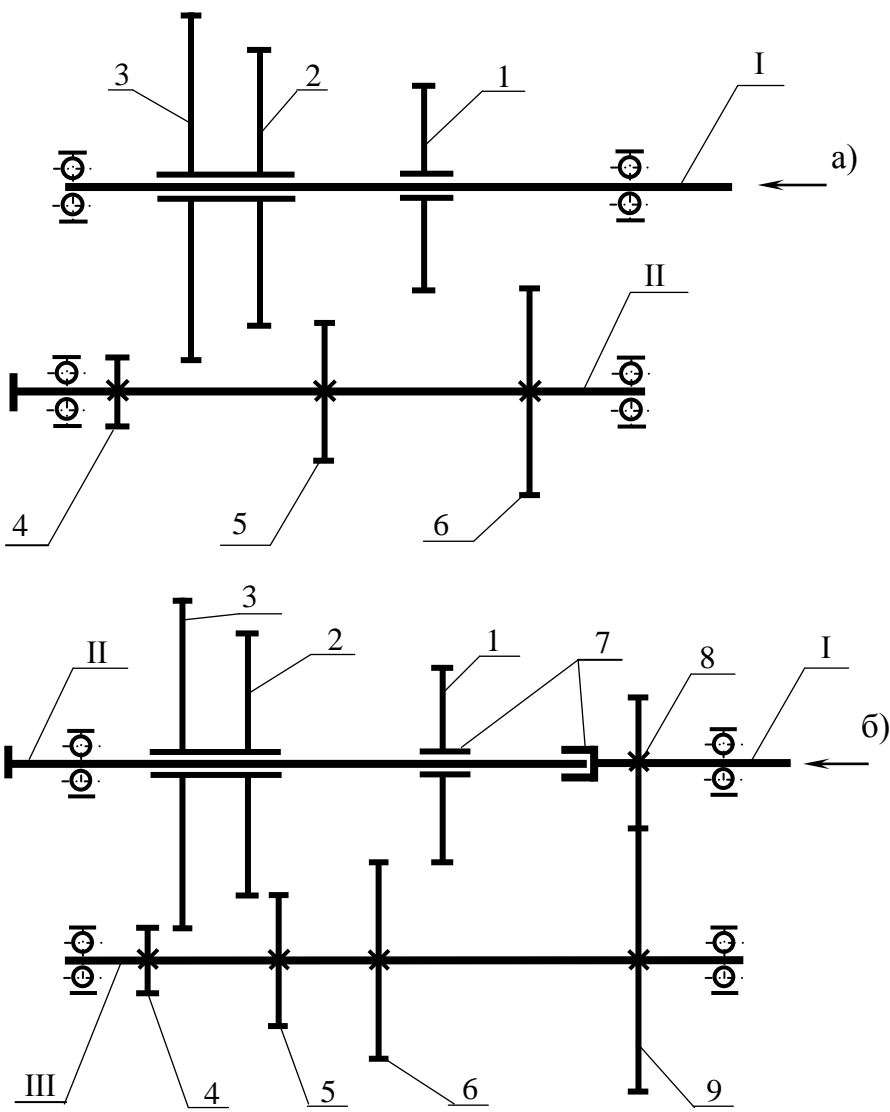
Слід відмітити, що термін “шестірня” для даних пристроїв відноситься як до ведучого, так і для веденого зубчастих коліс, крім того ведучий вал іменують “первинний”, ведений – “вторинний”, інші вали як і для редукторів – “проміжні”.

Коробки передач класифікують також по числу рухомих шестірень (блоків, кареток) або муфт для вмикання шестірень на двоходові, триходові і чотириходові.

По числу валів для передач переднього ходу коробки розділяють на двовальні, тривальні, чотиривальні і коробки помножуючого типу (з редуктором).

На рисунку 2 а) показана кінематична схема двохвальної коробки. На первинному валі (I) встановлені рухомі шестірні 1, 2 і 3 (шестірні 2 і 3 поєднані в блок), на вторинному валі (II) – нерухомі шестірні 4, 5 і 6. При такій конструкції коробки реалізуються три передачі: перша (шестірні 1 і 6), друга (2 і 5) та третя (3 і 4), передачі нумерують у порядку підвищення швидкості машини. Таким чином, коробку з таким компонованням можна класифікувати як триступінчасту двоходову (шестірня 1 і блок шестірень 2-3).

Коробка, що представлена на рисунку 2 б) – тривальна, чотириступінчаста, триходова з прямою передачею. Первинний (I) і вторинний (II) вали розташовані на одній геометричній осі.



I – вал первинний; II – вал вторинний; III – вал проміжний
 1 – шестірня рухома; 2 і 3 – рухомі шестірні (блок); 4, 5, 6 – шестірні нерухомі; 7 – зубчаста муфта; 8, 9 – шестірні постійного зачеплення

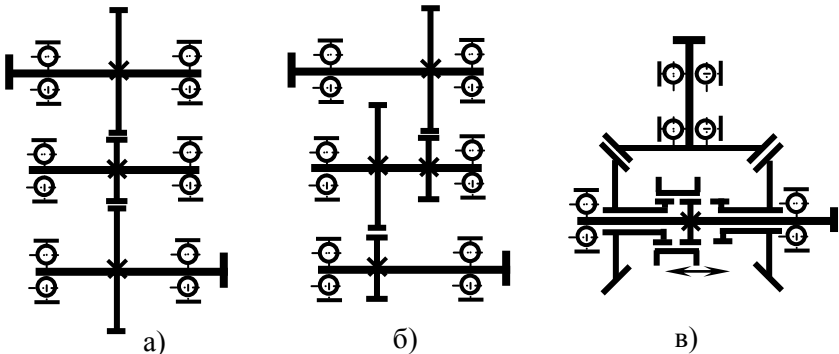
Рисунок 2 – Кінематичні схеми коробок передач

Для цього в торці первинного вала встановлений підшипник, який служить передньою опорою вторинного вала, шестірня (8) первинного вала знаходиться у постійному зачепленні з шестірнею (9) проміжного вала.

Як і у попередній конструкції вздовж шліцевого первинного вала переміщуються рухома шестірня (1) і блок (з шестірнями 2 і 3), які можуть по черзі входити у зачеплення з шестірнями 4, 5, 6 на проміжному валі, при першій, другій і третій передачі. Зубчастий пристрій на маточині рухомої шестірні (1) використовується у якості зубчастої муфти (7), що з'єднує первинний і вторинний вали при вмиканні найвищої прямої передачі.

Тракторні коробки передач помножуючого типу звичайно представляють комбінацію двох коробок: допоміжної – двовальної (редуктора) і основної тривальної.

В автотракторних коробках передач рух машини заднім ходом одержують за рахунок введення в кінематичний ланцюжок проміжної (паразитної) шестірні (рис. 3, а), зубчастого перебору (б) або спеціального механізму реверса (в).



а) проміжна шестірня; б) зубчастий перебір; в) реверс з муфтою
 Рисунок 3 – Схеми механізмів для включення заднього ходу

Звичайно проміжні кінематичні елементи вводять у зачеплення між шестірнями, що забезпечують першу передачу. Слід зауважити, що застосування зубчастого перебору ще більш підвищує загальне передаточне число коробки і задня передача, як правило, повільніша за першу. Механізм реверсу забезпечує рівне число передніх і задніх передач і тому найчастіше використовується для тракторних коробок.

Специфіка призначення і конструктивні особливості різних типів коробок передач обумовлюють специфічні вимоги до геометрії, кінематики та конструктивного оформлення зубчастих передач.

У зв'язку з тим, що розміри, конфігурація і основні параметри коробок передач транспортних засобів залежать від відповідних параметрів самої машини, то дуже часто міжосьові відстані зубчастих передач не мають стандартних значень. Передаточні числа послідовних ступіней коробки (передач) не обов'язково повинні утворювати параметричний ряд і відповідати стандартам на зубчасті передачі.

Щоб забезпечити максимальну об'ємну міцність зубів, модулі зубчастих коліс, особливо для рухомих шестірень, що переключають передачі, повинні мати максимальні (у межах відповідних геометричних розрахунків) значення.

Ширина зубчастих вінців шестірень і блоків приймається мінімальною (коефіцієнти $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,16$, $\psi_{bm} = 6 \dots 10$).

По-перше, це скорочує шлях переміщення рухомих елементів (шестірень, блоків) при переключенні передач (тобто зменшує габарити всього пристрою).

По-друге, для вузьких зубчастих коліс концентрація навантаження по довжині зуба виявляється у меншій мірі. Треба пам'ятати, що при експлуатації коробки по мірі зносу шліцьового вала та отвору маточини збільшуються зазори між ними і це неминуче веде до концентрації навантаження по довжині зуба, тобто все більше погіршує умови роботи зачеплення.

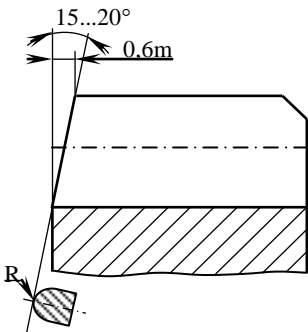


Рисунок 4 – Форма зуба

Для полегшення перемикання рухомих шестірень у всіх конструкціях коробок їх зуби зі сторони входження у зачеплення необхідно скошувати під кутом $15 \dots 20^\circ$ і закругляти (рис. 4).

Поліпшені умови взаємного контакту при вмиканні одержують при закругленні торця зуба по криволінійній поверхні і наданні зубу форми бочки.

Вцілому ж основні вимоги до геометрії, кінематики та силових співвідношень зубчастих передач коробок такі ж, як і для зубчастих передач циліндричних редукторів.

2.3 Оснащення робочого місця

- коробка переміни передач автомобіля (зразок макетний);
- ключі гайкові;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
 - не переходити самовільно на інші робочі місця і не пересуватися без потреби по лабораторії;
 - не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;
 - при розбиранні коробки передач слідкувати за тим, щоб від'єднані її складові частини і деталі акуратно розкладалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;
 - при підрахунку числа зубів шестірень потрібно, щоб обертання валів і підрахунок вела одна людина, не можна тримати пальці у зонах зачеплень або між частинами, що обертаються і корпусом;
 - під час пересування рухомих шестірень і блоків слідкувати за тим, щоб руки колег не знаходились у небезпечних зонах;
 - не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;
- ### **2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:**
- повністю скласти коробку передач;
 - здати робоче місце лаборанту або викладачу.
- ### **2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.**

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При описі принципу дії та конструкції коробки передач, порядку її розбирання, складання і регулювання рекомендується дотримуватись такої послідовності:

- класифікація по числу валів, числу передач, числу ходів;
- матеріал і спосіб одержання заготовок корпусних деталей;
- особливості конструктивних форм корпусних деталей, кількість і розташування роз'ємів, розміри і розміщення бобишок, приливів, ребер жорсткості, тощо;
- спосіб центрування і кріплення корпусу коробки до кожуха зчеплення автомобіля;
- обробка циліндричних поверхонь посадочних місць під підшипники, забезпечення точності взаємного розташування валів;
- методи ущільнення привалочної площини корпусу і кришки;
- способи кріплення нерухомих шестірень на валах;
- форма вихідних кінців первинного і вторинного валів;
- тип підшипників кочення, їх розташування і кріплення на валах, в корпусі, спосіб регулювання;
- спосіб змащування зубчастих зачеплень і підшипників, рівень мастила, його контроль, розташування заливних горловин і зливних пробок, вентиляція картера, ущільнення вихідних кінців валів.

2.5.2 При складанні кінематичних схем коробки на різних передачах бажано застосуванням стандартних умовних позначень кінематичних елементів максимально точно відобразити компонування та специфіку устрою коробки.

2.5.3 Перед заповненням таблиці характеристик зубчастих коліс КПП (таблиця 1 звіту) прослідкувати, щоб на всіх кінематичних схемах були єдині позначення елементів.

2.5.4 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.5 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.6 Оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 5

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Вивчення конструкції коробки переміни передач”

Мета роботи: Закріпити знання по застосуванню циліндричних зубчастих передач для механізмів ступінчастого регулювання частоти обертання.

Зміст роботи: На прикладі коробки переміни передач автомобіля розглянути основні принципи конструювання коробок передач і коробок швидкостей та особливості даних конструкцій.

1 Дати опис конструкції КПП, порядок її збирання, розбирання та регулювання

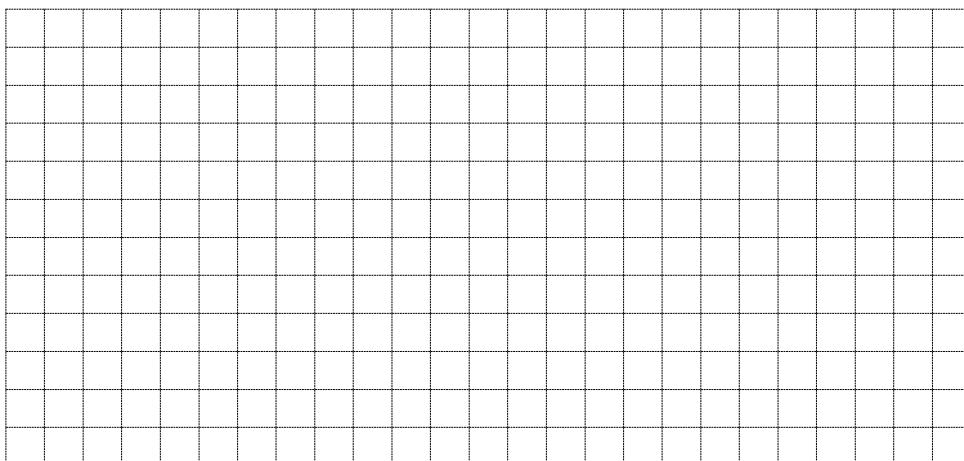


Рисунок 1 – Кінематична схема КПП на першій передачі

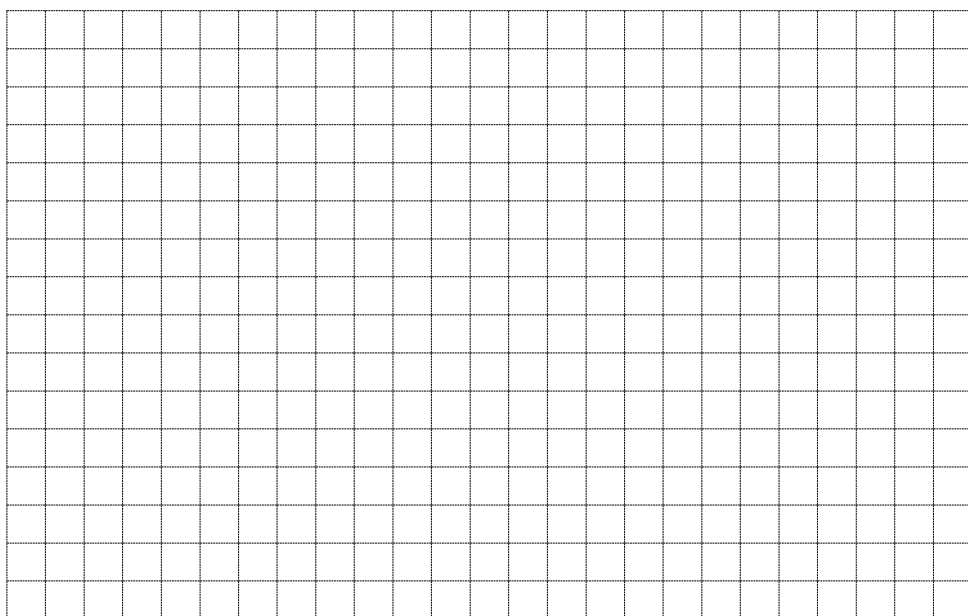


Рисунок 2 – Кінематична схема КПП на другій передачі

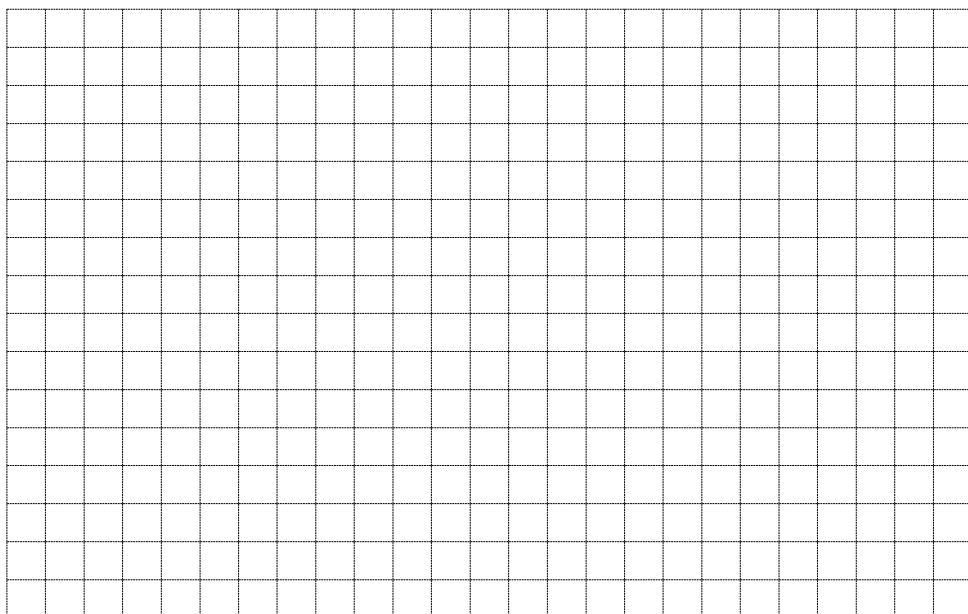


Рисунок 3 – Кінематична схема КПП на третій передачі

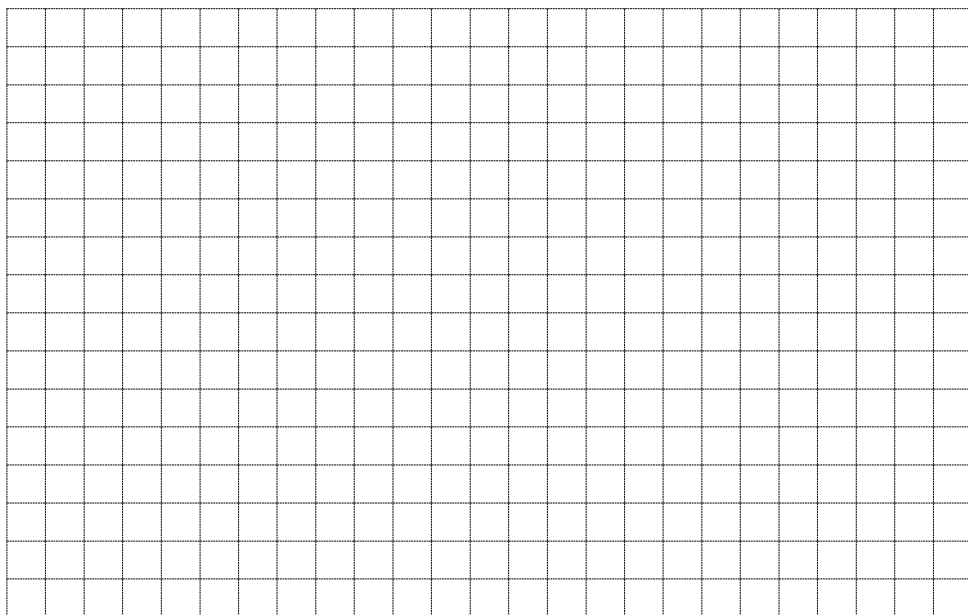


Рисунок 4 – Кінематична схема КПП на четвертій передачі

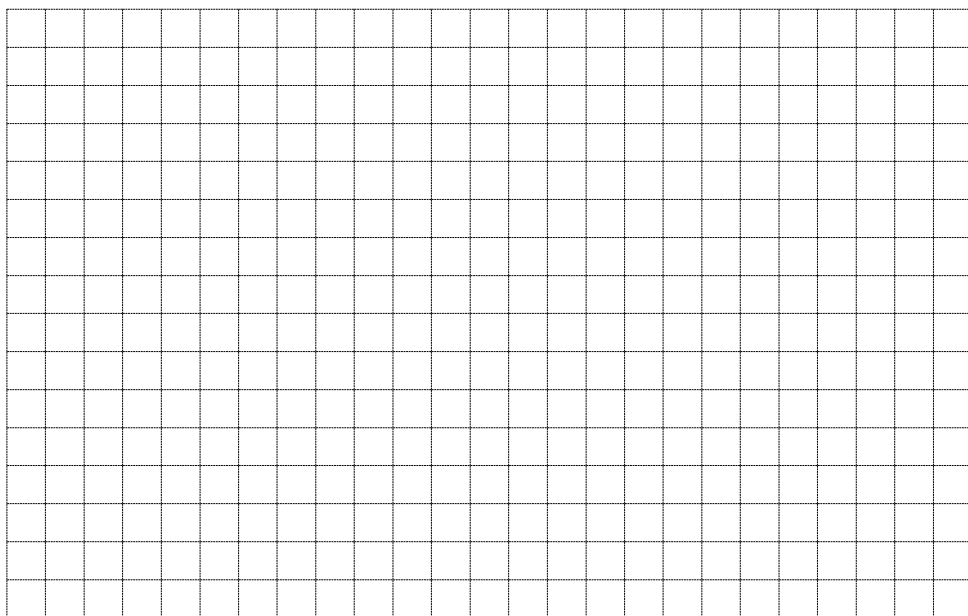


Рисунок 5 – Кінематична схема КПП на передачі заднього ходу

Таблиця 1 – Характеристика зубчастих коліс КПП

Номер на схемі	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число зубів										

Таблиця 2 – Передаточні числа КПП по передачах

Передача	Розрахункова формула	Передаточне число

2 Висновки по роботі _____

3 Контрольні запитання

3.1 З якою метою при конструюванні коробок передач рекомендують приймати ширину зубчастих коліс меншу чим ширина коліс редукторів? _____

3.2 Перерахуйте заходи, що запобігають руйнуванню торців зубчастих коліс при введенні їх у зачеплення на ходу машини

Роботу виконав студент _____ групи

_____ (прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ

МЕТА РОБОТИ: Вивчити конструкції черв'ячних редукторів. Ознайомитись з порядком складання та розбирання. Скласти кінематичну схему редуктора та схему черв'ячного зачеплення. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику зачеплення. З'ясувати порядок регулювання зачеплення і підшипників.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання черв'ячних силових передач, ознайомитись з класифікацією редукторів по розташуванню осей валів, вивчити основні терміни, визначення і позначення геометричних, кінематичних та силових параметрів черв'ячних передач.

1.2 Питання для самопідготовки

1.2.1 Визначення і призначення черв'ячної передачі, область застосування.

1.2.2 Черв'ячні передачі з різними компоновальними схемами.

1.2.3. Основні типи черв'яків за їх геометричними параметрами

1.2.4 Особливості геометрії черв'ячної пари, коефіцієнт діаметра черв'яка, його вибір.

1.2.5 Число заходів черв'яка, число зубів черв'ячного колеса, передаточне число черв'ячної передачі.

1.2.6 Діапазон значень передаточних чисел силових передач.

1.2.7 Зусилля в передачі, їх значення і напрямки дії.

1.2.8 Втрати потужності в передачі, поняття коефіцієнта корисної дії передачі, методи його підвищення.

1.2.9 Матеріали для виготовлення черв'яка і колеса, заготовки, конструктивні особливості.

1.2.10 Методи виготовлення черв'яків, черв'ячних коліс.

1.2.11 Які регулювання виконують у черв'ячних редукторах?

1.2.12 Способи охолодження черв'ячних редукторів.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- скласти кінематичну схему редуктора та просторову схему зусиль в передачі;
- зобразити схему черв'ячного зачеплення і вказати на ній основні геометричні параметри зачеплення;
- дати опис конструкції редуктора;
- виконати необхідні заміри і розрахунки геометричних та кінематичних параметрів черв'ячної передачі редуктора і заповнити таблицю основних параметрів редуктора;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Черв'ячні передачі застосовують для передачі обертального руху між валами, осі яких перехрещуються. Вони відносяться до числа зубчато-гвинтових, тобто мають характерні риси зубчастих та гвинтових передач. Зачеплення складається з черв'яка (по суті гвинта) і черв'ячного колеса (особливої форми зубчастого колеса). Для більшості передач кут між осями дорівнює 90° . До переваг черв'ячних передач відносять можливість одержання великих значень передаточного числа, плавність та безшумність, можливість точних переміщень, основний недолік – низьке значення коефіцієнта корисної дії.

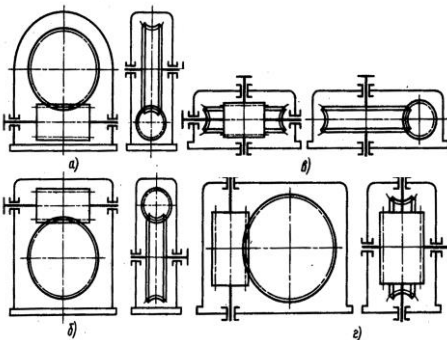


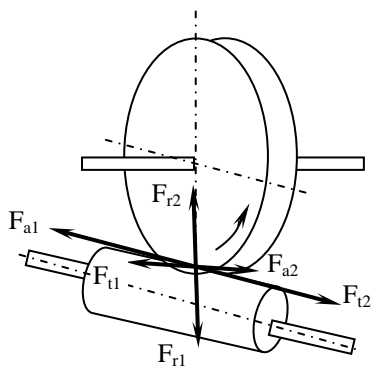
Рисунок 1 - Кінематичні схеми редукторів

Відомо, що об'єм застосування черв'ячних передач складає до 10% від загального об'єму передач зачепленням, але ж виробництво редукторів складає більш половини редукторів, що випускають промисловістю. Основні компоновальні схеми черв'ячних редукторів показані на рисунку 1.

Саме від значення коефіцієнта діаметра черв'яка q залежить його жорсткість (тобто опір прогину), що дуже важливо при великих відстанях між опорами, але ж великі його значення приводять до зменшення кута підйому витка і тим самим зниження ККД. Мінімальне значення $q_{min} = 0,212 \cdot Z_2$, при розрахунках рекомендують попередньо визначати $q \approx 0,25 \cdot Z_2$, а потім приймати коефіцієнт по стандарту.

Сполучення стандартних значень передаточного числа, модуля і коефіцієнта діаметра черв'яка дає можливість скласти таблицю параметрів переважних передач (Додаток Б).

Крім вище вказаних параметрів передача повинна мати і стандартне значення міжосьової відстані. Для "вписування" передачі у стандартну міжосьову відстань широко застосовують зміщення черв'яка. Ця процедура полегшується тим, що зуби черв'ячного колеса нарізають черв'ячними фрезами, які по формі витків не відрізняються від самого черв'яка, і нарізання без зміщення або зі зміщенням виконується одним і тим же інструментом.



Складові зусилля у черв'ячному зачепленні показані на рисунку 3. Максимальне зусилля в зачепленні – колове зусилля F_{t2} на черв'ячному колесі. Слід звернути увагу, на те, що відповідна йому реакція на черв'яку - осьове зусилля F_{a1} , яке навантажує підшипники черв'яка. Як правило, в якості опор черв'яка використовують радіально-упорні кулькові або конічні роликові підшипники кочення.

Рисунок 3 - Сили у зачепленні

Внаслідок присутності в зачепленні інтенсивного тертя ковзання, черв'ячна передача має найнижчий ККД серед передач зачепленням. Підвищити ККД можна поліпшенням геометрії, підбором антифрикційних матеріалів, обробкою поверхонь тертя з раціональною шорсткістю, ефективним змащуванням.

Низьке значення ККД приводить до інтенсивного виділення теплоти у зоні зачеплення, тому конструкція редукторів повинна передбачати устрої для кращого теплообміну і охолодження.

2.3 Оснащення робочого місця

- редуктор черв'ячний;
- ключі гайкові;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не переходити самовільно на інші робочі місця і не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;
- при розбиранні редуктора слідкувати за тим, щоб від'єднані його складові частини і деталі акуратно розкладалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;
- при підрахунку числа заходів черв'яка та числа зубів колеса потрібно, щоб обертання черв'яка і підрахунок вела одна людина, не можна тримати пальці у зоні зачеплення або між колесом і корпусом;
- під час регулювання та складання редуктора пильно слідкувати за тим, щоб руки колег не знаходились у небезпечних зонах;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- повністю скласти редуктор;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При складанні кінематичної схеми редуктора бажано застосуванням стандартних умовних позначень максимально точно відобразити компонування та специфіку редуктора. На просторовій схемі показати напрямки і позначення складових зусиль передачі.

2.5.2 На схемі черв'ячного зачеплення слід проставити мінімально необхідне, але достатнє для повної геометричної характеристики зачеплення число розмірів і позначень параметрів.

2.5.3 При описі конструкції редуктора, порядку його розбирання, складання і регулювання слід звернути увагу на такі моменти:

- матеріал і спосіб одержання заготовок корпусних деталей;
- особливості конструктивних форм корпусних деталей, кількість і розташування роз'ємів, розміри і розміщення бобишок, приливів, ребер жорсткості, тощо;
- спосіб кріплення кришки до корпусу, корпусу до рами;
- пристрої для підйому і транспортування редуктора;
- методи і порядок механічної обробки привалочних площин;
- обробка циліндричних поверхонь посадочних місць під підшипники, забезпечення точності взаємного розташування корпусних деталей за допомогою штифтів;
- методи ущільнення привалочної площини корпусу і кришки;
- розташування і способи кріплення черв'ячних коліс на валах, кріплення зубчастого вінця до диску колеса ;
- форма вихідних кінців ведучого і веденого валів;
- тип підшипників кочення, їх розташування і кріплення на валах, в корпусі, спосіб регулювання;
- спосіб змащування черв'ячного зачеплення і підшипників, рівень мастила, його контроль, розташування заливних горловин і зливних пробок, вентиляція картера, ущільнення вихідних кінців валів;
- методи та порядок регулювання підшипників та черв'ячного зачеплення, методи перевірки бічного зазора у зачепленні, плями контакту зубів, перевірка зазорів у підшипникових вузлах;
- конструктивні заходи по поліпшенню тепловіддачі корпусу редуктора, наявність додаткових пристроїв для охолодження.

2.5.4 В процесі заповнення таблиці геометричних та кінематичних параметрів передачі редуктора (таблиця 1 звіту) варто дотримуватись такої методики:

- число заходів черв'яка визначається візуально з кількості виступів на торці черв'яка, при неможливості огляду торця можна визначити цей параметр притискаючи крейду до вершини витка і прокручуючи черв'як;

- напрямок витка (лівий або правий) черв'яка і напрямок зубу колеса визначається візуально (по правилу руки);

- осьовий крок витків черв'яка бажано вимірювати як можна ближче до уявної лінії ділильного циліндра;

- стандартне значення модуля передачі береться як найближче з Додатку Б;

- значення коефіцієнта діаметра черв'яка також вибирається по стандарту як найближче до розрахункового (Додаток Б);

- визначення діаметрів концентричних кіл (ділильного, западин та виступів) черв'яка та колеса проводити з точністю до 0,1 мм;

- розрахункове значення передаточного числа порівняти з його стандартним значенням по таблиці Б1;

- заміряну міжосьову відстань звірити зі стандартним значенням (таблиця Б4), при розбіжності значень прийняти міжосьову відстань рівною стандартній;

2.5.5 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.6 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.7 Оформлений звіт з лабораторної роботи підписується виконавцем і зраховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 6

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Вивчення конструкцій черв'ячних редукторів”

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції геометрії, кінематики черв'ячних передач.

Зміст роботи: Вивчити конструкції черв'ячних редукторів. Ознайомитись з порядком складання та розбирання. Скласти просторову кінематичну схему черв'ячного зачеплення. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику черв'ячного зачеплення. З'ясувати порядок регулювання зачеплення і підшипників.

Рисунок 1 – Кінематична схема черв'ячного зачеплення
(просоторова)

Таблиця 1 - Основні геометричні та кінематичні параметри передачі

Параметр		Спосіб визначення	Формула для обчислення	Значення параметра
Черв'яка				
Число заходів		Підрахунок		$z_1 =$
Напрямок витка		Візуально		
Крок осьовий, мм		Замір		$p =$
Модуль осьовий, мм	розрахунковий	Розрахунок	$m' = \frac{p}{\pi}$	$m' =$
	стандартний	ДСТУ 2458-94		$m =$
Діаметр виступів, мм		Замір		$d_{a1} =$
Коефіцієнт діаметра	розрахунковий	Розрахунок	$q' = \frac{d_{a1} - 2 \cdot m}{m}$	$q' =$
	стандартний	ДСТУ 2458-94		$q =$
Діаметр, мм	-ділильний	Розрахунок	$d_1 = m \cdot q$	$d_1 =$
	- западин	Розрахунок	$d_{f1} = d_1 - 2.4 \cdot m$	$d_{f1} =$
	- виступів	Розрахунок	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$	$d_{a1} =$
Черв'ячного колеса				
Число зубів		Підрахунок		$z_2 =$
Діаметр, мм	- ділильний	Розрахунок	$d_2 = m \cdot z$	$d_2 =$
	- западин	Розрахунок	$d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2.4)$	$d_{f2} =$
	- виступів	Розрахунок	$d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2)$	$d_{a2} =$
	- найбільший	Розрахунок	$d_{am2} = d_{a2} + k \cdot m$ $z = 1..2; k = 2$	$d_{am2} =$
Передаточне число редуктора		Розрахунок	$u = \frac{z_2}{z_1}$	$u =$
Міжосьова відстань, мм		Розрахунок	$a_w = 0.5 \cdot (d_1 + d_2)$	

2 Висновки по роботі

3 Контрольні запитання

3.1 Чому вінець черв'ячного колеса виготовляють з бронзи або з чавуну? _____

3.2 Для якого черв'ячного редуктора передаточне число буде мати більше числове значення?

1. $z_1 = 1; z_2 = 40;$

2. $z_1 = 4; z_2 = 40;$

3.3 Який з редукторів, що приведені в запитанні 3.2 має вище числове значення ККД? (при однакових матеріалах пари і рівних умовах експлуатації)

3.4 По яких параметрах можна перевірити якість регулювання черв'ячного редуктора?

3.5 З якою метою корпуси більшості черв'ячних редукторів мають велику кількість ребер?

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

Додаток Б
(довідковий)

Параметри черв'ячних передач

Таблиця Б1 – Передаточні числа по ДСТУ 2458-94

1-й ряд	8	-	10	-	12,5	-	16	-	20	-	25
2-й ряд	-	9	-	11,2	-	14	-	18	-	22,4	-
1-й ряд	-	31,5	-	40	-	50	-	63	-	80	
2-й ряд	28	-	35,5	-	45	-	56	-	71	-	

Таблиця Б2 – Модулі, коефіцієнти діаметра, число заходів черв'яка
(рекомендовані значення параметрів ДСТУ 2458-94)

m	q	Z ₁	m	q	Z ₁	
1,00	16,0	1	5,00	8,0	1; 2; 4	
	20,0	1; 2; 4		10,0	1; 2; 4	
1,25	12,5	1; 2; 4		12,5	1; 2; 4	
	16,0	1; 2; 4		16,0	1; 2; 4	
	20,0	1; 2; 4		20,0	1; 2; 4	
		10,0		1; 2; 4	6,30	8,0
12,5	1; 2; 4	10,0		1; 2; 4		
1,60	16,0	1; 2; 4		12,5		1; 2; 4
	20,0	1; 2; 4	16,0	1; 2; 4		
		8,0	1; 2; 4	20,0		1; 2; 4
	10,0	1; 2; 4	8,00	8,0		1; 2; 4
2,00	12,5	1; 2; 4		10,0		1; 2; 4
	16,0	1; 2; 4		12,5		1; 2; 4
	20,0	1; 2; 4		16,0	1; 2; 4	
		8,0		1; 2; 4	20,0	1; 2; 4
2,50	10,0	1; 2; 4		10,00	8,0	1; 2; 4
	12,5	1; 2; 4			10,0	1; 2; 4
	16,0	1; 2; 4			12,5	1; 2; 4
		20,0	1; 2; 4		16,0	1; 2; 4
3,15	8,0	1; 2; 4	12,50		20,0	1; 2; 4
	10,0	1; 2; 4			8,0	1; 2; 4
	12,5	1; 2; 4			10,0	1; 2; 4
	16,0	1; 2; 4			12,5	1; 2; 4
20,0		1; 2; 4		16,0	1; 2; 4	
	8,0	1; 2; 4		16,0	8,0	1; 2; 4
	10,0	1; 2; 4			10,0	1; 2; 4
	12,5	1; 2; 4			12,5	1; 2; 4
16,0	1; 2; 4	16,0	1; 2; 4			
	20,0	1; 2; 4	20,00		20,0	1; 2; 4
8,0		1; 2; 4			8,0	1; 2; 4
10,0		1; 2; 4			10,0	1; 2; 4
12,5		1; 2; 4			12,5	1; 2; 4
16,0	1; 2; 4	16,0		1; 2; 4		
	20,0	1; 2; 4		20,0	1; 2; 4	

Таблиця Б3 – Модулі, коефіцієнти діаметра, число заходів черв'яка
(допустимі значення параметрів ДСТУ 2458-94)

m	q	Z ₁	m	q	Z ₁
1,5	14	1; 2; 4	4,0	9	1; 2; 4
	16	1		12	1
2,0	12	1; 2; 4	6,0	9	1; 2; 4
2,5	12	1; 2; 4		12	1; 2; 4
			7,0	12	1; 2; 4
3,0	10	1; 2; 4	12,0	10	1; 2
	12	1; 2; 4			
3,5	10	1; 2; 4	14,0	8	2
	12	1			
	14	1			

Таблиця Б4 – Міжосьові відстані черв'ячних передач
по ДСТУ 2458-94

у міліметрах

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	-	160	-
2-й ряд	-	-	-	-	-	-	140	-	180

1-й ряд	200	-	250	-	315	-	400	-	500
2-й ряд	-	225	-	280	-	355	-	450	-

ТЯГОВІ ВИПРОБУВАННЯ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

МЕТА РОБОТИ: Одержати практичні навички у проведенні тягових випробувань клинопасової передачі, визначити її тягові властивості. Порівняти розрахункові і експериментальні результати.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи з'ясувати призначення і область використання пасових передач, ознайомитись з класифікацією, конструкціями, методами натягу пасів. Вияснити, від яких факторів залежить тягова спроможність та довговічність пасової передачі. Методи побудови кривої ковзання і її роль у визначенні тягової спроможності.

1.2 Питання для самопідготовки

1 Класифікація, конструктивні особливості і матеріали плоских та клинових, поліклинових пасів.

2 Основні геометричні та кінематичні характеристики пасової передачі, їх співвідношення.

3 Сили і напруження у гілках паса, який працює на холостому ході, під навантаженням, їх співвідношення.

4 Визначення раціонального зусилля початкового натягу, необхідного для забезпечення передачі заданої потужності.

5 Методи утворення початкового натягу паса та види пристроїв для його забезпечення.

6 Причині виникнення, фізична суть пружного ковзання та його вплив на тягову спроможність передачі. Явище буксування передачі.

7 Крива ковзання, її роль у визначенні номінальної потужності, яку передає клиновий пас певного розміру перерізу.

8 Вплив на розрахункові параметри тягової спроможності пасової передачі конструктивних факторів та умов роботи:

- кута обхвату меншого шківа;
- довжини паса;
- передаточного відношення передачі;
- режиму роботи передачі.

9 Методи та конструктивні заходи по підвищенню тягової спроможності клинопасової передачі.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

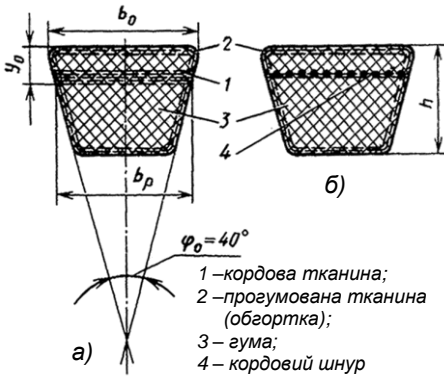
2.1 Програма роботи

- розглянути види, матеріали та конструкції пасів і шківів найбільш поширених видів пасових передач;
- ознайомитись з принципом дії та конструкцією стенда для проведення експерименту та скласти його кінематичну схему;
- заміряти діаметри шківів стенда. Визначити основні параметри перерізу і довжину паса, що випробовується, та записати його позначення за ГОСТ 1284.1-84;
- провести аналітичне визначення параметрів випробувань:
 - а) визначити номінальну потужність, яку передає один пас даного перерізу згідно з ГОСТ 1284.3–80;
 - б) прийняти коефіцієнти корекції: кута обхвату, довжини паса, передаточного відношення і режиму роботи та визначити розрахункову потужність, що передається пасом;
 - в) вичислити швидкість паса;
 - г) визначити зусилля початкового натягу гілки паса;
 - д) розрахувати напруження початкового натягу гілки паса;
 - е) вичислити масу вантажу натяжного устрою стенда.
- провести експеримент і обробити його результати:
 - а) вичислити пружне ковзання при ступінчастому навантаженні;
 - б) побудувати криву ковзання;
 - в) по кривій ковзання встановити експериментальне значення потужності, яку передає пас у даних умовах;
- зробити висновки по роботі: порівняти експериментальні та розрахункові значення навантажень на пас, пояснити можливі причини їх розбіжності.
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

За загальною класифікацією пасові передачі відносяться до передач тертям і входять у групу передач гнучким зв'язком. Вони, як правило, застосовуються для передачі руху від двигуна (електричного або внутрішнього згоряння) до коробок швидкостей, машин-знарядь, електричних генераторів, насосів, тощо.

Переріз паса може бути круглим, прямокутним (плоским), в виді трапеції (клиновим), поліклиновим.



Найбільш поширені клинові паси нормального перерізу згідно ГОСТ 1280.1-89 (рис. 1).

Прогумовані паси мають несучий корд у виді тканини (а), або шнура (б), який прокладений через центр ваги перерізу і обгортку з кількох шарів тканини, намотаної діагонально. Корд виконують з віскози, капрону,

Рисунок 1 – Конструкція пасів лавсану.

Паси з шнуровим кордом більш гнучкі і довговічніші, тому їх використовують для передач, що працюють у напружених умовах.

Шар розтягу (вище корду) виконують з гуми середньої твердості, а шар стиску (нижче корду) – з більш твердої гуми. Паси, призначені для обхвату шківів малих діаметрів, виконують з перемінною площею шару стиску (з зубцями), що збільшує гнучкість пасів, існують конструкції пасів з зубцями з обох сторін (вище і нижче корду).

У якості основних критеріїв розрахунку пасових передач звичайно відмічають:

1) тягову спроможність, яку визначає достатнє зусилля тертя між пасом і шківом;

2) довговічність пасів, яка в умовах нормальної експлуатації обмежується руйнуванням пасів від втоми.

Якщо не буде витримана перша умова, передача почне буксувати; якщо ж не виконується друга умова, то пас буде занадто швидко виходити з ладу.

При проектуванні машин для передач з клиновими і поліклиновими пасами використовується комплексний розрахунок на витривалість та тягову спроможність, причому основним розрахунком є розрахунок на тягову спроможність, а довговічність пасів враховують шляхом вибору основних параметрів передачі у відповідності з рекомендаціями, які напрацьовано практикою.

Підвищення тягової спроможності можна досягти за рахунок збільшення сили попереднього натягу пасів (F_0), але слід пам'ятати, що навіть незначне перевищення нормативного значення зусилля натягу приводить до різкого зниження довговічності. Так, наприклад, при перевищенні натягу всього лише на 15% довговічність пасів зменшується вдвічі.

Це накладає підвищені вимоги до методів та пристроїв контролю попереднього натягу і конструкцій натяжних пристроїв.

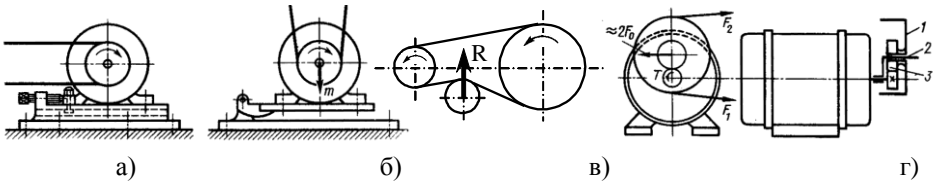


Рисунок 2 – Основні схеми натягу паса

Натяг паса по схемі (а) здійснюється періодично по мірі витягування паса за допомогою гвинта або іншого подібного пристрою, коли двигун можна переміщувати по направляючому.

По схемі (б) натяг паса автоматично підтримується постійним за рахунок сили ваги двигуна і плити масою m . Постійний натяг забезпечує і пристрій з натяжним роликом, зусилля на якому можна підтримувати за рахунок пружини, важеля з вантажем, тощо. Крім зусилля натягу ролик забезпечує більший кут обхвату.

На практиці більшість передач працюють з перемінним режимом навантаження, а розрахунок виконують по максимальному з можливих навантажень. Тому в передачах з постійним натягом у періодах недовантажень лишній натяг знижує довговічність і ККД. З цих позицій доцільна конструкція з автоматичним змінням сили натягу в залежності від навантаження (схема г). Шків 1 встановлено на важелі 2, який є одночасно віссю веденого колеса 3 зубчастої передачі. Натяг ($2F_0$) дорівнює коловій силі у зачепленні і змінюється пропорційно моменту навантаження.

Існують також і інші конструкції автоматичних пристроїв натягу, їх головні недоліки – складність конструкції і втрата якості запобігання перевантаженням.

Звичайно напруження від попереднього натягу у поперечному перерізі клинового паса обмежують значенням $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа.

Різко негативно впливають на довговічність паса напруження згину, які, в свою чергу, залежать від співвідношення висоти перерізу паса і діаметра шківів, що цим пасом охоплюється. Саме ці напруження в декілька разів перевищують всі інші складові сумарного напруження у пасі. Тому для кожного типорозміру паса існує нормативне значення мінімального діаметра шківів. До речі, у передачах з натяжним роликом у перерізі паса виникають перемінні по знаку напруження згину, що веде до більш інтенсивного його зносу.

Суттєво впливає на довговічність паса число циклів його навантаження (число пробігів паса) – відношення швидкості паса до його довжини. Число пробігів обмежують ($v \leq 10...20 \text{ c}^{-1}$) тому, що їх значення побічно обмежують мінімальну довжину пасів або міжосьову відстань передачі.

Практика експлуатації дозволила встановити, що при дотриманні прийнятих рекомендацій по вибору основних параметрів передачі середня довговічність пасів складає 2000...3000 годин.

В основу визначення номінальних потужностей, які передають різні типорозміри клинових пасів нормальних перерізів при певних умовах, покладений принцип побудови кривих ковзання.

Як звісно, ковзання спостерігається при будь-якому навантаженні передачі, але ступінь навантаження визначає два види цього явища: *пружне ковзання і буксування*.

Робота пружного паса зв'язана з пружним ковзанням його по шківах. Неминучість пружного ковзання при роботі передачі виходить з того, що натяг, а отже і відносне подовження ведучої та веденої гілки паса різні. При обігу пасом ведучого шківа натяг його падає, пас скорочується і ковзає по шківу. На веденому шківі пас подовжується і опереджає шків. Ковзання відбувається не по всій дузі обхвату (α), а по деякій частині цієї дуги, яку називають дугою ковзання. Дуга ковзання розташовується зі сторони збігання паса з шківа. З боку набігання паса знаходиться дуга покою, тобто дуга постійного зчеплення паса з шківом. На холостому ході пружне ковзання і дуга ковзання дорівнюють нулю.

По мірі росту навантаження росте дуга ковзання; коли її значення досягає дуги обхвату, починається буксування передачі. Математично значення пружного ковзання можна описати виразами

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} 100\% \quad \text{або} \quad \varepsilon = \left(1 - \frac{n_2}{n_1}\right) 100\%,$$

де V_1, V_2 - швидкості ведучого і веденого шківа;

n_1, n_2 - частоти обертання ведучого і веденого шківа.

Роботоздатність клинопасової передачі прийнято характеризувати кривими ковзання і ККД (рис. 3).

Такі криві будуються по результатах випробувань пасів різноманітних типів і матеріалів. Навантаження по осі абсцис враховується коефіцієнтом тяги $\varphi = F_t / (2F_0) = \sigma_t / (2\sigma_0)$

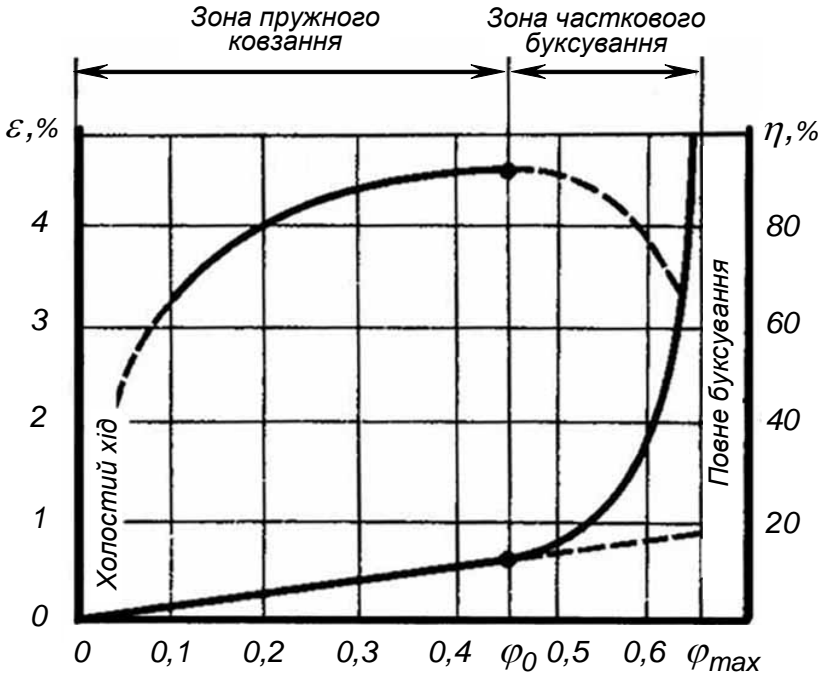


Рисунок 3 – Криві ковзання і ККД пасової передачі

Коефіцієнт тяги дозволяє оцінити, яка частина попереднього натягу (F_0) використовується корисно для передачі навантаження (F_t), тобто характеризує ступінь завантаженості передачі. Доцільність застосування у якості навантаження передачі безрозмірного коефіцієнта пояснюється тим, що ковзання і ККД зв'язані зі ступенем завантаженості, а не з абсолютним значенням навантаження.

На початковій ділянці кривої ковзання від 0 до φ_0 спостерігається тільки пружне ковзання і графік має прямолінійний характер, подальше збільшення навантаження приводить до часткового, а потім і до повного буксування. Робоче навантаження

рекомендують вибирати поблизу до критичного значення φ_0 , зліва від нього. Роботу у зоні часткового буксування допускають тільки під час короткочасних перевантажень, наприклад, при пуску. В цій зоні ККД різко знижується внаслідок збільшення втрат на ковзання і пас швидко зношується.

Відношення $\varphi_{max} / \varphi_0$ для клинових пасів складає 1,5...1,6.

На основі побудови кривих ковзання при випробуваннях пасів на типових стендах та при певних умовах складені таблиці ГОСТ 1284.3-80 і за допомогою цих таблиць визначають номінальну потужність, яку передає один пас. Потужність, яку передає цей же пас у реальних умовах, обчислюється за допомогою коефіцієнтів корекції.

2.3 Оснащення робочого місця

- стенд лабораторний для випробування клинопасової передачі на тягову спроможність;
- ГОСТ 1284.1-89, ГОСТ 1284.3-80 Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля. Расчет передач и передаваемые мощности;
- Розрахунок клинопасової передачі. Методичний посібник;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка, калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;

- при вивченні натурних зразків пасів і шківів слідкувати за тим, щоб вони акуратно розклалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;

- при завантаженні натяжного пристрою стенда для випробувань потрібно так розташовувати гирі на підвісці, щоб виключити можливість їх перекосів і падіння;

- навантаження передачі порошковим гальмом виконувати плавно без різких перевантажень, по можливості скоротити час роботи стенда у зоні часткового та повного буксування;

- не регулювати натяг паса на стенді під час його руху;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити стенд від електромережі;

- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При вивченні натурних зразків пасів і шківів потрібно звернути увагу на особливості конструкції пасів (матеріал, вид і розташування корду, обгорткової тканини, шарів гуми, тощо).

2.5.2 При складанні кінематичної схеми стенда для випробувань клинопасової передачі на тягову спроможність бажано застосуванням стандартних умовних позначень максимально точно відобразити компонування та специфіку стенда.

2.5.3 Заміри шківів і перерізу паса, що випробовується, проводити по основним розмірам (висота і ширина), всі інші розміри прийняти по таблицях ГОСТ 1284.1-89.

2.5.4 При аналітичному визначенні параметрів випробувань: визначенні номінальної потужності, яку передає один пас даного перерізу, і виборі коефіцієнтів корекції слід користуватися табличними даними ГОСТ 1284.3-80.

2.5.5 Швидкість паса потрібно визначати по частоті обертання ведучого шківа, яку слід встановити по даним попереднього експерименту при середньому ступені навантаження паса і масі вантажу натяжного пристрою 10 кг.

2.5.6 Вичислене значення маси вантажу натяжного пристрою округлити з точністю до 1 кг.

2.5.7 Ступінчасте навантаження передачі при проведенні експерименту найбільш зручно проводити по показанням індикаторної головки гальма з інтервалом через 0,1 мм.

2.5.8 Криву ковзання по даних експерименту краще будувати в координатах: по осі абсцис – гальмівний момент в Нм, по осі ординат – ковзання в відсотках. В зв'язку з побудовою кривої по даних тільки одного досліду, потрібно ігнорувати «випадаючі» точки.

2.5.5 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.6 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.7 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

4 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А

Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 7

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

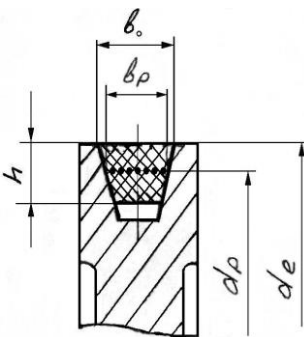
Тема: “Тягові випробування клинопасової передачі”

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції, геометрії, кінематики та тягових випробувань клинопасової передачі.

Зміст роботи: Одержати практичні навички у проведенні тягових випробувань клинопасової передачі, визначити її тягові властивості. Порівняти розрахункові і експериментальні результати.

1 Характеристика лабораторного стенда і клинового паса, який випробовується

Рисунок 1 – Кінематична схема лабораторного стенда



Профіль перерізу паса ____

Розміри перерізу:

– висота $h = \dots\dots$ мм

– ширина зовнішня $b_0 = \dots\dots$ мм

– ширина розрахункова $b_P = \dots\dots$ мм

Площа перерізу $A = \dots\dots$ мм

Діаметри шківів:

– розрахунковий $d_P = \dots\dots$ мм

– зовнішній $d_1 = \dots\dots$ мм

Довжина паса $L_P = \dots\dots$ мм

Рисунок 2 – Основні розміри шківів та паса

Умовне позначення паса за ГОСТ 1284.1–80 – ГОСТ 1284.3–80

2 Аналітичне визначення параметрів випробувань

2.1 Розрахункова потужність, що передає один пас (по методиці ГОСТ 1284.3–80), кВт

$$P_P = P_{OH} \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L \cdot C_U}{C_P} =$$

де P_{OH} – номінальна потужність, що передає пас типу А, довжиною

$L = 1700$ мм при $U = 1$ (по таблицям ГОСТ 1284.3–80);

C_α – коефіцієнт кута обхвату, при $\alpha =$, $C_\alpha =$

C_L – коефіцієнт довжини паса, при $L_P =$ мм, $C_L =$

C_U – коефіцієнт передаточного числа, при $U =$, $C_U =$

C_P – коефіцієнт режиму, при _____ режимі, $C_P =$

2.2 Швидкість паса, м/с

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_I}{60} =$$

2.3 Зусилля початкового натягу гілки паса, Н

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_P \cdot C_P \cdot C_L}{Z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_U} + Q \cdot v^2 =$$

де Q – коефіцієнт, що враховує відцентрові сили, для паса А $Q =$

2.4 Напруження початкового натягу гілки паса, Н/мм

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} =$$

2.5 Маса вантажу натяжного устрою стенда, кг

$$G_0 = \frac{2 \cdot F_0}{g} =$$

3 Проведення експерименту і обробка його результатів

3.1 Момент гальмовий стенда, Н·м

$$T = \Delta \cdot C,$$

де Δ – показання індикатора гальма, мм;

C – жорсткість опори гальма, Нм/мм, $C = 24$ Нм/мм.

3.2 Пружне ковзання пасової передачі, %

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{n_2 \cdot U_X}{n_1} \right) \cdot 100 =$$

де n_1, n_2 – частота обертання валів: відповідно електродвигуна і гальма стенда; U_X – передаточне відношення на холостому ході,

$U_X = n_1/n_2$ при $T = 0$

$$U_X = \quad / \quad =$$

4 Висновки: _____

5 Контрольні запитання

5.1 Пояснити який із клинових пасів (з перерізом Б, Д, Г, А) може працювати з найбільшою швидкістю?

5.2 Чи зміниться вид епюри напружень в гілках клинопасової передачі, що передає потужність 4 кВт, при зміні напрямку обертання ведучого шківів?

5.3 Як зміниться епюра напружень клинопасової передачі, що передає 3 кВт, при зменшенні потужності до 2 кВт?

5.4 Чи буде однаковою тягова спроможність двох клинопасових передач з пасами $E = 1800$, якщо при однакових діаметрах ведучих шківів вони мають передаточні відношення $U = 1,6$ та $U = 3,4$? (зобразити ці передачі на рисунку)

Роботу виконав студент _____ групи

_____ (прізвище, дата, підпис)

Робота захищена _____

(дата, підпис викладача)

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

МЕТА РОБОТИ: Вивчити конструкції ланцюгових передач. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику ланцюгових передач. Скласти кінематичну схему ланцюгової передачі, проаналізувати результати.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки:

Знати:

- призначення і область використання ланцюгових передач;
- класифікацію, конструкцію, позначення ланцюгів;
- від яких факторів залежить довговічність ланцюгової передачі.

Вміти:

- скласти кінематичну схему ланцюгової передачі;
- виконати заміри, що характеризують геометрію ланцюгових передач;
- виконати розрахунки, що характеризують кінематику ланцюгових передач;
- проаналізувати результати розрахунків.

1.2 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- розглянути види, конструкції ланцюгів і зірочок, схеми ланцюгових передач;
- ознайомитись з конструкцією лабораторної установки та скласти кінематичну схему;
- ознайомитись зі схемою ланцюгової передачі;
- ознайомитись з конструкцією приводного роликівого ланцюга;
- визначити тип ланцюга лабораторної установки;
- підрахувати:
 - а) числа зубів ведучої і веденої зірочок;
 - б) число ланок ланцюга;

- заміряти геометричні параметри ланцюгової передачі:
 - а) міжосьову відстань ланцюгової передачі;
 - б) крок ланцюга;
 - в) діаметр ролика ланцюга;
 - г) відстань між внутрішніми пластинами ланцюга;
- прийняти за ГОСТ 13568-97:
 - а) крок ланцюга;
 - б) діаметр ролика;
 - в) відстань між внутрішніми пластинами ланцюга;
- провести розрахунок параметрів ланцюгової передачі:
 - а) діаметрів ділительних кіл ведучої і веденої зірочок;
 - б) діаметрів кіл виступів ведучої і веденої зірочок;
 - в) радіус западин зірочок;
 - г) діаметрів кіл западин ведучої і веденої зірочок;
- прийняти за ГОСТ 13568-97:
 - а) руйнуюче навантаження ланцюга лабораторної установки;
 - б) масу 1 м ланцюга;
- зробити висновки по роботі;
- відповісти на контрольні запитання;
- захистити лабораторну роботу.

2.2 Контрольні питання:

- 1 Класифікація, конструктивні особливості, позначення ланцюгових передач.
- 2 Основні геометричні та кінематичні характеристики ланцюгової передачі, їх співвідношення.
- 3 Сили і напруження у гілках ланцюга, який працює на холостому ході, під навантаженням, їх співвідношення.
- 4 Переваги і недоліки ланцюгових передач.
- 5 Матеріали зірочок приводних ланцюгів.
- 6 Передаточне число ланцюгової передачі.
- 7 Передаточне відношення ланцюгової передачі.
- 8 Удари ланок ланцюга об зуби зірочок при вході в зачеплення.
- 9 Характер і причини відмов ланцюгових передач.
- 10 Натяг ланцюга. ККД ланцюгових передач.

2.3 Теоретичні відомості

³ Ланцюгову передачу відносять до передач зачепленням із гнучким зв'язком. Рух передає шарнірний ланцюг 1, який охоплює ведучу 2 і ведену 3 зірочки (рис. 1).

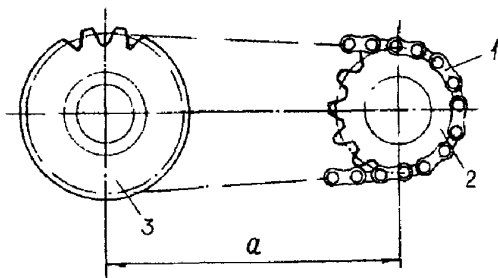


Рисунок 1

Переваги ланцюгових

передач:

- у порівнянні з зубчастими передачами ланцюгові передачі можуть передавати рух між валами при значних міжосьових відстанях (до 5 м);
- у порівнянні з пасовими передачами: більш компактні, передають великі потужності, потребують значно меншої

сили попереднього натягу, забезпечують сталість передаточного числа (відсутнє ковзання і буксування);

- можуть передавати рух одним ланцюгом декільком веденим зірочкам.

Недоліки:

- значний шум при роботі внаслідок удару ланки ланцюга об зуб зірочки при вході в зачеплення, особливо при малих числах зубів і великому кроку. (Цей недолік обмежує застосування ланцюгових передач при великих швидкостях);

- порівняно швидке зношування шарнірів ланцюга, необхідність застосування системи змащення і установки в закритих корпусах;

- подовження ланцюга через знос шарнірів і збігання його з зірочок, що потребує застосування натяжних пристроїв.

Ланцюгові передачі застосовують у верстатах, мотоциклах, велосипедах, промислових роботах, буровому устаткуванні, будівельно-дорожніх, сільськогосподарських, поліграфічних і ін. машинах для передачі руху між паралельними валами на значній відстані, коли застосування зубчастих передач недоцільне, а пасових неможливе.

Найбільше застосування одержали ланцюгові передачі потужністю до 120 кВт при колових швидкостях до 15 м/с.

Приводний ланцюг – головний елемент ланцюгової передачі - складається зі сполучених шарнірами окремих ланок. Крім приводних бувають тягові і вантажні ланцюги, які в курсі «Інженерна механіка (Деталі машин)» не розглядаються.

Основні типи стандартизованих приводних ланцюгів: *роликові, втулкові і зубчасті.*

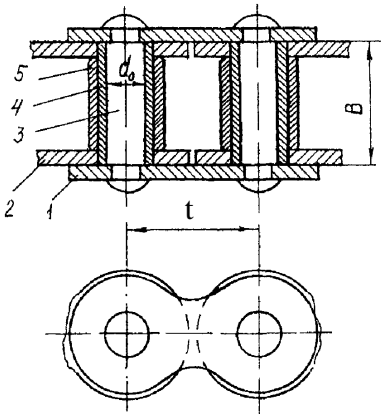


Рисунок 2

відбувається через ролик, який повертається на втулці і перекочується по зубу зірочки. Конструкція дозволяє вирівняти тиск зуба на втулку і зменшити зношення як втулки, так і зуба. Пластини обкреслено контуром, що забезпечує рівну міцність пластини у всіх перетинах.

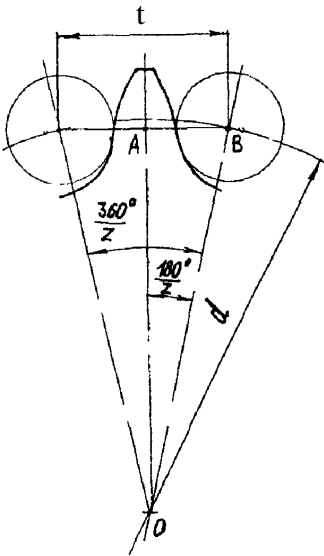


Рисунок 3

знос як втулок ланцюга, так і зубів зірочки. *Втулкові ланцюги застосовують у невідповідальних передачах при $V < 1$ м/с.*

Роликові приводні ланцюги.

Складаються з двох рядів зовнішніх 1 і внутрішніх 2 пластин (рис. 2). У зовнішні пластини запресовані осі 3, пропущені через втулки 4, які, у свою чергу, запресовані у внутрішні пластини. На втулки попередньо надягнені загартовані ролики, що вільно обертаються, 5. Кінці осей після складання розклепують з утворенням головок. При відносному повороті ланок вісь прокручується у втулці, створюючи шарнір ковзання. Зачеплення ланцюга з зірочкою

Крок t ланцюга є основним параметром ланцюгової передачі. Чим більше крок, тим вища навантажувальна спроможність ланцюга. Ділильне коло зірочки проходить через центри шарнірів ланцюга. З трикутника OAB (рис. 3)

$$d = t / [\sin(180^\circ / z)],$$

де z - число зубів зірочки.

Крок t у зірочок вимірюють по хорді ділильного кола.

Роликові ланцюги мають широке поширення. Їх застосовують при швидкостях $V < 15$ м/с.

Втулкові приводні ланцюги за конструкцією подібні роликовим, але не мають роликів, що здешевлює ланцюг, зменшує його масу, але істотно збільшує

Втулкові і роликові ланцюги виготовляють однорядними і багаторядними з числом рядів 2, 3, 4 і більше (Додаток Б). Багаторядний ланцюг з меншим кроком t дозволяє замінити однорядний з великим кроком і тим самим зменшити діаметри зірочок, знизити динамічні навантаження в передачі. Багаторядні ланцюги можуть працювати при істотно більших швидкостях руху ланцюга. Навантажувальна спроможність ланцюга зростає майже прямопропорційно числу рядів.

З'єднання кінців ланцюга при парному числі його ланок роблять з'єднувальною ланкою, при непарному - перехідною ланкою, яка менш міцна, чим основні. Тому варто застосовувати ланцюги з парним числом ланок.

Зубчасті приводні ланцюги складаються з ланок, складених із набору пластин 1, шарнірно сполучених між собою (рис. 4, а і б). Кожна пластина має по два зуба і западину між ними для розміщення зуба зірочки.

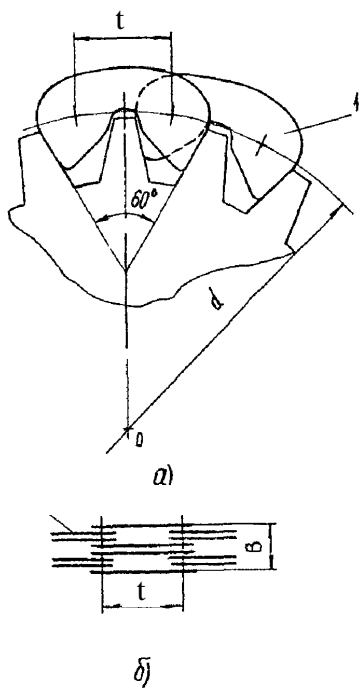


Рисунок 4

Число пластин визначає ширина ланцюга B (рис. 4,б), яка залежить від передаваної потужності. Робочими гранями є площини пластин, розташовані під кутом 60° . Цими гранями кожна ланка ланцюга вклинюється між двома зубами зірочки, що мають трапецієподібний профіль. Завдяки цьому зубчасті ланцюги працюють плавно, із меншим шумом, краще сприймають ударне навантаження і допускають високі швидкості.

Для усунення бічного спадання ланцюга з зірочок застосовують направляючі пластини, які розташовані по середині ланцюга або з його боків.

Дільний діаметр d зірочки для зубчастих ланцюгів більший за її зовнішній діаметр.

Відносний поворот ланок забезпечують шарніри ковзання або кочення. Шарнір ковзання (рис. 5, а) складається з осі 1, двох вкладишів 2 і 3, які закріплено у фігурних пазах пластин: 2 - у пластині А, 3 - у пластині В. При повороті пластин вкладиш 2 ковзає по осі і повертається у пазі пластини В, а вкладиш 3 - у пазі пластини А.

Вкладиші дозволяють збільшити площу контакту в 1,5 рази. Шарнір допускає поворот пластини на кут φ_{\max} . Звичайно $\varphi_{\max} = 30^{\circ}$.

Шарнір кочення (рис. 5, б) складається з двох призм 1 і 2 із циліндричними робочими поверхнями і довжиною, рівною ширині ланцюга. Призми обпираються на лиски. Призма 1 закріплена у фігурному пазі пластини В, призма 2 - у пластині А.

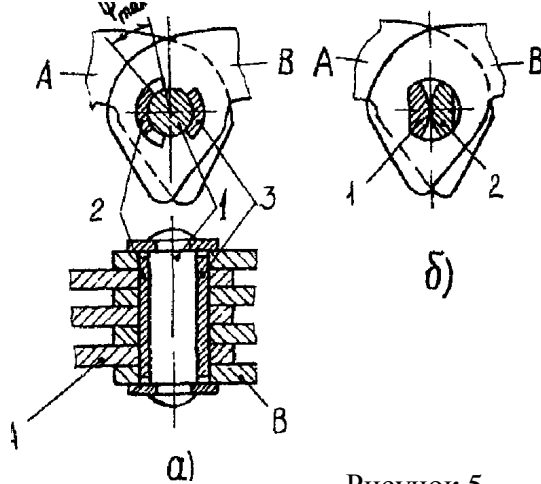


Рисунок 5

Призми при повороті ланок обкочуються одна по одній, забезпечуючи чисте кочення. Ланцюги із шарнірами кочення більш дорогі, але мають малі втрати потужності на тертя.

У порівнянні з іншими зубчасті ланцюги важчі, складніші у виготовленні і дорожчі. Зона застосування зубчастих ланцюгів скорочується.

Переважне застосування в даний час мають передачі роликowymi і втулковими ланцюгами.

Матеріал ланцюгів. Ланцюги повинні бути зносостійкими і міцними. Пластини ланцюгів виготовляють із сталей марок 50, 40X та інших із загартуванням до 40...50 HRC₃. Осі, втулки, ролики і призми - із сталей марок 20, 15X, що цементуються, та інших із загартуванням до твердості 52...65HRC₃, ланцюгів. Підвищенням твердості деталей можна підвищити зносостійкість.

Оптимальну міжосьову відстань передачі (рис. 6) приймають з умови довговічності ланцюга

$$a = (30... 50) t,$$

де t - крок ланцюга, мм.

Перемінність миттєвого значення передаточного відношення.

Швидкість V ланцюга, кутова швидкість ω_2 веденої зірочки і передаточне відношення $i = \omega_1/\omega_2$ - перемінні при постійній кутовій швидкості ω_1 ведучої зірочки.

Рух шарніра ланки, який ввійшов останнім у зачеплення з ведучою зірочкою, визначає рух ланцюга в працюючій передачі. Кожна ланка веде ланцюг при повороті зірочки на один кутовий крок φ , а потім поступається місцем наступній ланці. Роздивимося ланцюгову передачу з горизонтальним розташуванням ведучої гілки (рис. 6, а).

Ведучий шарнір А на малій зірочці в деякий момент часу повернуто щодо вертикальної осі на кут α_1 . Колова швидкість на зубі ведучої зірочки

$$V_1 = \omega_1 \cdot R_1,$$

де ω_1 - кутова швидкість ведучої зірочки;

$R_1 = d_1/2$ - радіус розташування шарнірів ланцюга.

Швидкість руху ланцюга

$$V = V_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

де α_1 - поточний кут повороту ведучої зірочки щодо перпендикуляра до ведучої гілки.

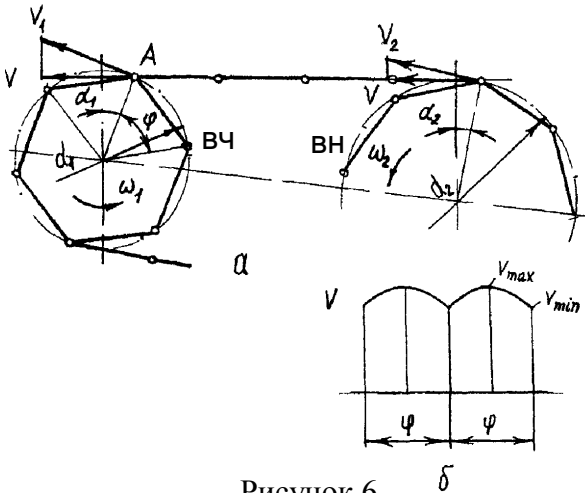


Рисунок 6

Тому що при повороті зірочки кут α_1 змінюється за абсолютним розміром в межах $(0 \leq \alpha_1 \leq \pi/Z_1)$, то швидкість V ланцюга при повороті на один кутовий крок φ , коливається в межах $V_{\min} \rightarrow V_{\max} \rightarrow V_{\min}$, де

$$V_{\min} = \omega_1 \cdot R_1 \cdot \cos(\pi/Z_1) \quad \text{і} \quad V_{\max} = \omega_1 \cdot R_1.$$

Миттєва кутова швидкість веденої зірочки

$$\omega_2 = V / (R_2 \cdot \cos \alpha_2),$$

де α_2 - кут на веденій зірочці, змінюється в межах $(0 \leq \alpha_2 \leq \pi/Z_2)$.

Миттєве передаточне відношення (з урахуванням $V = \omega_1 R_1 \cos \alpha_1$)

$$i' = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2 \cdot \cos \alpha_2}{R_1 \cdot \cos \alpha_1}$$

Передаточне відношення ланцюгової передачі перемінне в межах повороту зірочки на один зуб. **Мінливість і викликає нерівномірність ходу передачі, динамічне навантаження внаслідок прискорення мас, що з'єднуються передачею, і поперечні коливання ланцюга.** Рівномірність руху тим вища, чим більші числа зубів зірочок (менші межі зміни кутів α_1, α_2).

Середнє передаточне відношення (ланцюг за один оберт зірочки проходить шлях $s = t \cdot Z$).

Час одного обертну зірочки: $t_3 = 2\pi / \omega = 60 / n, \text{ с.}$

Отже, швидкість V , м/с, ланцюга

$$V = s/t_3 = t \cdot z_1 \cdot 10^3 / (60/n_1) = t \cdot z_2 \cdot 10^3 / (60/n_2),$$

де t - крок ланцюга, мм;

z_1, n_1 і z_2, n_2 , - відповідно, числа зубів і частоти обертання ведучої і веденої зірочок, хв^{-1} .

Середнє передаточне відношення і за оберт постійне.

Передаточне число ланцюгової передачі

$$U = d_2/d_1 = z_2/z_1.$$

Максимально допустиме значення передаточного числа ланцюгової передачі обмежене дугою обхвату ланцюгом малої зірочки і числом шарнірів, які знаходяться на цій дузі. Рекомендують кут обхвату приймати не менше 120° , а число шарнірів на дузі обхвату - не менше п'ятьох. Ця умова може бути виконана при будь-яких міжосьових відстанях, якщо $U < 3,5$. При $U > 7$ міжосьова відстань виходить за межі оптимальних. Тому звичайно $U \leq 6$.

Удари ланок ланцюга об зуби зірочок при вході в зачеплення.

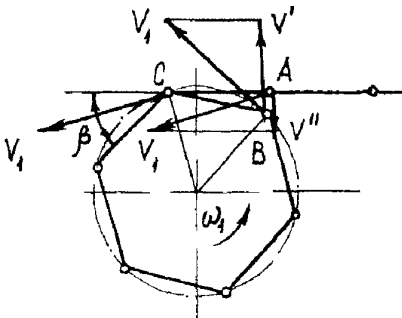


Рисунок 7

На рис. 7 показано умовне зображення ланцюга і зірочки в момент, що передуює входів шарніра А ланцюга в зачеплення з зубом В зірочки.

Колова швидкість зуба В зірочки - V_1 , вертикальна проекція її вектора - V_1' . Оскільки ведучим поки що є шарнір С, то весь ланцюг, у тому числі і шарнір А,

переміщається зі швидкістю V_1 . Вертикальна проекція вектора швидкості V_1 переміщення шарніра А - V'' . Вхід у зачеплення відбувається із зустрічними швидкостями: $V=V'+V''$. Удари тим сильніші, чим більше крок і менше число зубів зірочки.

Поворот ланок під навантаженням. При повороті зірочки на один кутовий крок ланки, що з'єднуються ведучим шарніром, повертаються на кут β (рис. 7). Поворот у шарнірі відбувається при передачі колової сили і викликає зношування. Кут β повороту, що визначає шлях тертя і зношування, тим менший, чим більше число зубів зірочки.

Зірочки. Зірочки ланцюгових передач у відповідності зі стандартом виготовляють із зносостійким профілем зубів. Профіль і розміри зубів залежать від типу та розмірів ланцюга.

Для збільшення довговічності ланцюгової передачі слід приймати по можливості більше число зубів меншої зірочки.

Число z_1 зубів малої зірочки для роликкових і втулкових ланцюгів

$$z_1 = 29 - 2 \cdot U, \text{ за умови } z_1 \geq 13.$$

Мінімально допустиме число зубів малої зірочки приймають: при високих частотах обертання $z_{1\min}=19...23$; середніх $z_{1\min} = 17...19$; низьких $z_{1\min}=13...15$.

При зносі шарнірів і збільшенні в зв'язку з цим кроку ланцюг прагне піднятися по профілю зубів, причому тим вище, чим більше число зубів зірочки. При великому числі зубів навіть у мало зношеного ланцюга в результаті радіального сповзання по профілю зубів ланцюг зіскакує з веденої зірочки.

Тому максимальне число зубів більшої зірочки обмежують: $z_2 \leq 90$ для втулкового ланцюга; $z_2 \leq 120$ для роликкового.

Головним чином варто приймати непарне число зубів зірочок, що в сполученні з парним числом ланок ланцюга сприяє більш рівномірному його зношуванню.

Матеріал зірочок повинен бути зносостійким і добре опиратися дії ударних навантажень. Зірочки виготовляють із сталі марок 45, 40X і інших із загартуванням до твердості 45...55 HRC₃ або з сталі марок 15, 20X, які цементуються, із загартуванням до 55...60 HRC₃. З метою зниження рівня шуму і динамічних навантажень у передачах із

легкими умовами роботи виготовляють зубчастий вінець зірочок із полімерних матеріалів: склопластиків і поліамідів.

Сили в гілках ланцюга. Ведуча гілка ланцюга при роботі передачі навантажена силою F_1 , що складається з корисної (колової) сили F_t , і сили F_2 натягу веденої гілки ланцюга

$$F_1 = F_t + F_2.$$

Колова сила F_t (Н), яка передається ланцюгом

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T/d,$$

де d - ділильний діаметр зірочки, мм;

T - обертаючий момент у Н·м.

Силу F_2 натягу веденої гілки ланцюга складають сила F_0 натягу від власної сили ваги і сила $F_{ц}$ натягу від дії відцентрових сил

$$F_2 = F_0 + F_{ц}.$$

Натяг F_0 (Н) від сили ваги при горизонтальному або близькому до нього положенні лінії, що з'єднує осі зірочок

$$F_0 = q \cdot g \cdot a^2 / (8 \cdot f_n) = 1,2 \cdot q \cdot a^2 / f_n,$$

де q - маса 1 м ланцюга, кг/м; $g = 9,81$ м/с² прискорення вільного падіння; a - міжосьова відстань, м; f_n - стріла провисання веденої гілки, м (рис. 8).

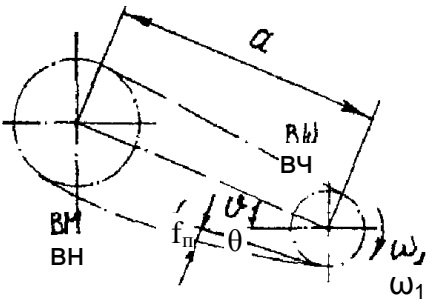


Рисунок 8

При вертикальному або близькому до нього положенні лінії центрів зірочок

$$F_0 = q \cdot g \cdot a.$$

Натяг ланцюга від відцентрових сил, (Н)

$$F_{ц} = q \cdot V^2,$$

де V - швидкість руху ланцюга, м/с.

Сила $F_{ц}$ діє на ланки ланцюга по всьому його контуру і викликає додаткове зношування його шарнірів.

Ланцюгові передачі перевіряють на міцність за значеннями руйнуючої сили, яка приводиться у стандарті, і сили натягу ведучої гілки, яку обчислюють з урахуванням додаткового динамічного навантаження від нерівномірного руху ланцюга, веденої зірочки і приведених до неї мас.

Натяг веденої гілки ланцюга F_2 дорівнює більшому з натягів F_0 або $F_{ц}$.

Навантаження на вали зірочок. Відцентрова сила вали й опори не навантажує. Розрахункове навантаження F_B на вали ланцюгової передачі трохи більше корисної колової сили внаслідок натягу ланцюга від власної сили ваги. Умовно приймають

$$F_B = k_n \cdot F_t,$$

де k_n - коефіцієнт навантаження вала: $k_n = 1,15$ - для горизонтальних передач, $k_n = 1,05$ - для вертикальних.

Напрямок сили F_B - по лінії центрів зірочок.

Характер і причини відмов ланцюгових передач. Для приводних ланцюгів характерні такі види граничних станів:

1) **зношування деталей шарнірів** унаслідок їхнього взаємного повороту під навантаженням. Приводить до збільшення кроку ланцюга. По мірі зношування шарніри розташовуються усе ближче до вершин зубів і виникає небезпека зіскакування ланцюга із зірочок (рис. 9);

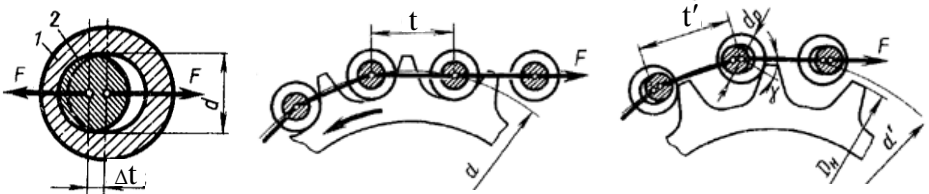


Рисунок 9

2) **зношування зубів зірочок** унаслідок відносного ковзання і захоплювання в сполученні ролик - зуб зірочки. Приводить до збільшення кроку зірочки;

3) **руйнування пластин** ланцюгів від втоми унаслідок циклічного навантаження. Спостерігають у швидкохідних важконавантажених передачах, що працюють у закритих корпусах із гарним змащенням;

4) **ударно - втомне руйнування тонкостінних деталей:** роликів, втулок. Відмови обумовлені ударами шарнірів об зуби зірочок при вході в зачеплення.

У ланцюговій передачі, яку правильно спроектовано і експлуатовано, збільшення кроку ланцюга в міру зносу шарнірів випереджає збільшення кроку зірочки. З цим пов'язане порушення зачеплення, неприпустиме провисання холостої гілки ланцюга, зіскакування з зірочки, задівання за стінки кожуха або картера, а також збільшення вібрацій, шуму. У результаті ланцюг замінюють, як правило, до наступу руйнувань від втоми.

Таким чином, основним видом відмови ланцюгових передач є зношування шарнірів.

Натяг ланцюга. ККД ланцюгових передач. В міру зношування шарнірів ланцюг витягується, стріла f_n провисання веденої гілки збільшується (рис. 8), що викликає захлістування зірочки ланцюгом.

Регулювання натягу ланцюга здійснюють переміщенням вала однієї з зірочок, притискними роликами або відтяжними зірочками.

Натяжні пристрої повинні компенсувати подовження ланцюга в межах двох ланок, при більшій витяжці - дві ланки ланцюга видаляють. Натяг не компенсує збільшення кроку ланцюга внаслідок зносу в шарнірах.

ККД передачі залежить від втрат на тертя в шарнірах ланцюга, у контакті ланцюга з зубами зірочок, в опорах валів, а також на перемішування мастила при змащенні зануренням: $\eta = 0,95...0,97$. При нерегулярному періодичному змащенні передачі $\eta = 0,92...0,94$.

Окрім вище перелічених в якості приводних використовують ланцюги: варіаторні пластинчасті, круглolanкові, якірні (Додаток Б).

2.4 Оснащення робочого місця:

- стенд лабораторний для випробування ланцюгової передачі;
- «Розрахунок ланцюгової передачі» (методичний посібник);
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи (Додаток А);
- штангенциркуль ШЦ-1 (ШЦЦ-1), лінійка (0-500 мм), калькулятор.

2.5 Інструкція з охорони праці

2.5.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж з техніки безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.5.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.5.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;

- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;

- при вивченні натурних зразків ланцюгів і зірочок слідкувати за тим, щоб вони акуратно розклалися на робочому столі і не мали змоги впасти або скотитися з нього;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.5.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити стенд від електромережі;

- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.5.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.6 Вказівки по виконанню роботи

2.6.1 При вивченні ланцюгової передачі потрібно звернути увагу на особливості конструкцій ланцюгів, зірочок.

2.6.2 При складанні кінематичної схеми лабораторного стенда необхідно використовувати стандартні умовні позначення.

2.6.3 Заміри геометричних параметрів проводити за допомогою штангенциркулів ШЦ-I-125, ШЦЦ-I-125, лінійки (0...500 мм);

2.6.4 При аналітичному визначенні параметрів ланцюгової передачі використовувати ГОСТ 13568-97.

2.6.5 Тип ланцюга визначається візуально.

2.6.6 Числа зубів ведучої і веденої зірочок, число ланок ланцюга визначають підрахунком.

2.6.7 Міжосьову відстань ланцюгової передачі, крок ланцюга, діаметр ролика ланцюга, відстань між внутрішніми пластинами ланцюга визначають за допомогою штангенциркуля і лінійки.

2.6.8 Крок ланцюга, діаметр ролика, відстань між внутрішніми пластинами ланцюга приймають за ГОСТ 13568-97.

2.6.9 Діаметри ділільних кіл ведучої і веденої зірочок, діаметри кіл виступів ведучої і веденої зірочок, радіус западин зірочок, діаметри кіл западин ведучої і веденої зірочок розраховують за ГОСТ 591-69.

2.6.10 Руйнуюче навантаження ланцюга лабораторної установки, масу 1 м ланцюга приймають за ГОСТ 13568-97.

2.6.11 Зробити висновки.

2.6.12 Відповісти на контрольні запитання.

2.6.13 Захистити звіт з лабораторної роботи.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування»
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 8

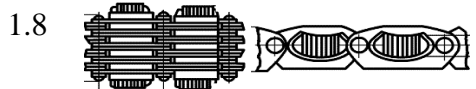
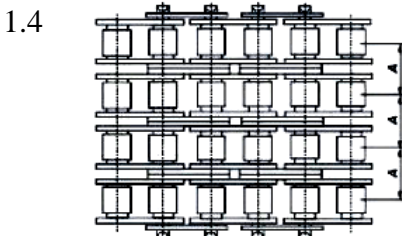
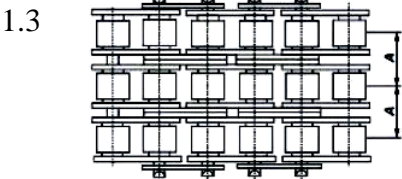
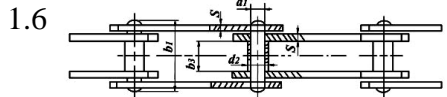
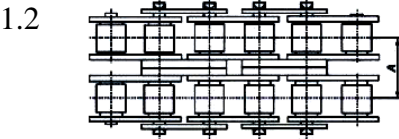
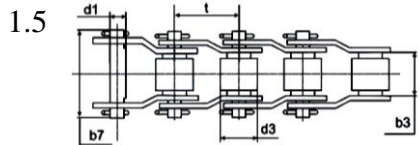
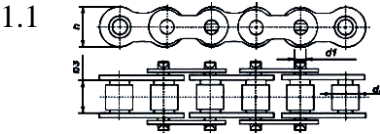
з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: «Визначення параметрів ланцюгової передачі»

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції, геометрії, кінематики ланцюгової передачі.

Зміст роботи: Вивчити конструкції ланцюгових передач. Виконати заміри і розрахунки, що характеризують геометрію та кінематику ланцюгових передач. Скласти кінематичну схему ланцюгової передачі, проаналізувати результати.

1 Типи ланцюгів



2 Характеристика лабораторного стенда

Рисунок 1 – Кінематична схема лабораторного стенда

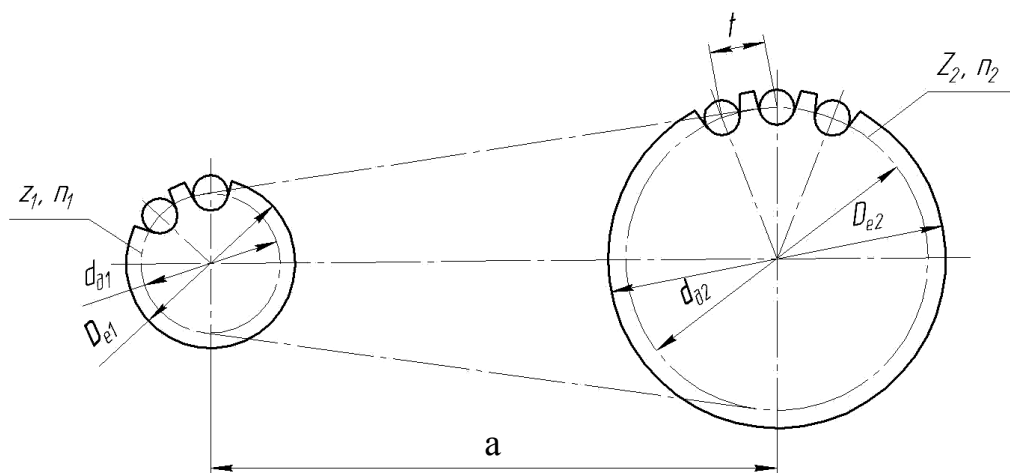


Рисунок 2 – Схема ланцюгової передачі

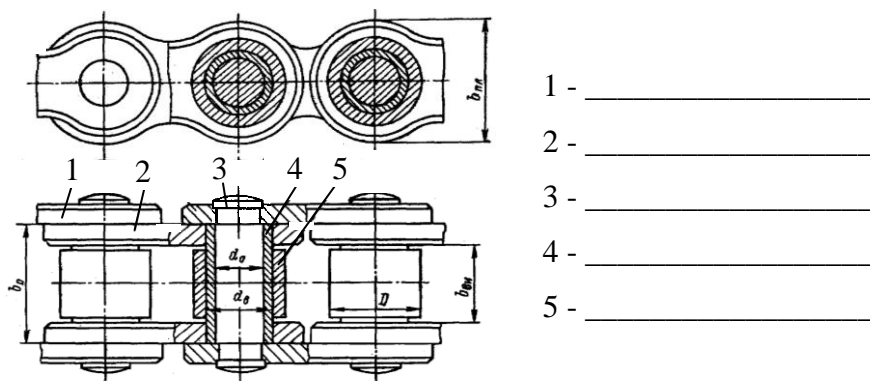


Рисунок 3 – Ескіз ланцюга

Таблиця 1 - Параметри ланцюгової передачі

Параметр	Позначення	Спосіб визначення	Значення
Тип ланцюга		візуально	
Число зубів ведучої зірочки	z_1	підрахунок	
Число зубів веденої зірочки	z_2	підрахунок	
Передаточне число	u	$u = z_2 / z_1$	
Міжосьова відстань, мм	a	вимір	
Число ланок ланцюга	L_t	підрахунок	
Крок ланцюга, мм	t	вимір	
		ГОСТ 13568-97	
Діаметр ролика, мм	d_1	вимір	
		ГОСТ 13568-97	
Відстань між внутрішніми пластинами, мм	B	вимір	
		ГОСТ 13568-97	
Діаметр ділильного кола, мм	d_d	$d_d = t / \sin (180^0/z)$	
Діаметр кола виступів, мм	D_e	$D_e = t (k + \text{ctg} (180^0/z))$	
$k = 0,58$ при $z \leq 11$; $k = 0,56$ при $z \leq 17$; $k = 0,53$ при $z \leq 35$; $k = 0,50$ при $z > 35$			
Радіус западин, мм	r	$r = 0,5025d_1 + 0,05$	
Діаметр кола западин, мм	D_i	$D_i = d_d - 2r$	
Руйнуюче навантаження, Н	Q	ГОСТ 13568-97	
Маса 1 м ланцюга, кг	q	ГОСТ 13568-97	

Позначення ланцюга _____

3 Висновки: _____

4 Контрольні запитання

4.1 З яких деталей та вузлів складається ланцюгова передача?

4.2 Як визначити передаточне число ланцюгової передачі?

4.3 Як визначити передаточне відношення ланцюгової передачі?

4.4 Які ланцюги використовують в якості приводних?

Роботу виконав студент _____ групи

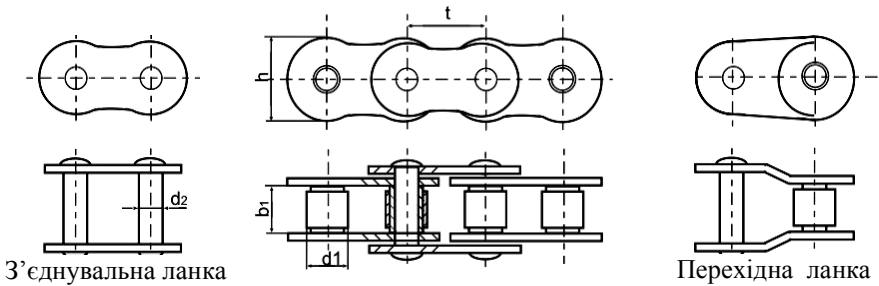
(прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

Додаток Б
(довідковий)

Ланцюги приводні роликові однорядні типу ПР (ГОСТ 13568-97)



Таблиця Б1

Позначення ланцюга	Основні параметри, мм						Руйнуюче навантаження, кН	Маса 1м ланцюга, кг
	t	b ₁	d ₂	d ₁	h	b ₇		
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	4,60	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,10	0,45
ПР-12,7-9-2	12,7	3,3	3,66	7,75	10,0	12	9,0	0,35
ПР-12,7-10-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	10,5	10,0	0,30
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	23,0	0,8
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	23,0	1,0
ПР-19,05-31,8	19,05	12,7	5,94	11,91	17,0	33	31,8	1,9
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	60,0	2,6

Приклад умовних позначень ланцюгів і комплектуючих виробів:

Ланцюг приводний роликовий однорядний з кроком 12,7 мм, з відстанню між внутрішніми пластинами $b_1 = 7,75$ мм і з руйнуючим навантаженням 18,2 кН:

Ланцюг ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97.

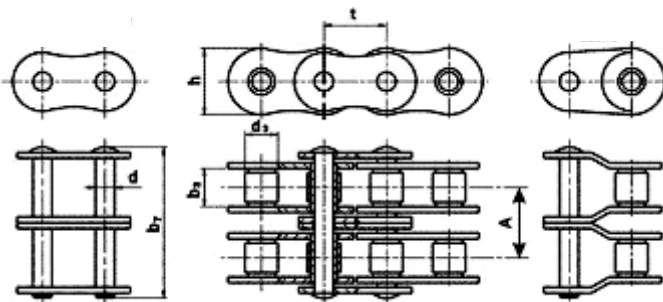
Те ж саме, з відстанню між внутрішніми пластинами $b_1 = 5,40$ мм:

Ланцюг ПР-12,7-18,2-1 ГОСТ 13568-97.

Ланка з'єднувальна: - ланка С-ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97;
- ланка С-ПР-12,7-18,2-1 ГОСТ 13568-97.

Ланка перехідна: - ланка П-ПР-12,7-18,2 ГОСТ 13568-97;
- ланка П-ПР-12,7-18,2-1 ГОСТ 13568-97.

Ланцюги приводні роликові дворядні типу 2ПР (ГОСТ 13568-97)



Таблиця Б2

Позначення ланцюга	Основні параметри, мм							Руйн. навант., кН	Маса 1м ланц., кг
	t	b ₃	d ₁	d ₃	h	b ₇	A		
2ПР-9,525-17	9,525	5,72	3,28	6,35				17,0	0,9
2ПР-12,7-31,8	12,70	7,75	4,45	8,51	11,80	35,0	13,92	31,8	1,4
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	14,80	41,0	16,59	45,4	1,9
2ПР-19,05-75	19,05	12,70	5,94	11,91				75,0	2,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	18,20	53,4	22,78	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,40	15,88	7,92	15,88	24,20	68,0	29,29	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	30,20	82,0	35,76	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,10	25,40	11,10	22,23	36,20	104,0	45,44	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	42,24	110,0	48,87	344,8	14,4
2ПР-50,8-453,6	50,80	31,75	14,27	28,52	48,3	130,0	58,55	453,6	19,1

Приклад умовних позначень ланцюгів і комплектуючих виробів:

Ланцюг приводний роликів дворядний з кроком 12,7 мм, з відстанню між внутрішніми пластинами $b_3 = 7,75$ мм і з руйнуючим навантаженням 31,8 кН:

Ланцюг 2ПР-12,7-31,8 ГОСТ 13568-97.

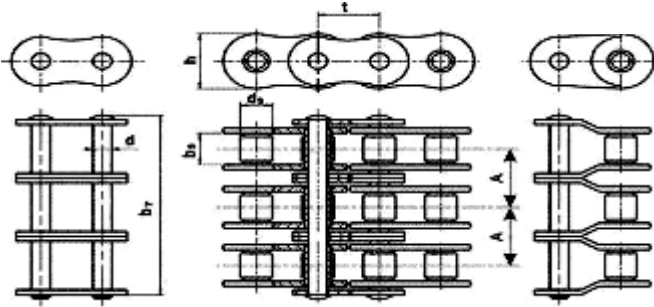
Комплектуючі вироби для цього ланцюга:

Ланка з'єднувальна - ланка С-2ПР-12,7-31,8 ГОСТ 13568-97.

Ланка перехідна - ланка П-2ПР-12,7-31,8 ГОСТ 13568-97.

Ланка двійна перехідна - ланка П2-2ПР-12,7-31,8 ГОСТ 13568-97.

Ланцюги приводні роликів трирядні типу ЗПР (ГОСТ 13568-97)



Таблиця Б3

Позначення ланцюга	Основні параметри, мм							Руйн. навант., кН	Маса 1м ланцюга, кг
	t	b ₃	d ₁	d ₃	h	b ₇	A		
ЗПР-12,7-45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	50	13,92	45,4	2,0
ЗПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	57	16,59	68,1	2,8
ЗПР-19,05-96	19,05	12,7	5,96	11,91	18,08	76,2	22,78	96	4,3
ЗПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	98	29,29	171	7,5
ЗПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	120	35,76	265,5	11
ЗПР-38,1-381	38,1	25,4	11,10	22,23	36,2	150	45,44	381	16,5
ЗПР-44,45-517,2	44,45	25,4	12,7	25,4	42,24	160	48,87	517,2	21,7
ЗПР-50,8-680,4	50,8	31,75	14,27	31,75	48,3	190	58,55	680,4	28,3

Приклад умовних позначень ланцюгів і комплектуючих виробів:

Ланцюг приводний роликів трирядний з кроком 12,7 мм, з відстанню між внутрішніми пластинами $b_3 = 7,75$ мм і з руйнуючим навантаженням 45,4 кН:

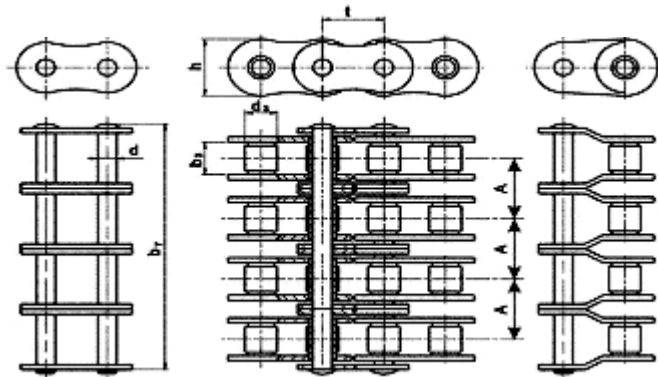
Ланцюг ЗПР-12,7-45,4 ГОСТ 13568-97.

Комплектуючі вироби для цього ланцюга:

Ланка з'єднувальна - ланка С-ЗПР-12,7-45,4 ГОСТ 13568-97.

Ланка перехідна - ланка П-ЗПР-12,7-45,4 ГОСТ 13568-97.

Ланцюги приводні роликові чотирирядні типу 4ПР (ГОСТ 13568-97)



Таблиця Б4

Позначення ланцюга	Основні параметри, мм							Руйн. навант., кН	Маса 1м ланц., кг
	t	b ₃	d ₁	d ₃	h	b ₇	A		
4ПР-19,05-15500	19,05	12,7	5,94	11,91				155	6,78
4ПР-19,05-128	19,05	12,7	5,94	11,91	18,08	101,9	22,78	128	5,75

Приклад умовних позначень ланцюгів і комплектуючих виробів:

Ланцюг приводний роликовий чотирирядний з кроком 19,05 мм, з відстанню між внутрішніми пластинами $b_3 = 12,7$ мм і з руйнуючим навантаженням 128 кН:

Ланцюг 4ПР-19,05-128 ГОСТ 13568-97.

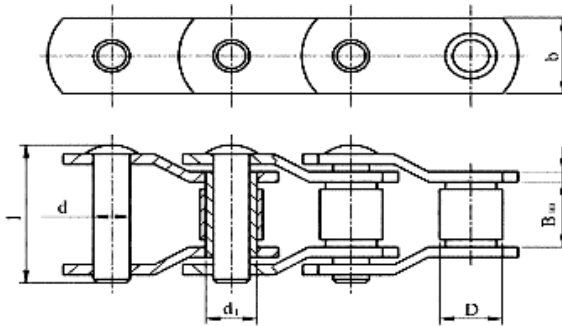
Комплектуючі вироби для цього ланцюга:

Ланка з'єднувальна - ланка С-4ПР-19,05-128 ГОСТ 13568-97.

Ланка перехідна - ланка П-4ПР-19,05-128 ГОСТ 13568-97.

Ланка двійна перехідна - ланка П2-4ПР-19,05-128 ГОСТ 13568-97.

Ланцюги приводні роликові з зігнутими пластинами типу ПРИ (ГОСТ 13568-97)



Таблиця Б5

Позначення ланцюга	Основні параметри, мм							Руйнующе. навантаження, кН	Маса 1м ланцюга, кг
	t	B _{вн}	D	d	d ₁	b	I		
ПРИ-78,1-360	78,1	38,10	33,30	17,15	25	45,00	95,00	360	14,44
ПРИ-78,1-400	78,1	38,10	40,00	19,00	28	56,00	96,0	400	16,30
ПРИ-103,2-650	103,2	49,00	46,00	24,00	32	60,00	134,0	650	27,70

Приклад умовних позначень ланцюгів і комплектуючих виробів:

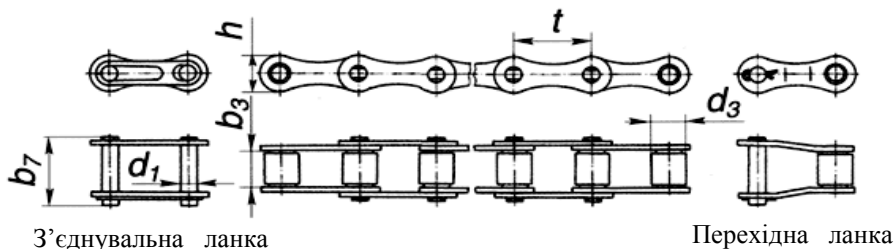
Ланцюг приводний роликовий з зігнутими пластинами з кроком 103,2 мм, з відстанню між внутрішніми пластинами $B_{вн} = 49,00$ мм і з руйнующим навантаженням 650 кН:

Ланцюг ПРИ-103,2-650 ГОСТ 13568-97.

Комплектуючі вироби для цього ланцюга:

З'єднувальна ланка для даного виду ланцюгів не потрібна.

Ланцюги приводні роликові довголанкові типу ПРД (ГОСТ 13568-75)



Таблиця Бб

Позначення ланцюга	Основні параметри, мм						Руйнуюче навантаження, кН	Маса 1м ланцюга, кг
	t	b ₃	d ₁	d ₃	h	b ₇		
ПРД-31,75-2300	31,75	9,65	5,08	10,16	14,8	24	2300	0,60
ПРД-38,0-3000	38,0	22,0	7,92	15,88	21,3	42	3000	1,87
ПРД-38,0-4000	38,0	22,0	7,92	15,88	21,3	47	4000	2,10
ПРД-38,1-3180	38,1	12,7	5,94	11,91	18,2	31	3180	1,10
ПРД-50,8-6000	50,8	15,88	7,92	15,88	24,2	39	6000	1,90

Приклад умовних позначень ланцюгів і комплектуючих виробів:

Ланцюг приводний роликовий довголанковий з кроком 38,0 мм, з відстанню між внутрішніми пластинами $b_3 = 22,00$ мм і з руйнуючим навантаженням 4000 кгс:

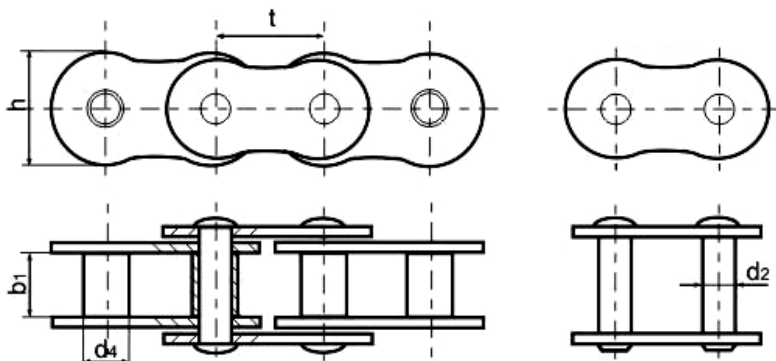
Ланцюг ПРД-38,0-4000 ГОСТ 13568-75.

Комплектуючі вироби для цього ланцюга:

Ланка з'єднувальна - ланка С- ПРД-38,0-4000 ГОСТ 13568-75.

Ланка перехідна - ланка П- ПРД-38,0-4000 ГОСТ 13568-75.

Ланцюги приводні втулкові типу ПВ (ГОСТ 13568-97)



З'єднувальна ланка

Таблиця Б7

Позначення ланцюга	Основні параметри, мм						Руйнуюче навантаження, кН	Маса 1м ланцюга, кг
	t	b ₁	d ₂	d ₄	h	b ₇		
ПВ-9,525-11,5	9,525	7,60	3,59	5,00	8,80	18,5	11,5	0,50
ПВ-9,525-13,0	9,525	9,52	4,45	6,00	9,85	21,2	13,0	0,65

Приклад умовних позначень ланцюгів і комплектуючих виробів:

Ланцюг приводний втулковий однорядний з кроком 9,525 мм, з відстанню між внутрішніми пластинами $b_1 = 7,60$ мм і з руйнуючим навантаженням 11,5 кН:

Ланцюг ПВ-9,525-11,5 ГОСТ 13568-97.

Те ж саме, з відстанню між внутрішніми пластинами $b_1 = 9,52$ мм:

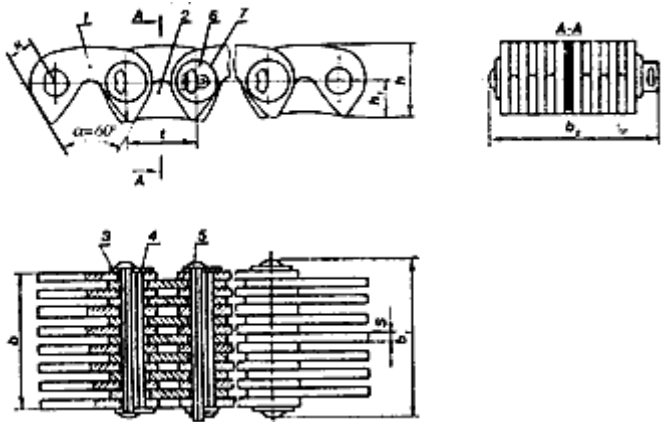
Ланцюг ПВ-9,925-13,0-1 ГОСТ 13568-97.

Комплектуючі вироби для цих ланцюгів:

Ланка з'єднувальна: - ланка С-ПВ-9,925-11,5 ГОСТ 13568-97;

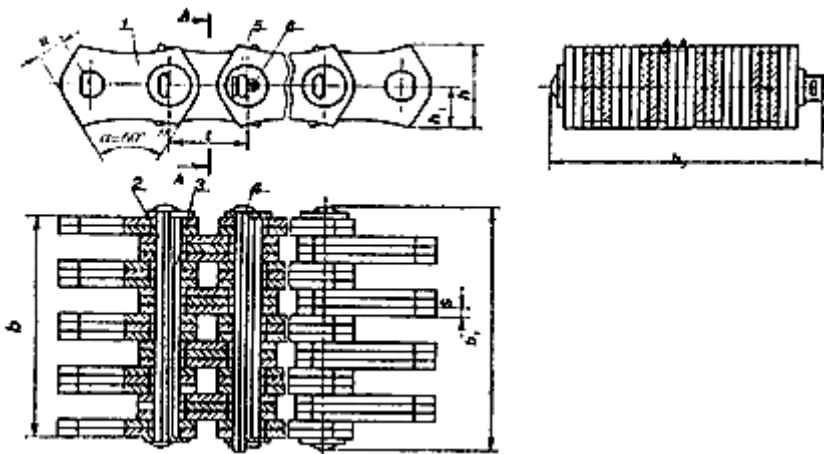
- ланка С-ПВ-9,925-13,0-1 ГОСТ 13568-97.

Ланцюги приводні зубчасті



1 - робоча пластина; 2 - пластина напрямна; 3 - подовжена призма; 4 - внутрішня призма; 5 - з'єднувальна призма; 6 - шайба; 7 - шплінт

Рисунок Б1 - Ланцюг приводний зубчастий з однобічним зачепленням



1 - робоча пластина; 2 - подовжена призма; 3 - внутрішня призма;
4 - з'єднувальна призма; 5 - шайба; 6 - шплінт

Рисунок Б2 - Ланцюг приводний зубчастий з двобічним зачепленням

Таблиця Б8

Позна- чення ланцюга	t, мм	b, мм	b ₁ , мм	b ₂ , мм	h, мм	h ₁ , мм	s, мм	u, мм	Руйн. навант., кН, не менш ніж	Маса 1м ланцюга в кг, не менш ніж	
		не більше ніж									
ПЗ-1-12,7- 26-22,5	12,7	22,5	28,5	31,5	13,4	7,0	1,5	4,76		26	1,31
ПЗ-1-12,7- 31-28,5		28,5	34,5	37,5						31	1,60
ПЗ-1-12,7- 36-34,5		34,5	40,5	43,5						36	2,00
ПЗ-1-12,7- 42-40,5		40,5	46,5	49,5						42	2,31
ПЗ-1-12,7- 49-46,5		46,5	52,5	55,5						49	2,7
ПЗ-1-12,7- 56-52,5		52,5	58,5	61,5						56	3,00
ПЗ-1-15,875- 41-30	15,875	30,0	38,0	41,0	16,7	8,7	2,0	5,95		41	2,21
ПЗ-1-15,875- 50-38		38,0	46,0	49,0						50	2,71
ПЗ-1- 15,87558-46		46,0	54,0	57,0						58	3,30
ПЗ-1-15,875- 69-54		54,0	62,0	65,0						69	3,90
ПЗ-1-15,875- 80-62		62,0	70,0	73,0						80	4,41
ПЗ-1-15,875- 91-70		70,0	78,0	81,0						91	5,00
ПЗ-1-19,05- 74-45	19,05	45,0	54,0	56,0	20,1	10,5	3,0	7,14		74	3,90
ПЗ-1-19,05- 89-57		57,0	66,0	68,0						89	4,90
ПЗ-1-19,05- 105-69		69,0	78,0	80,0						105	5,91
ПЗ-1-19,05- 124-81		81,0	90,0	92,0						124	7,00

Продовження таблиці Б8

Позна-чення ланцюга	t, мм	b, мм	b ₁ , мм	b ₂ , мм	h, мм	h ₁ , мм	s, мм	u, мм	Руйн. навант., кН, не менш ніж	Маса 1м ланцюга в кг, не менш ніж
		не більше ніж								
ПЗ-1-19,05-143-93	25,4	93,0	102,0	104,0	26,7	13,35	3,0	9,52	143	8,00
ПЗ-2-25,4-101-57		57,0	66,0	68,0					101	8,40
ПЗ-2-25,4-132-75		75,0	84,0	86,0					132	10,80
ПЗ-2-25,4-164-93		93,0	102,0	104,0					164	13,20
ПЗ-2-25,4-196-111		111,0	120,0	122,0					196	15,40
ПЗ-2-31,75-166-75	31,75	75,0	85,0	88,0	33,4	16,70	3,0	11,91	166	14,35
ПЗ-2-31,75-206-93		93,0	103,0	106,0					206	16,55
ПЗ-2-31,75-246-111		111,0	121,0	124,0					246	18,80
ПЗ-2-31,75-286-129		129,0	139,0	142,0					286	21,00

Приклад умовного позначення:

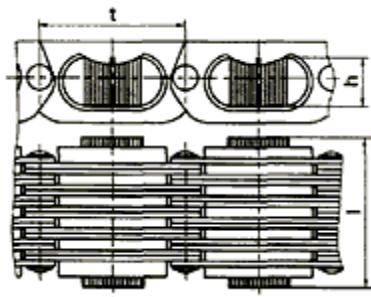
ПЗ-1-12,7-26-22,5 ГОСТ 13552-81:

- ПЗ - ланцюг приводний зубчастий;
- 1 - тип (з однобічним зачепленням);
- 12,7 - крок ланцюга;
- 26 - руйнуюче навантаження, кН;
- 22,5 - робоча ширина "b" в мм;

ПЗ-2-25,4-101-57 ГОСТ 13552-81:

- ПЗ - ланцюг приводний зубчастий;
- 2 - тип ланцюга (з двобічним зачепленням);
- 25,4 - крок ланцюга;
- 101 - руйнуюче навантаження, кН;
- 57 - робоча ширина "b", мм.

Ланцюги варіаторні пластинчасті для варіаторів типу ВЦ



Таблиця Б9

Типорозмір варіатора	Діапазон регулювання	Ланцюг				Число ланок, n
		Позначення	Крок, t	Розміри пластин, мм		
			мм	довжина, l	висота, h	
ВЦ1А, ВЦ1Б	3	Ц225	26	38	7,8	25
	4,5	Ц224				24
	6	Ц224				24
ВЦ2А, ВЦ2Б	3	Ц327	29	44	9,3	27
	4,5	Ц326				26
	6	Ц228	26	38	7,8	28
ВЦ3А, ВЦ3Б	3	Ц335	29	44	9,3	35
	4,5	Ц334				34
	6	Ц333				33
ВЦ4А, ВЦ4Б	3	Ц434	36	59	12,3	34
	4,5	Ц433				33
	6	Ц433				33

Приклад умовного позначення:

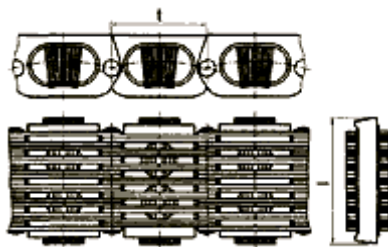
Ланцюг Ц326:

Ц - варіаторний ланцюг для варіаторів типу ВЦ;

3 - розмір ланцюга;

26 - число ланок.

Ланцюг варіаторний пластинчастий для варіаторів виробництва Німеччини



Таблиця Б10

Типорозмір варіатора	Діапазон регулювання	Ланцюг				
		Тип	Крок, t	Число ланок, n	Довжина, l	Маса
			мм		мм	
160	6	A225	25	25	37,5	1,1
	4,5					
	3	A226				
190	6	A229	29	29	44,5	1,3
	4,5	A326	29	26		2,2
	3	A327	29	27		2,3
248	6	A333	29	33	44,5	2,8
	4,5	A334	29	34		2,9
	3	A335	29	35		3
304	6	A433	36	33	58	6,1
	4,5					
	3	A434				
360	6	A539	36	39	70	9
	4,5	A540	36	40		9,2
	3	A541	36	41		9,5

Приклад умовного позначення:

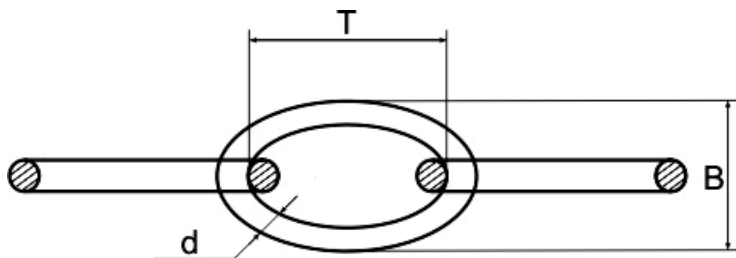
Ланцюг A326:

A - варіаторний пластинчастий ланцюг для варіаторів
виробництва Німеччини;

3 - розмір ланцюга;

26 - число ланок.

Ланцюги круглоланкові нормальної міцності



Таблиця Б11 – Ланцюги за ТУ 12.017.03856.015-88,
ТУ 3148-018-00235424-00

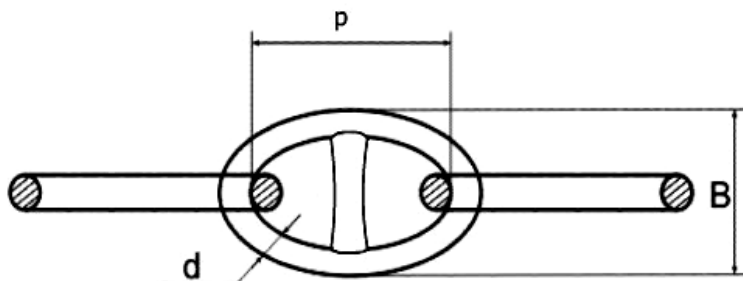
Позначення ланцюга	Параметри, мм			Навантаження, кН		Маса 1 п.м. ланцюга, кг
	d	T	B	Q _{np}	Q _p	
A1-6x19	6	19	21	7,7	15,4	0,78
A2-7x22	7	22	23	9,9	19,8	1,00
A1-8x23(24)	8	23(24)	27	14,3	28,6	1,43
A1-9x27	9	27	32	17,6	35,2	1,77
A1-11x31	11	31	36	25,3	50,6	2,60
A1-13x36	13	36	44	36,3	72,6	4,00
A1-16x44	16	44	54	56,1	112	5,80

Ланцюги круглоланкові зварні загального призначення

Таблиця Б12

Позначення ланцюга	Калібр d, мм	Крок, Т	Ширина, В	Навантаження, кН		Маса 1 п.м. ланцюга, кг
				Q _{нр}	Q _р	
2,5x9	2,5	9	10	2,4	4,8	0,14
2,5x14	2,5	14	10	2,4	4,8	0,12
3,4x17,5	3,4	17,5	13	1,8	3,6	0,22
3,5x26,5	3,5	26,5	13,2	3	6	0,20
3,8x19	3,8	19	15	2,25	4,5	0,28
4x32	4	32	15,2	3	6	0,27
5x21	5	21	19	3,9	7,8	0,50
5x28	5	28	20	4,0	8,0	0,446
5x36	5	36	19	4,5	9	0,42
6x19	6	19	21	7,7	15,4	0,78
6x24	6	24	22	5,65	11,3	0,72
6x27	6	27	22	5	10	0,7
6x36	6	36	23	5,5	11	0,644
6x42	6	42	22,8	6	12	0,62
6,4x25,4	6,4	25,4	25,4	8	16	0,84
7x48	7	48	26,6	8,5	17	0,84
7,6x30	7,6	30	27,4	9	18	1,17
8x23(42)	8	24	26	13	26	1,45
8x34	8	34	30,5	15	30	1,39
10x31,2	10	31,2	35,6	28	56	2,20
11x42	11	42	42	29	58	2,44
14x80	14	80	48	35	70	3,3-3,4
16x45	16	45	53	48	96	5,9

Ланцюги якірні (ГОСТ 228-79)



Таблиця Б13

Позначення ланцюга	Параметри		Q _p , кН	Маса
	d	P		
16-2/2a	16	64	150	5,8
17,5-2/2a	17,5	70	179	6,8
19-2/2-a	19	76	211	8,0
22-2/2a	22	88	280	10,7
26-2/2a	26	104	389	14,7
28-2/2a	28	112	449	16,5
32-2/2a	32	128	583	22,4
34-2/2a	34	136	655	24,6
38-2/2a	38	152	812	31,6
40-2/2a	40	160	896	34,5
44-2/2a	44	176	1080	42,2
46-2/2a	46	184	1170	45,5
54-2/2a	54	216	1590	62,5
58-2/2a	58	232	1810	72,8
62-2/2a	62	248	2060	82,6

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

МЕТА РОБОТИ: Теоретично та експериментально визначити критичну частоту обертання вала (розрахунок вала на коливання), встановити вплив параметрів системи на значення критичної частоти.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи ознайомитись з класифікацією валів і осей, матеріалами, методами механічної і термічної обробки. З'ясувати основні критерії роботоздатності і розрахунку валів. Явище резонансу, його наслідки, роль і місце розрахунку на коливання в загальноприйнятій системі розрахунків валів.

1.2 Питання для самопідготовки

- 1 У чому фізична суть явища резонансу?
- 2 В чому небезпека резонансу для вузла або машини? Поняття дорезонансної та післярезонансної зони експлуатації машини.
- 3 Чи залежить критична швидкість вала від частоти обертання?
- 4 Чи впливає на критичну швидкість вала його міцність?
- 5 Чи впливає на критичну швидкість вала його твердість?
- 6 Чи впливає ексцентриситет маси на критичну швидкість вала?
- 7 Чи впливає на величину критичної швидкості вала наявність на ньому шпонкового пазу?
- 8 Чи залежить критична швидкість вала від відстані між його опорами? Чому?
- 9 Чи залежить критична швидкість вала від симетричності розміщення центра ваги між опорами вала? Чому?
- 10 Для зменшення небезпеки резонансу швидкохідного вала його треба робити більшого або меншого діаметра? Чому?
- 11 Для зменшення небезпеки резонансу тихохідного вала його треба робити більшого або меншого діаметра? Чому?
- 12 За рахунок яких конструктивних заходів можна змінювати критичну швидкість вала?

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- ознайомитися з устроєм та принципом дії лабораторного стенда для випробувань вала на коливання ДМ-36;
- скласти кінематичну схему стенда;
- скласти програму випробувань, які з мінімальним числом дослідів могли б дати аналіз впливу різних компоновальних схем і конструктивних особливостей вузла, що випробовується, на критичну частоту обертання вала;
- провести аналітичні розрахунки критичної частоти для різних умов випробування:
 - 1) визначити силу ваги вала і момент інерції його перерізу;
 - 2) визначити розрахунковий статичний прогин вала;
 - 3) визначити жорсткість і розрахунково-експериментальний прогин вала, що випробовується;
 - 4) розрахувати теоретичну критичну частоту обертання вала;
- провести випробування і обробити їх результати;
- побудувати графіки, що відображають характер впливу параметрів системи на критичну частоту обертання вала по результатах проведених випробувань;
- зробити висновки з аналізом результатів випробувань;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Для більшості швидкохідних осей і валів коливання викликаються силами від неврівноваженості встановлених на них деталей, якщо частота дії цих сил дорівнює частоті обертання осей і валів. При збігу або кратності частоти сил збурювання і частоти власних коливань осі або вала настає резонанс, амплітуда коливань деталі різко зростає і може досягти такого значення, при якому ось або вал може зруйнуватися.

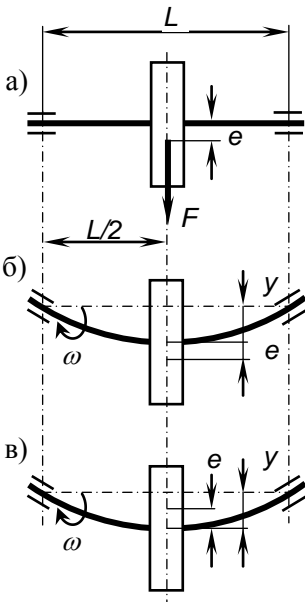
Відповідну резонансу кутову швидкість $\omega_{кр}$ і частоту обертання $n_{кр}$ називають *критичними*.

Розрізняють поперечні або згинальні, кутові або крутильні, а також згинально-крутильні коливання осей і валів.

У курсі деталей машин розглядають поперечні коливання осей і валів. Більш складні коливання таких деталей, як ротори турбін, колінчасті вали поршневих машин, шпинделів верстатів з деталями, що обробляються, і т.п. розглядаються в спеціальних курсах.

Розрахунок на поперечні коливання полягає у перевірці умови відсутності резонансу при сталому режимі роботи.

Як видно з рисунку 1, на валі встановлений симетрично



відносно опор диск вагою G , центр ваги якого зміщений відносно геометричної осі обертання на величину ексцентриситету e . При рівномірному обертанні вала під впливом відцентрової сили F_u , яка діє на диск, вал згинається. При кутовій швидкості ω прогин осі досягає певного значення y (рис. 1, б). Відцентрова сила без врахування ваги вала при цьому складає

$$F_u = m\omega^2(y + e),$$

де m - маса диска;

$y + e$ - радіус обертання центра ваги диска.

Відцентрова сила F_u , що діє на вал, викликає зусилля пружного опору деформації вала:

$$F_{пр} = F_0 y,$$

де F_0 - сила, що викликає прогин вала, який дорівнює одиниці.

Рисунок 1

При сталому режимі роботи вала виконується умова

$$F_u = F_{пр}$$

або

$$m\omega^2(y + e) = F_0 y;$$

звідки

$$y = e / [F_0 / (m\omega^2) - 1]. \quad (1)$$

Аналіз формули показує, що при зростанні кутової швидкості зростає і прогин, і при $\omega = \sqrt{F_0/m}$ прогин $y \rightarrow \infty$. Таким чином, при кутовій швидкості, яку називають критичною, повинне відбутися руйнування вала. Тобто критична кутова швидкість вала

$$\omega_{кр} = \sqrt{F_0/m}. \quad (2)$$

Після заміни по формулах переходу кутової швидкості частотою обертання і маси диска силою вагою диска одержимо формулу критичної частоти обертання

$$n_{кр} \approx 300\sqrt{F_0/G}.$$

Для прийнятої схеми навантаження прогин можна вичислити

$$y = F_{\text{ц}}L^3 / (48EI) = F_{\text{гр}}L^3 / (48EI) = F_0yL^3 / (48EI)$$

звідки $F_0 = 48EI / L^3$,

де E – модуль пружності матеріалу вала;

I – осьовий момент інерції площі перерізу вала.

По визначенню коефіцієнт жорсткості F_0 відповідає зусиллю, що викликає прогин f , який дорівнює одиниці довжини, тобто $f = G / F_0$.

Таким чином, для визначення критичної частоти обертання вала можна застосувати формулу

$$n_{\text{кр}} = 990 \sqrt{\frac{1}{f}}$$

де f – прогин вала у мм.

Виходячи з формул (1) і (2) можна стверджувати, що

$$y = e / [(\omega_{\text{кр}} / \omega)^2 - 1]$$

або

$$y = -e / [1 - (\omega_{\text{кр}} / \omega)^2].$$

З аналізу формул виходить, що коли $\omega > \omega_{\text{кр}}$, то зі збільшенням швидкості у закритичній області прогин вала починає зменшуватися; знак мінус при e означає, що в закритичній області напрямки e і y протилежні, у той час як у докритичній області у відповідності з формулою (1) напрямки e і y однакові. В закритичній області при $\omega \rightarrow \infty$ значення $y \rightarrow -e$, таке явище називається самовстановлюванням вала у закритичній області.

Таким чином, для відсутності резонансу кутова швидкість (частота обертання) при усталеному русі повинна бути менша або більша за критичне значення. Про наближення швидкості вала до критичної свідчить поява різкої вібрації. При тривалій роботі в області резонансу руйнування вала неминуче, але при швидкому переході у закритичну область роботоздатність повністю зберігається.

Більшість осей і валів працює у докритичній області. Для зменшення загрози резонансу їх жорсткість підвищують і швидкість приймають не

більш $\omega = 0,7\omega_{\text{кр}}$.

Вали, що працюють у зарезонансній зоні повинні мати швидкість $\omega \geq 1,3\omega_{\text{кр}}$

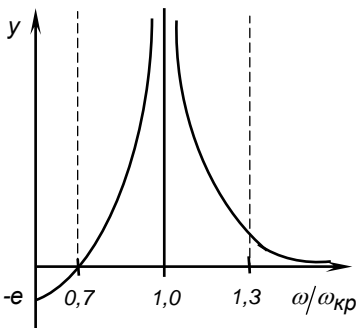


Рисунок 2

2.3 Оснащення робочого місця

- стенд лабораторний для випробування вала на коливання;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка,
- калькулятор.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;
- перед переобладнанням стенда для проведення чергової серії дослідів його потрібно відімкнути від електромережі;
- при замірах експериментального прогину вала слід пильно слідкувати за зчепленням гачка пристрою з диском і не допускати їх самовільного роз'єднання;
- не допускати відключення блокувальної системи захисного кожуху стенда;
- перед вмиканням електродвигуна на стенді пересвідчитись у надійності кріплення всіх рухомих частин стенда;
- не відкривати захисний кожух стенда до повної зупинки вала, що випробовується;
- при проведенні дослідів проходити зону резонансу потрібно як можна швидше;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити стенд від електромережі;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При ознайомленні з устроєм та принципом дії лабораторного стенда для випробувань вала на коливання ДМ-36 звернути увагу на систему блокування, що запобігає помилковому вмиканню електродвигуна при відкритому захисному кожуху.

2.5.2 Кінематичну схему стенда для визначення критичної частоти обертання вала потрібно скласти з застосуванням стандартних умовних позначень щоб максимально точно відобразити конструктивні особливості та специфіку стенда.

2.5.3 Програма випробувань повинна мати мінімальне число дослідів, за допомогою яких можна було б зробити аналіз впливу таких параметрів як маса диску, відстань між опорами, розташування диску відносно опор, імітація незбалансованості на значення критичної частоти обертання вала.

2.5.4 При аналітичному визначенні параметрів випробувань: визначенні сили ваги вала і осьового моменту інерції, площі його перерізу, визначенні розрахункового статичного прогину вала потрібно пильно слідкувати за дотриманням однакової розмірності величин.

2.5.5 При визначенні розрахунково-експериментального прогину вала, що випробовується, і його жорсткості потрібно проводити заміри з 3...5 кратною повторністю.

2.5.6 Експериментальні досліди по визначенню критичної частоти обертання вала для різних умов випробування слід проводити не менш як з п'ятикратною повторністю.

2.5.7 При обробці результатів дослідів потрібно звертати увагу не тільки на середні значення одержаних результатів випробувань, а й на ступінь розсіювання цих результатів.

2.5.8 Графіки, які побудовані по результатах дослідів, можуть відображати тільки характер впливу параметрів системи на результати випробувань і будуються по мінімальному числу точок.

2.5.9 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.10 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.11 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зраховується викладачем.

З ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 9

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Визначення критичної частоти обертання вала”

Мета роботи: Теоретично та експериментально визначити критичну частоту обертання вала (розрахунок вала на коливання), встановити вплив параметрів системи на значення критичної частоти.

Зміст роботи: Ознайомитися з устроєм та принципом дії лабораторного стенда ДМ-36, скласти кінематичну схему стенда, визначити розрахунковий статичний прогин і критичну частоту обертання вала для різних умов навантаження, побудувати графіки по результатам випробувань. Зробити висновки, відповісти на контрольні запитання.

1 Будова та принцип дії лабораторного стенда ДМ-36

1 - тахометр; 2 - тахогенератор; 3 - електродвигун; 4 - муфта;
5 – нерухома опора вала; 6 – вал; 7 – вмикач червоної лампи;
8 – диск з кільцями; 9 – дисбаланс (гвинт); 10 – рухома опора вала;
11 – індикатор для виміру статичного прогину вала; 12 – вантаж
Рисунок 1 – Кінематична схема лабораторного стенда ДМ-36

2 Аналітичне визначення параметрів за результтвтами випробувань

Таблиця 1 – Умови дослідів, результати розрахунків та випробувань

Номер дослідіу	Вага диска G , Н	Розмір l , мм	Розмір L , мм	Прогин		Критична частота		
				f_p , мм	f_e , мм	$n_{кр.p}$, об/хв	$n_{кр.e}$, об/хв	
1	20	250	500					
2	27			300	500			
3								
4								
5	27+дб.	250	500					

2.1 Сила ваги вала, Н

$$G_B = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_B^2 \cdot L \cdot \rho \cdot g =$$

де L - відстань між осями опор, м;

d_B - діаметр вала, $d_B =$ м;

ρ - питома вага матеріалу вала, $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

2.2 Осьовий момент інерції перерізу вала, мм^4

$$J = \frac{1}{64} \cdot \pi \cdot d_B^4 =$$

2.3 Розрахунковий статичний прогин вала, мм

$$f_p = \frac{(G + 0,5G_B) \cdot l^2 \cdot (L - l)^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot L} =$$

де G - сила ваги диска, Н;

l - відстань від осі лівої опори до середини диска, мм;

E - модуль пружності матеріалу вала (сталь, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$)

2.4 Жорсткість вала, Н/мм

$$C = \frac{G_0}{\Delta} =$$

де G_0 - сила ваги вантажу стенда, $G_0 = 100 \text{ Н}$;

Δ - показання індикатора стенда, мм.

2.5 Розрахунково-експериментальний прогин вала, мм

$$f_e = \frac{(G + 0,5 \cdot G_B)}{C} =$$

2.6 Розрахункова критична частота обертання вала, об/хв

$$n_{kp} = 990 \sqrt{\frac{1}{f_e}}$$

3 Проведення експерименту і обробка результатів

Експериментальне значення критичної частоти обертання вала

$$n_{kp,e} = 0,5(n'_c + n''_c)$$

Таблиця 2 – Результати дослідів

n'	n'_c	n''	n''_c	n _{кр.е}	n'	n'_c	n''	n''_c	n _{кр.е}
Дослід 1					Дослід 4				
Дослід 2					Дослід 5				
Дослід 3					Умовні позначення: n' - частота обертання вала при виході у резонанс; n'_c - її середнє значення; n'' - частота обертання вала при виході із резонансу; n''_c - її середнє значення;				

5 Характер впливу параметрів системи на критичну частоту

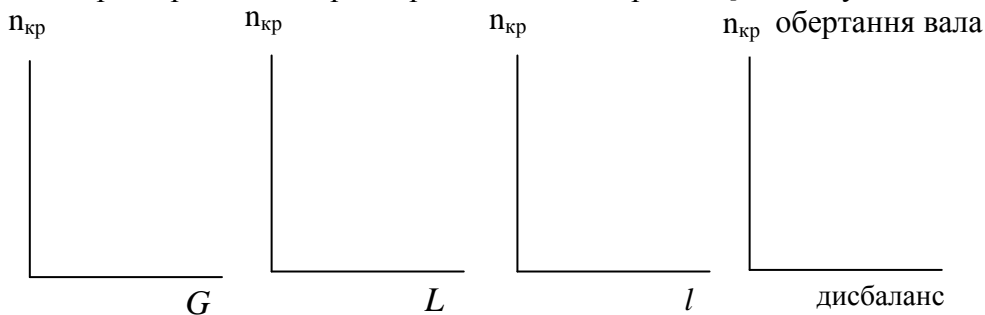


Рисунок 2 – Вплив параметрів системи на значення $n_{кр}$

5 Висновки: _____

6 Контрольні запитання

6.1 Як залежить критична частота обертання вала від відстані між опорами? _____

6.2 Чи залежить критична частота обертання вала від положення диска між опорами? _____

6.3 Для зменшення небезпеки резонансу швидкохідного вала його слід робити більшого чи меншого діаметра? Чому? _____

6.4 Для зменшення небезпеки резонансу тихохідного вала його слід робити більшого чи меншого діаметра? Чому? _____

6.5 За рахунок чого можна підвищити критичну частоту обертання вала? _____

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота захищена _____

(дата, підпис викладача)

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

МЕТА РОБОТИ: Закріпити знання по конструкції та класифікації підшипників. Встановити залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи ознайомитись з класифікацією підшипників кочення, системою умовних позначень, матеріалами, методами механічної і термічної обробки. З'ясувати основні критерії роботоздатності і розрахунку підшипників.

1.2 Питання для самопідготовки

1 Основні переваги й недоліки підшипників кочення у порівнянні з підшипниками ковзання.

2 Основні ознаки класифікації підшипників кочення. Принципи побудови системи умовних позначень підшипників кочення.

3 Які дані про підшипник містить його класифікаційний номер? Розшифрувати позначення підшипника: М 75-2160307 ET2.

4 Як позначають класи точності підшипників?

5 Причини виходу з ладу та види руйнування підшипників. Матеріали, що застосовуються для виготовлення деталей підшипників.

6 Що характеризують статична та динамічна вантажопідйомність підшипників кочення?

7 Яке зі значень статичної або динамічної вантажопідйомності більше для підшипників 7306, 8306?

8 Для якого з підшипників (6205 або 7205) значення динамічної вантажопідйомності більше?

9 Фактори, які впливають на довговічність підшипників.

10 Як зміниться розрахункова довговічність підшипника 7209 при зміні приведенного навантаження з 1,5 до 3 кН?

11 Як зміниться розрахункова довговічність підшипника 209 при зміні частоти обертання з 4000 до 2000 хв.⁻¹?

12 Види змащування підшипників. За якими критеріями призначається спосіб змащування і сорт мастила?

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- провести заміри та огляд набору підшипників, встановити тип і класифікаційний номер кожного з них;

- ознайомитися з принципом дії та конструкцією лабораторного стенда ДМ–28М для випробування підшипників кочення;

- навести технічну характеристику стенда ДМ–28М;

- скласти компоувальну схему розташування підшипників, що випробовуються у головці лабораторного стенда;

- навести характеристику підшипника, що випробовується;

- встановити теоретичну залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження;

- експериментально встановити залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження в умовах різного рівня мастила;

- побудувати графіки теоретичних і експериментальних залежностей, порівняти результати та зробити висновки;

- відповісти на контрольні запитання;

- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Підшипники кочення – це стандартизовані складові одиниці, які мають у своєму складі тіла кочення (кульки або ролики) і працюють на основі ефекту тертя кочення.

Підшипники кочення, як правило, складаються з деталей: зовнішнього та внутрішнього кілець з доріжками кочення, тіл кочення (кульок або роликів), сепараторів, які розділяють і направляють тіла кочення. Існують конструкції підшипників у яких відсутні одне або обидва кільця, деякі підшипники не мають сепараторів.

Згідно з ГОСТ 3395-75 підшипники кочення розділяють:

1) по напрямку сприйняття навантаження на:

- радіальні, які сприймають радіальне навантаження;

- радіально-упорні, які здатні сприймати радіальне та осьове навантаження;

- упорно-радіальні, які сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження;

- упорні, які сприймають тільки осьове навантаження;

2) по формі тіл кочення на: кулькові та роликові (рис. 1);

3) за кількістю рядів тіл кочення: одно-, дво-, та чотирирядні;
 4) за здатністю компенсувати перекоси вала: на самоустановлювані (допускають перекоси до $2...3^\circ$ та не самоустановлювані;

5) за розмірами: по серіях діаметру (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) та по серіях ширини (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка).

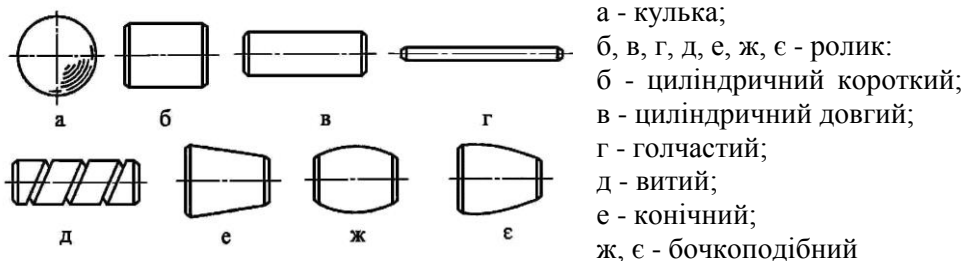


Рисунок 1 – Форма тіл кочення підшипників

Класифікація підшипників кочення за основними групами з позначенням типів подана на рисунку 2.

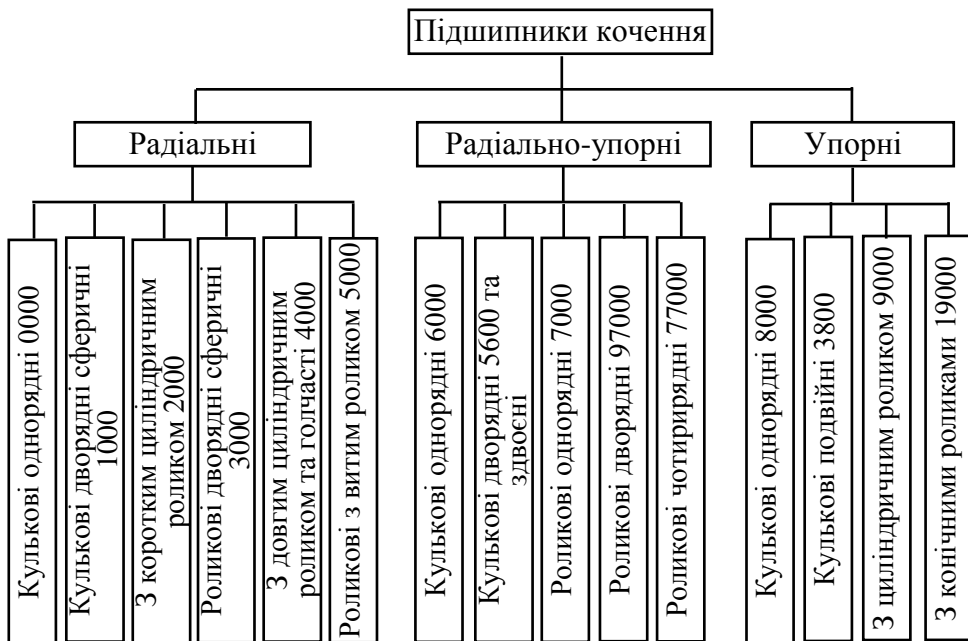


Рисунок 2 – Класифікація підшипників кочення

Кулькові однорядні радіальні типу 0000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження в обох напрямках, до 70 % невикористаного радіального навантаження. Ці підшипники забезпечують осьову фіксацію валів в межах осьового зазора та задовільно працюють при перекосах кілець на кут не більш 8'. У порівнянні з іншими вони допускають найбільшу частоту обертання валів. Сепаратори переважно штаповані, але в деяких підшипниках, для роботи в особливих умовах (велика частота обертання), застосовують масивні сепаратори з антифрикційних матеріалів: бронзи, текстоліту та ін.

Область застосування – жорсткі двоопорні вали, прогин яких не викликає надмірного кутового зміщення осі вала відносно осі посадочного отвору, вали з відстанню між опорами $L \leq 10d$.

Кулькові радіальні дворядні сферичні типу 1000 призначені для сприйняття радіальних навантажень, але можуть сприймати і осьові навантаження, в обох напрямках до 20 % невикористаного допустимого радіального навантаження. Доріжка кочення на зовнішньому кільці сферична, це забезпечує нормальну роботу підшипника при значному перекосі (до 2...3°) внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Підшипники типу 11000 мають конічний отвір (конусність 1:12), укомплектовані закріплювальною втулкою з гайкою і призначені для встановлення на гладких циліндричних валах у будь-якому місці.

Область застосування - багатоопорні вали трансмісійного типу, двоопорні вали, що мають під час роботи прогини, вали в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгу співвісність посадочних гнізд (при монтажі підшипників в окремо розташованих корпусах на рамах з незначною жорсткістю та ін.).

Роликові радіальні з короткими циліндричними роликами типу 2000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Вони мають значно більшу навантажувальну здатність, ніж рівногабаритні радіальні кулькові підшипники, але допускають меншу частоту обертання. Ці підшипники дуже чутливі до перекосів, так як при цьому виникає концентрація напружень по краю роликів.

Область застосування – жорсткі короткі двоопорні вали.

Роликові радіальні сферичні типу 3000 призначені в основному для сприйняття радіальних навантажень, але спроможні сприймати осьове навантаження, що діє в обох напрямках і не перевищує 25% невикористаного допустимого радіального навантаження.

Можуть працювати при чистому осьовому навантаженні, але у цьому випадку працює один ряд роликів. Підшипники мають два ряди бочкоподібних роликів. Допускають перекіс кілець 2...3 °.

Область застосування – важко навантажені багатоопорні вали, які мають значні прогини, вали, які мають консольне навантаження в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгу співвісність посадкових гнізд.

Роликові радіальні з довгими циліндричними роликами або голчасті типу 4000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Мають значно менші радіальні розміри, ніж інші типи підшипників. Монтаж зовнішнього та внутрішнього кілець з комплектом голок, як правило, виконується окремо один від одного. Перекіс кілець не допускається. Підшипники з сепараторами допускають більшу частоту обертання, але мають меншу навантажувальну спроможність з-за меншої кількості голок.

Область застосування – опори, розміри яких мають обмеження в радіальному напрямку. Найчастіше ці підшипники застосовуються для роботи у режимі коливань (наприклад, карданні вали).

Роликові радіальні з витими роликами типу 5000 призначені для сприйняття тільки радіального навантаження. Ролики, які звиті зі сталеві стрічки, являють собою своєрідні пружини, здатні сприймати та гасити ударні навантаження. У порівнянні з підшипниками з суцільними роликами мають знижену жорсткість і збільшені радіальні зазори, менш чутливі до забруднення вузла. Сепаратори цих підшипників складаються з двох кілець, що з'єднані між собою розпірками, які проходять крізь осьові порожнини роликів.

Область застосування – опори валів з середніми по величині радіальними навантаженнями ударного характеру, зі зменшеними вимогами до точності монтажу.

Кулькові радіально-упорні – типу 6000 призначені для сприйняття радіальних і односторонніх осьових навантажень. Спроможність сприймати осьове навантаження залежить від кута контакту α , зі збільшенням якого зростає осьова вантажопідйомність підшипника. По швидкохідності не поступаються кульковим типу 0000.

Область застосування – жорсткі двоопорні вали. Підшипники встановлюють в обох опорах навіть при умові односторонньої дії навантаження. Для сприйняття двостороннього осьового навантаження однією опорою в ній застосовують здвоєні підшипники. Особливістю підшипників є те, що вони вимагають регулювання осьового зазора в процесі монтажу і у процесі подальшої експлуатації.

Радіально-упорні конічні – типу 7000 призначені для сприйняття одночасно діючих радіальних і осьових навантажень. Допустимі колові швидкості нижчі, ніж у підшипників з короткими циліндричними роликками. Спроможність сприйняття осьового навантаження визначається кутом конусності α зовнішнього кільця. Зі збільшенням кута конусності (тип 27000) осьове навантаження збільшується за рахунок зменшення радіального. Підшипники не допускають перекосу осей валів і гнізд опор. Підшипники можна монтувати з попереднім натягом, який створюється при умові опори вала на двох конічних підшипниках. Існують і дворядні конічні роликкові підшипники.

Область застосування - жорсткі двоопорні вали. Підшипники встановлюють попарно навіть при односторонній дії навантаження. Вони допускають роздільний монтаж зовнішніх кілець і вимагають регулювання зазорів як під час монтажу, так і в процесі експлуатації.

Кулькові упорні – типу 8000 призначені для сприйняття тільки осьових навантажень. Вони допускають значно меншу частоту обертання порівняно з іншими типами підшипників, тому що доріжки кочення кілець можуть сприймати обмежені відцентрові зусилля.

Область застосування – комбіновані опори валів різноманітних машин при дії значних осьових зусиль.

Роликкові упорні – типу 9000 призначені для сприйняття осьових навантажень. Мають значно більше допустиме осьове навантаження порівняно з кульковими упорними підшипниками. В роликкових упорних підшипниках застосовуються як циліндричні, так і конічні ролики. Останні допускають значно більшу частоту обертання валів.

Область застосування - опори валів при дії значних осьових зусиль. Підшипники типу 9000 головним чином встановлюють у вузлах з вертикальним розташуванням валів.

При ремонті та експлуатації машин виникає необхідність встановити тип і розміри підшипників кочення по умовному позначенню.

Умовні позначення підшипників встановлені ГОСТ 3189-75. Для підшипників кочення прийнята цифрова система умовних позначень, що дозволяє довгу назву замінити кількома цифрами, які інформують про всі основні характеристики підшипника.

Маркірування найчастіше виконують на торці одного з кілець підшипника, однак воно може бути виконане і на поверхні захисної шайби, на циліндричній поверхні зовнішнього кільця, а також на пакувальній коробці.

Позначення звичайно складається з двох груп знаків.

Перша група вказує на підприємство, яке виготовило підшипник. Наприклад, 4ГПЗ (4-й державний підшипниковий завод).

Друга група складається з цифр або з цифр і літер, що і є умовним позначенням підшипника. Умовне позначення підшипника складається з основного позначення і додаткового, яке може бути як ліворуч, так і праворуч від основного.

Основне позначення підшипників складається тільки з цифр, максимальна кількість яких дорівнює семи. Додаткові знаки ліворуч від основного позначення можуть відокремлюватися літерою або знаком “-” (дефіс). Додаткові знаки праворуч завжди починаються з літери. Вони характеризують матеріал і конструкцію сепаратора, конструктивні та технологічні вимоги, мастило, закладене у підшипники з захисними шайбами, спеціальні вимоги щодо шуму та ін.

Розташування знаків умовних позначень підшипників малогабаритних з діаметром внутрішнього кільця менш 10 мм наведено на рисунку 3, інших (внутрішні діаметри від 10 до 495 мм) на рисунку 4.



Рисунок 3 – Позначення підшипників кочення з діаметром внутрішнього кільця до 10 мм

Додаткові знаки ліворуч

Ряд радіального зазора – інформація про радіальний зазор в підшипнику, яка вказує на номер ряду радіальних зазорів. По номеру можна визначити зміщення внутрішнього кільця відносно зовнішнього при прикладенні до нього нормованого зусилля в площині, яка перпендикулярна осі обертання. Цифра “0” або її відсутність відповідають зазору по основному ряду.

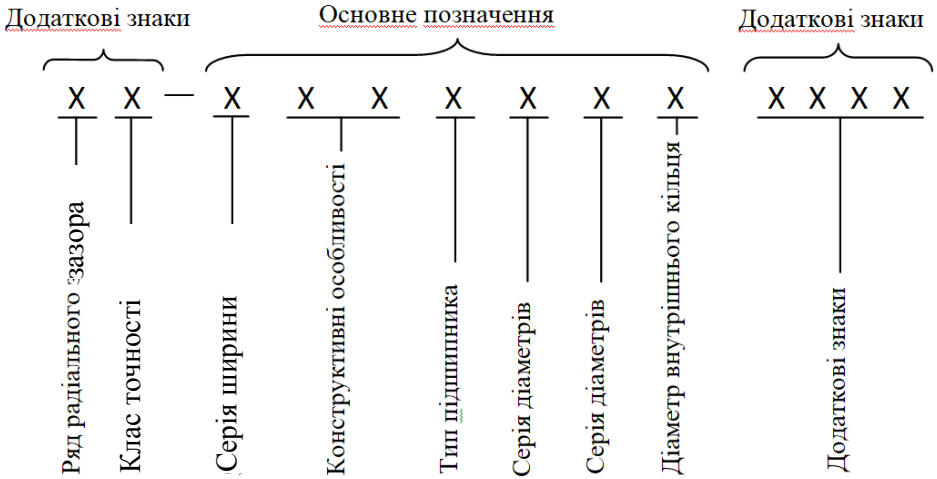


Рисунок 4 – Позначення підшипників кочення з діаметром внутрішнього кільця від 10 до 495 мм

Клас точності - позначається цифрами: 0; 6; 5; 4 та 2. Порядок переліку відповідає підвищенню точності.

Крім наведених двох додаткових знаків зліва можуть зустрітися підшипники, які мають в умовному позначенні літеру “М” або “Б”. Ці літери позначають, що підшипник призначено для ремонтних цілей.

Основне позначення

Серія ширини – цифри від 0 до 8, які разом з серією по діаметру дозволяють по таблицях визначити зовнішній діаметр і ширину. Підшипники по ширині: особливо вузькі, вузькі, нормальні, широкі, особливо широкі та невизначеної серії.

Конструктивні особливості позначаються цифрами від 00 до 99 і регламентовані ГОСТ 3395 – 75.

Тип підшипника – основна його характеристика, яка вказує на напрям сприйняття навантаження. Розташовані на цьому місці цифри наведені на рисунку 2.

Серія діаметрів – разом з серією по ширині інформує про габаритні розміри. При серії по ширині “0” цифра серії діаметрів: 0 – малогабаритні підшипники; 1 – особливо легка; 2 – легка; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка; 7 – особливо легка; 8 – надлегка; 9 – надлегка (невизначені внутрішні діаметри).

Діаметр внутрішнього кільця – умовне позначення, яке несе інформацію про внутрішній діаметр підшипника.

Для малогабаритного підшипника серія діаметрів “0” діаметр внутрішнього кільця вказано безпосередньо у міліметрах.

Якщо серія діаметрів позначена цифрами від 1 до 8, це означає, що внутрішній діаметр підшипника в межах від 10 до 495 мм. Щоб визначити діаметр внутрішнього кільця підшипника треба цифри, що позначають діаметр, помножити на “5”.

Винятком є підшипники з внутрішніми діаметрами 10...17 мм. Значення діаметра внутрішнього кільця вказується так: 00 – діаметр 10 мм; 01 – діаметр 12 мм; 02 – діаметр 15 мм; 03 – діаметр 17 мм.

Якщо серія діаметрів позначена 9 (невизначена серія), визначити фактичний діаметр можна тільки по спеціальних таблицях. Внутрішні діаметри підшипників 0,6; 1,5; 2,5; 22; 28; 32; 500 мм і більші відокремлюють від позначення серії діаметрів навкісною рисою (/).

Додаткові знаки праворуч

Основною відмінністю початку додаткових знаків праворуч є те, що вони завжди починаються з літери.

Кожна вимога позначається групою знаків, які складаються з літери, котра характеризує цю вимогу, і однієї або двох цифр, які вказують на конкретні параметри цієї вимоги. В додатковому позначенні може бути тільки одна літера без цифр. Відсутність додаткових знаків свідчить про відсутність відповідних вимог.

2.3 Оснащення робочого місця

- стенд лабораторний для випробування підшипників кочення;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- каталог підшипників кочення;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;

- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;
- перед вмиканням електродвигуна стенда пересвідчитись у надійності кріплення випробувальної головки стенда;
- при зливі мастила не допускати забруднення робочого місця;
- при проведенні дослідів ступінчасте навантаження стенда проводити плавно, без ривків;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити стенд від електромережі;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При проведенні замірів та огляді кожного підшипника з представленого набору потрібно звертати увагу на форму отвору внутрішнього кільця, форму бігових доріжок, конструкцію, матеріал сепаратора, інші конструктивні особливості, тощо.

2.5.2 В технічну характеристику стенда для випробування підшипників включити такі показники, як частота обертання вала стенда, максимальне навантаження на підшипниковий вузол, жорсткість динамометричної скоби, тощо.

2.5.3 При складанні компоувальної схеми розташування підшипників, що випробовуються, у голові лабораторного стенда застосовувати стандартні умовні позначення, щоб максимально точно відобразити конструктивні особливості та специфіку стенда.

2.5.4 В характеристику підшипника, що випробовується, включити крім типу і його основних розмірів відомості по статичній та динамічній вантажопідйомності.

2.5.5 Навантаження при експерименті повинно бути узгодженим з статичною вантажопідйомністю підшипника.

2.5.6 Графіки по результатах дослідів можуть будуватися по мінімальному числу точок.

2.5.7 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.8 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.9 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 10

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Вивчення конструкцій підшипників кочення”

Мета роботи: Закріпити знання по конструкції та класифікації підшипників. Встановити залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження.

Зміст роботи: Провести заміри та огляд набору підшипників, встановити тип і класифікаційний номер кожного з них. Ознайомитися з принципом дії та конструкцією стенда ДМ–28М. Встановити теоретичну та експериментальну залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження в умовах різного рівня мастила, порівняти результати та зробити висновки.

1 Вивчення конструктивних особливостей підшипників

Таблиця 1 – Результати огляду та замірів підшипників

Розміри підшипника			Конструктивні особливості (форма, кількість тіл кочення, форма бігових доріжок, вид сепаратора і таке інше)	Номер по каталогу
d, мм	D, мм	B, мм		

2 Технічна характеристика стенда ДМ–28М для випробування підшипників кочення:

Частота обертання вала стенда: 970, 1880, 2860 об/хв.

Максимальне навантаження на підшипниковий вузол: 12 кН.

Жорсткість динамометричної скоби: $C = 6,65$ кН/мм.

Рисунок 1 – Схема стенда для випробування підшипників

3 Характеристика підшипника, що випробовується:

3.1 Тип _____

3.2 Номер по каталогу _____

3.3 Розміри: $d =$ _____ мм, $D =$ _____ мм, $B =$ _____ мм.

3.4 Динамічна вантажопідйомність $C =$ _____ кН.

3.5 Статична вантажопідйомність $C_0 =$ _____ кН.

4 Розрахункові залежності:

Приведений момент тертя підшипника

$$M_T = 0,5 \cdot F'_R \cdot f_{np} \cdot d$$

де F'_R – радіальне навантаження на підшипник, $F'_R = 0,5 \cdot F_R$

(F_R – зусилля на динамометричній скобі);

f_{np} – приведений коефіцієнт тертя підшипника, для підшипників кочення $f_{np} = 0,015 \dots 0,02$

5 Результати випробувань

Таблиця 2 – Результати випробувань

Навантаження на підшипниковий вузол F_R , кН	Навантаження на один підшипник F_R' , кН	Показання індикатора динамометричної скоби Δ , мм	Приведений момент тертя, Нм		
			Розрахунковий	Експериментальний при рівні мастила	
				min	max

6 Характер залежності приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження на нього

M_T , Н·м

F_R' , кН

Рисунок 2 – Графік залежності приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження

7 Висновки:

8 Контрольні запитання

8.1 Укажіть основні види пошкоджень підшипників кочення

8.2 Для якого з підшипників (6205 чи 7205) значення динамічної вантажопідйомності більше?

8.3 Як та чому зміниться розрахункова довговічність підшипника 7209, якщо приведенне навантаження на нього змінити з 1,5 кН до 3 кН?

8.4 Як і чому зміниться розрахункова довговічність підшипника 209, якщо змінити частоту обертання з 4000 до 2000 об/хв?

8.5 Перерахуйте заходи, які можуть сприяти зменшенню значення приведенного моменту тертя підшипника _____

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____
(дата, підпис викладача)

ВИПРОБУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

МЕТА РОБОТИ: Встановити залежність приведеного моменту тертя підшипника від співвідношення радіального та осьового навантаження на нього.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час самостійної підготовки до роботи ознайомитись з основними конструкціями, умовами роботи, особливостями монтажу підшипникових вузлів, що призначені для сприйняття різних по напрямку і інтенсивності навантажень.

1.2 Питання для самопідготовки

1 На які основні групи по напрямку навантаження, що сприймається, поділяють підшипники кочення?

2 Які конструкції підшипників не призначені для сприйняття осьових навантажень?

3 Які типи підшипників кочення не можуть сприймати радіальні навантаження?

4 Чи можливе використання радіальних однорядних кулькових підшипників для сприйняття спільно діючого радіального і осьового навантаження?

5 Які основні параметри підшипників регламентують їх точність? Який з класів точності найбільш поширений?

6 Від яких складових залежать втрати на тертя у підшипниках кочення? Назвіть найбільш ефективні конструктивні та експлуатаційні заходи по зменшенню приведеного коефіцієнта тертя підшипників.

7 Які зовнішні ознаки свідчать про порушення нормальної роботи підшипникового вузла?

8 Від яких основних факторів залежить розрахункове значення приведеного навантаження на підшипник?

9 Вкажіть основні чинники обмеження частоти обертання підшипників кочення.

10 Перерахуйте заходи, які можуть сприяти підвищенню швидкохідності підшипника.

11 Види змащування підшипників. За якими критеріями призначаються спосіб змащування й сорт мастила?

12 Назвіть основні види поверхневого руйнування підшипників кочення, які працюють у умовах достатнього змащування.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- ознайомитися з принципом дії та конструкцією приладу ДП11А для визначення моменту тертя підшипників кочення;
- скласти кінематичну схему і навести технічну характеристику приладу ДП11А;
- вибрати підшипник для випробувань і привести його технічну характеристику;
- експериментально визначити залежність приведенного моменту тертя від співвідношення радіального і осьового навантажень підшипника, побудувати графік залежності;
- встановити залежність приведенного моменту тертя підшипника від частоти його обертання і побудувати графік цієї залежності;
- зробити аналіз результатів дослідів (від яких факторів залежить значення моменту тертя підшипника?), порівняти результати та зробити висновки;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

При обертанні підшипника кочення в ньому виникають фактори, які перешкоджають його руху. Одним з таких факторів можна відмітити *тертя між тілами кочення і кільцями*, яке, в свою чергу, поділяють на тертя кочення і тертя ковзання. Кочення в найбільш чистому виді характерне для циліндричних роликотідшипників, в яких всі точки лінії контакту по довжині ролика мають однакову колову швидкість. В кулькових і сферичних роликотідшипниках

(рисунок 1) контакт у поперечному перетині відбувається по дузі. Колові швидкості точок тіл кочення в місці контакту змінюються пропорційно відстані їх від осі обертання, в результаті спостерігається ковзання і втрати на тертя ковзання.

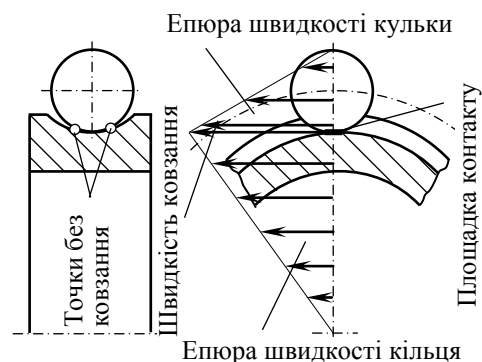


Рисунок 1 – Ковзання в підшипнику

Загальні дотичні до поверхонь тіл кочення і кілець, проведені через середини їх площадок контакту, повинні перетинатися у одній точці на осі вала або в нескінченності, інакше буде мати місце додаткове ковзання. В кінчних роликівих підшипниках значне тертя ковзання виникає між базовою торцевою поверхнею роликів і бортами на внутрішніх кільцях.

Можливі також втрати на тертя, зв'язані з погіршеністю форми тіл кочення і кілець, перекосами роликів, тощо.

Крім тертя тіл кочення і кілець потрібно звертати увагу на такі фактори, як:

- *тертя тіл кочення і сепаратора;*
- *тертя сепаратора і кілець;*
- *тертя в ущільненнях (особливо в контактних);*
- *опір змащувального матеріалу.*

При малих навантаженнях основне значення має опір, який пов'язаний з опором мастила та тертям в сепараторі, при великих же навантаженнях – тертя на площадках контакту між тілами кочення і кільцями підшипника.

Заходи по зменшенню втрат на тертя проводять у напрямку зменшення всіх перерахованих складових.

З ростом навантаження момент тертя зростає по лінійній залежності. З ростом швидкості обертання момент тертя при змащуванні розбризуванням міняється звичайно мало, а при змащуванні в масляній ванні зростає разом зі швидкістю. При повній відсутності мастильного матеріалу момент тертя підвищується і тривала робота підшипників неможлива. Однак при подачі навіть незначної кількості мастильного матеріалу (декілька крапель за годину) тертя різко знижується і підшипник може працювати нормально.

В'язкість мастила при змащуванні розпиленням або розбризуванням суттєво не впливає на момент тертя. При змащуванні зануренням у масляну ванну момент тертя різко зростає з підвищення в'язкості мастила.

При навантаженні підшипника одночасно і радіальною і осьовою силою результуюче зусилля, що діє в підшипнику

$$F_p = \sqrt{F_r^2 + F_a^2},$$

де F_r і F_a - відповідно, радіальне і осьове навантаження, Н.

Момент тертя в підшипниках при рекомендованих умовах експлуатації, коли результуюче навантаження не перевищує 20% радіальної динамічної вантажопідйомності, і пластичному мастильному матеріалі можна оцінити по формулі

$$M_m = F_p f_{гр} d / 2,$$

де d - діаметр отвору внутрішнього кільця підшипника, мм;
 $f_{гр}$ - приведений коефіцієнт тертя.

В якості прикладу наводимо табличні значення приведенного коефіцієнта тертя найбільш поширених типів підшипників при нормальних умовах експлуатації:

Кулькові підшипники:

- радіальні однорядні 0,002;
- сферичні дворядні 0,0015;
- радіально-упорні і упорні 0,003.

Роликові підшипники:

- з коротким циліндричним роликом 0,002;
- дворядні сферичні 0,004;
- конічні і голчасті 0,008.

Ці значення відповідають частоті обертання підшипника, що не перевищує половини її граничного значення.

Для особливих умов існують конструкції так званих підшипників з підвищеною чутливістю (зі зменшеним тертям). В цих підшипниках повністю або частково усунене тертя сепаратора, або в конструкцію введене третє проміжне кільце, яке зменшує перемінність моменту тертя по куту повороту.

Великий інтерес викликає залежність моменту тертя в підшипнику від напрямку результуючого зусилля при різних співвідношеннях радіальної і осьової складових навантаження, що й буде досліджене у даній лабораторній роботі.

Гранична частота обертання підшипника – це найбільша допустима частота обертання, при перевищенні якої не забезпечується його розрахункова довговічність. Розрізняють: $n_{кор}$ - граничну короткочасно досягну частоту обертання в умовах відсутності гарантії ресурсу понад декількох годин і $n_{рес}$ - ресурсну граничну частоту обертання, при якій забезпечуються терміни служби в сотні годин і більші.

Для оцінки граничної швидкохідності вживається швидкісний параметр $[d_m \cdot n] = \text{const}$, де $d_m = (d + D)/2$, тому що втрати на тертя й ефекти зносу ростуть приблизно лінійно в залежності від умовної колової швидкості.

Границя частот обертання, що допускається, визначається значним числом конструктивно-експлуатаційних параметрів. Основними з них є – тип, габаритні розміри і серія підшипника, матеріал і конструкція сепаратора, точність виготовлення підшипника і сполучених деталей вузла, вплив навколишнього середовища, температура, вібрації, величина і характер навантаження, мастило й охолодження.

Тип підшипника визначає кінематику і характер витрат на тертя. Найбільш швидкохідними є прецизійні радіальні і радіально-упорні кулькові підшипники. Діаметр і число тіл обертання підшипника залежать від його габаритів, тобто розмірів «живого перетину», і серії.

Підшипники важких серій мають меншу швидкохідність. Для нормальних частот обертання застосовують підшипники нормального класу точності зі штампованими сталевими сепараторами. При підвищених частотах обертання використовують підшипники високих класів точності з масивними латунними, бронзовими і текстолітовими сепараторами. Для підвищення граничної швидкохідності вирішальне значення мають мастило й охолодження підшипника. Бажано, щоб підшипник працював в умовах рідинного тертя, а кількість мастила і інтенсивність його циркуляції забезпечували відбір і відвід тепла, що виникає в підшипнику в результаті роботи сил тертя.

2.3 Оснащення робочого місця

- прилад лабораторний для випробування підшипників кочення;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- каталог підшипників кочення;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;
- перед вмиканням електродвигуна приладу пересвідчитись у надійності кріплення всіх його складових частин;
- при проведенні дослідів, змінення кута випробувальної головки приладу проводити плавно, без ривків, надійно фіксувати головку у проміжних положеннях;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити прилад від електромережі;
- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При ознайомленні з принципом дії та устроєм приладу для випробування підшипників звернути увагу на взаємодію всіх його частин, відпрацювати методику випробувань.

2.5.2 При складанні кінематичної схеми лабораторного стенду застосовувати як стандартні, так і оригінальні умовні позначення, щоб точно відобразити конструктивні особливості приладу.

2.5.3 В технічну характеристику стенда для випробування підшипників включити такі показники, як внутрішній діаметр підшипника, що випробовується, вага змінних вантажів, діапазон частоти обертання вала стенда, діапазон регулювання положення підшипника, максимальне навантаження на підшипниковий вузол, жорсткість динамометричної скоби, спосіб визначення моменту, тощо.

2.5.4 В характеристику підшипника, що випробовується, включити крім типу і його основних розмірів відомості по статичній та динамічній вантажопідйомності.

2.5.5 Навантаження при експерименті повинно бути узгодженим зі статичною вантажопідйомністю підшипника.

2.5.6 Визначення залежності приведенного моменту тертя від співвідношення радіального і осьового навантажень підшипника проводити без затримок, на одному режимі. Визначення залежності приведенного моменту тертя підшипника від частоти його обертання проводити при плавному регулюванні частоти обертання.

2.5.7 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.8 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.9 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 11

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Випробування підшипників кочення”

Мета роботи: Встановити залежність приведеного моменту тертя підшипника від співвідношення радіального та осьового навантаження на нього.

Зміст роботи: Ознайомитися з принципом дії та конструкцією лабораторного стенду. Встановити експериментальну залежність приведеного моменту тертя підшипника від частоти обертання та співвідношення радіального і осьового навантаження при різних умовах випробувань, зробити висновки.

1 Технічна характеристика лабораторного стенду для визначення моменту тертя підшипників кочення:

1 - електродвигун; 2 - пасова передача; 3 - шпindel; 4 - підшипник, що випробовується; 5 - вантаж; 6 - вимірювальна пружина; 7 - освітлювач; 8 - фотоелемент; 9 - муфта; 10 - тахогенератор; 11 - перемикач "момент - частота обертання"; 12 - показуючий прилад

Рисунок 1 - Схема приладу для випробування підшипників

Внутрішній діаметр підшипника, що випробовується - 5, 8 і 12 мм.

Навантаження на підшипник: за допомогою змінних вантажів

Вага змінних вантажів - 5, 10 і 20 Н.

Діапазон регулювання положення підшипника - від 0 до 90° через 15°.

Діапазон частоти обертання підшипника - 0...3000 об/хв.

Регулювання частоти обертання підшипника - безступінчасте

Спосіб визначення моменту – за допомогою динамометричної пружини та фотодіода з індикацією на мікроамперметрі.

2 Характеристика підшипника, що випробовується:

2.1 Тип _____

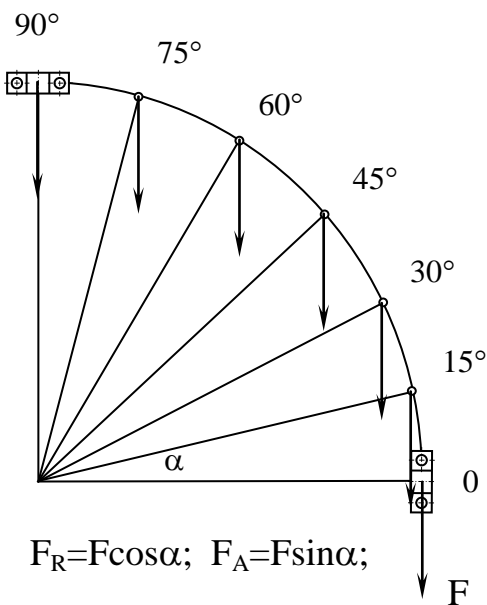
2.2 Номер по каталогу _____

2.3 Розміри: $d =$ _____ мм, $D =$ _____ мм, $B =$ _____ мм.

2.4 Динамічна вантажопідйомність $C =$ _____ кН.

2.5 Статична вантажопідйомність $C_0 =$ _____ кН.

3 Визначення залежності приведенного моменту тертя від співвідношення радіального і осьового навантажень підшипника



Кут α , град.	Навантаження	
	радіальне	осьове
0		
15°		
30°		
45°		
60°		
75°		
90°		

Таблиця 1 – Результати дослідів

Умови випробувань	Момент тертя при положенні підшипника (кут α)						
	$\alpha=0$	15°	30°	45°	60°	75°	90°

M_T , Н·мм

0	15°	30°	45°	60°	75°	90°

Рисунок 2 – Графік залежності моменту тертя від кута нахилу

4. Визначення залежності приведенного моменту тертя підшипника від частоти його обертання

Таблиця 2 – Результати дослідів

Частота обертання, n					
Момент тертя, M_T					

M_T , Н·мм

n , об/хв.

Рисунок 3 - Графік залежності моменту тертя від частоти обертання

5 Висновки: _____

6 Контрольні запитання

6.1 Чи можливе використання радіальних однорядних кулькових підшипників для сприйняття спільно діючого радіального і осьового навантаження? _____

6.2 Від яких складових залежать втрати на тертя у підшипниках кочення? _____

6.3 Назвіть найбільш ефективні конструктивні та експлуатаційні заходи по зменшенню приведенного коефіцієнта тертя підшипників _____

6.4 Вкажіть основні чинники обмеження частоти обертання підшипників кочення _____

6.5 Перерахуйте заходи, які можуть сприяти підвищенню швидкохідності підшипника _____

Роботу виконав студент _____ групи

_____ (прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____ (дата, підпис викладача)

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

МЕТА РОБОТИ: Закріпити знання по конструкції та класифікації підшипників ковзання, зображенню їх на кінематичних схемах. З'ясувати технологію виготовлення, матеріали, види руйнування та причини виходу з ладу, особливості експлуатації. Встановити залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження на нього.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час підготовки до роботи ознайомитись з областю застосування, класифікацією підшипників ковзання, видами тертя. Розглянути основні конструкції підшипникових вузлів, матеріали, методи механічної і термічної обробки поверхонь тертя. З'ясувати основні критерії роботоздатності і розрахунку підшипників.

1.2 Питання для самопідготовки

- 1 Класифікація підшипників ковзання.
- 2 Основні переваги й недоліки підшипників ковзання у порівнянні з підшипниками кочення.
- 3 Область доцільного застосування та умови експлуатації підшипників ковзання.
- 4 Режими тертя підшипників ковзання. Вплив швидкості на вид тертя. Граничні режими тертя. Необхідні умови для виникнення режиму рідинного тертя.
- 5 Тепловий режим підшипників ковзання.
- 6 Змащування підшипників ковзання, підбір типу та сорту мастила.
- 7 Основні причини виходу з ладу підшипників ковзання, основні види їх руйнування.
- 8 Матеріали, які застосовують для виготовлення пари тертя, основні вимоги до матеріалів.
- 9 Види практичних розрахунків підшипників ковзання у залежності від виду та режиму тертя.
- 10 Конструктивні особливості та технологія виготовлення елементів підшипників ковзання.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- провести огляд набору натурних зразків підшипників, встановити тип, призначення і класифікаційні ознаки кожного з них;
- ознайомитися з принципом дії та конструкцією лабораторного станда ДМ–28М для випробування підшипників ковзання;
 - навести технічну характеристику станда ДМ–28М;
 - скласти компоновальну схему розташування підшипника, що випробовується у головці лабораторного станда;
 - навести характеристику підшипника, що випробовується;
 - встановити теоретичну залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження;
 - експериментально встановити залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження в умовах різної швидкості обертання;
 - побудувати графіки теоретичних і експериментальних залежностей, порівняти результати та зробити висновки;
 - відповісти на контрольні запитання;
 - зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Підшипники ковзання складаються з корпусу, вкладишів і змащувальних устроїв. Звичайно підшипник ковзання являє собою корпус 1 з кришкою 2 і вкладиші (верхній і нижній 3, 4), що із зазором установлюють на цапфу вала і закріплюють у корпусі або безпосередньо в станині або рамі машини.

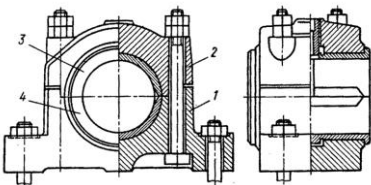


Рисунок - 1

Несучу спроможність підшипника забезпечує застосування мастильного матеріалу (рідкого, газоподібного, пластичного) або створення магнітного поля.

Опорну ділянку вала називають *цапфою*. Форма робочої поверхні може бути циліндричною (рис. 2 а), плоскою б), конічною в) або сферичною е).

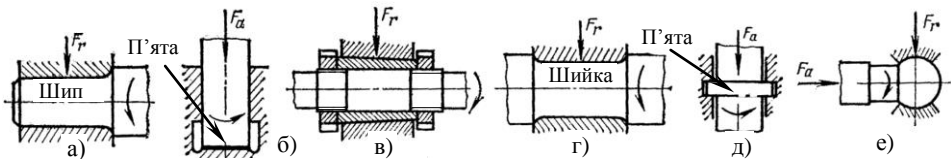


Рисунок – 2

Цапфу, що передає радіальне навантаження, називають *шипом*, якщо вона на кінці вала, і *шийкою* – в середині вала. Осьове навантаження передає *п'ята*, а опору називають *підп'ятником*.

Переваги підшипників ковзання. 1) надійно працюють у високошвидкісних приводах (підшипники кочення у цих умовах мають малу довговічність); 2) спроможні краще сприймати ударні і вібраційні навантаження; 3) працюють безшумно; 4) порівняно малі радіальні розміри; 5) рознімні підшипники допускають установку на шийки колінчастих валів; при ремонті не потребують демонтажу муфт, шківів і т.і.; 6) проста конструкція для тихохідних машин.

Недоліки. 1) у процесі роботи потребують постійного нагляду через високі вимоги до наявності мастильного матеріалу і небезпеки перегріву та руйнування підшипника; 2) порівняно великі осьові розміри; 3) значні втрати на тертя в період пуску і при недосконалому змащенні; 4) велика витрата мастильного матеріалу, необхідність його очищення і охолодження.

Підшипники ковзання застосовують в умовах, у яких використання підшипників кочення або неможливе, або недоцільне: 1) для валів, що працюють з ударними і вібраційними навантаженнями (двигуни внутрішнього згоряння, молоти, тощо); 2) для колінчастих валів (рознімні підшипники); 3) для валів великих діаметрів, для яких відсутні підшипники кочення. 4) для високошвидкісних валів, коли підшипники кочення непридатні внаслідок малого ресурсу (центрифуги та ін.); 5) при дуже високих вимогах до точності і рівномірності обертання (шпинделі верстатів, опори телескопів і ін.); 6) у тихохідних машинах, побутовій техніці; 7) при роботі у воді й агресивних середовищах, у яких підшипники кочення непридатні.

Підшипник ковзання працює при наявності мастильного матеріалу в зазорі між цапфою вала і вкладишем.

У загальному машинобудуванні для підшипників ковзання найбільш часто застосовують *рідкі мастильні матеріали*. Рідкі мастила мають низький коефіцієнт внутрішнього тертя, добре

очищують і охолоджують робочі поверхні, їх легко подавати до місць змащування. Недоліком є необхідність ущільнення місць змащування.

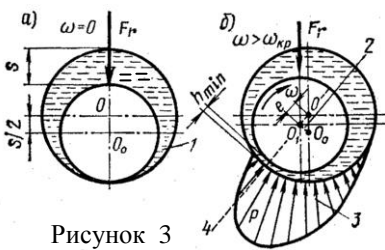


Рисунок 3

При нерухомому валі рідке мастило з зони контакту видавлене (рис. 3 а), але на поверхні цапфи і вкладиша зберігається тонка плівка товщиною порядку 0,1 мкм. Товщини плівки не вистачає для повного розділення поверхонь тертя в момент пуску і при

малій кутовій швидкості вала. Роботу підшипника в цей момент характеризує **режим граничного змащення** (при цьому властивості мастильного матеріалу відрізняються від об'ємних). Вал, що починає обертатися, захоплює мастильний матеріал у клиновий зазор між цапфою і вкладишем і створює гідродинамічну підйомну силу, під дією якої вал спливає (рис. 3, б).

В міру збільшення швидкості товщина прошарку, що змащує, збільшується, але окремі мікровиступи шорсткості (рис. 4) поверхонь тертя зачіпають при обертанні один одного. Роботу підшипника в цей момент характеризує **режим напіврідинного змащення**.

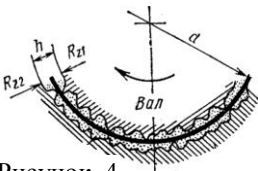


Рисунок 4

Граничне і напіврідинне змащення об'єднують одним поняттям - **недосконале змащення**. При подальшому зростанні кутової швидкості вала виникає **суцільний прошарок мастила**, що цілком розділяє шорсткості поверхонь тертя. Виникає **режим рідинного змащення**, при якому зношування і заїдання відсутні. Підшипники ковзання, у яких несучий масляний прошарок створюється при обертанні цапфи, називають **гідродинамічними**. У **гідростатичних** підшипниках режим рідинного змащення створюють за рахунок підводу мастила під цапфу або п'яту від насоса. Тиск мастила повинен бути таким, щоб вал спливав на прошарку мастила. У цих підшипниках створення несучого масляного прошарку не залежить від кутової швидкості вала.

Крім рідких мастильних матеріалів в підшипниках ковзання застосовують консистентні мастила, тобто густі (мазі) та тверді (графіт, тальк, слюда, тощо).

У зв'язку з тим, що у парі тертя значно більшу вартість, як правило, має вал, то саме вал повинен зношуватись менше ніж вкладиші. Сталеві вали з середнім вмістом вуглецю звичайно

загартовують до високої твердості і обробляють шліфуванням, низько вуглецеві сталі цементують і також загартовують. Деякі колінчасті вали виготовляють з високоякісного чавуну.

Матеріали, що застосовуються для вкладишів, повинні мати низький коефіцієнт тертя у парі з матеріалом шийки вала, достатню зносостійкість, опір втомі. Ці комплексні вимоги можна виконати, якщо будуть забезпечуватись основні властивості підшипникових матеріалів: *теплопровідність*, що забезпечує інтенсивний відвід тепла від поверхонь тертя; *припрацьовуваність*, що забезпечує зменшення кромочних та місцевих тисків; *змочуваність мастилом* (спроможність утворювати стійкі масляні плівки); *корозійна стійкість*; *малий модуль пружності*. Крім того, суттєве значення мають технологічні властивості матеріалів: ливарні, механічної обробки, тощо.

Поширені вкладиші *металеві, металокерамічні і неметалеві*.

Металеві вкладиші виконують із бронзи, бабітів, алюмінієвих і цинкових сплавів, антифрикційних чавунів. **Бронзові** вкладиші використовують *при середніх швидкостях і великих навантаженнях*. Найкращі антифрикційні властивості мають олов'яні бронзи марок Бр010Ф1, Бр04Ц4С17 та ін. Алюмінієві (БрА9ЖЗЛ і ін.) і свинцеві (БрС30) бронзи викликають підвищене зношування цапф валів, тому їх застосовують у парі з загартованими цапфами. Свинцеві бронзи використовують при знакоперемінних ударних навантаженнях.

Бабіт - сплав на основі олова або свинцю - є одним із кращих антифрикційних матеріалів для підшипників ковзання. Добре припрацьовується, стійкий проти заїдання, але має невисоку міцність. Тому бабіт заливають лише тонким прошарком на робочу поверхню сталевого, чавунного або бронзового вкладиша. Вкладиш із *бабітовим* заливанням застосовують для відповідальних підшипників *при важких і середніх режимах роботи* (дизелі, компресори і ін.). Кращими для вкладишів є високоолов'яні бабіти марок Б88, Б83.

Чавунні вкладиші з антифрикційних чавунів (АЧС-1 і ін.) застосовують у *маловідповідальних тихохідних механізмах*.

У масовому виробництві вкладиші штампують *із сталевий стрічки*, на яку нанесено тонкий антифрикційний прошарок (олов'яні і свинцюваті бронзи, бабіти, фторопласт та ін.).

Металокерамічні вкладиші виготовляють пресуванням та наступним спіканням порошків міді або заліза з додаванням графіту, олова або свинцю. Особливістю таких матеріалів є їх пористість, яку використовують для попереднього насичення гарячим мастилом.

Вкладиші, просочені мастилом, можуть довго працювати без підводу мастильного матеріалу. Їх, як правило, *застосовують у тихохідних механізмах і в місцях, важкодоступних для підводу мастила.*

Для вкладишів *із неметалевих матеріалів* застосовують антифрикційні пластмаси (текстоліт, поліамід АК-7), деревочарові пластики, гуму. Ці матеріали *стійкі проти заїдання, добре припрацьовуються, можуть працювати при змащуванні водою*, що має істотне значення для підшипників гребних гвинтів, насосів, робочих органів харчових машин і т.п.

Робота підшипників ковзання супроводжується абразивним зношуванням, заїданням і викришуванням від втоми.

Абразивне зношування виникає внаслідок попадання з мастильним матеріалом абразивних часток і неминучого режиму граничного змащення при пуску й зупинці.

Заїдання виникає внаслідок розриву масляної плівки, часто через підвищені місцеві тиски і температури, супроводжується металевим контактом, утворенням під дією молекулярних сил містків мікрозварювання, що руйнуючись, приводять до виривання матеріалу.

Викришування від втоми поверхні вкладишів відбувається рідко і зустрічається, в основному, при пульсуючих навантаженнях (у поршневих двигунах).

Розрахунок підшипників ковзання в умовах недосконалого змащення проводять як *перевірочний для опор, що постійно працюють у режимі граничного і напіврідинного змащення*; він служить також основою для вибору матеріалу вкладишів для підшипників, що працюють в умовах рідинного змащення.

Критерієм працездатності опор ковзання в цих умовах є зносостійкість - опір зношуванню і заїданню.

Розрахунок підшипників ковзання проводять *по середньому тиску p на робочих поверхнях і питомій роботі $p \nu$ сил тертя.*

Розрахунок по середньому тиску p забезпечує достатню зносостійкість. При цьому повинні бути виконані такі умови:

$$p = F_r / (l d) \leq [p],$$

де F_r – радіальне навантаження на підшипник, кН;

l і d – довжина і діаметр цапфи, звичайно $l = (0,6 \dots 0,9)d$;

$[p]$ – допустимий тиск у місці контакту, МПа.

Розрахунок по питомій роботі сил тертя гарантує нормальний

тепловий режим і відсутність заїдання

$$p v \leq [p v],$$

де v - колова швидкість поверхні цапфи, м/с.

Нормативні значення $[p]$ і $[pv]$ встановлюються у залежності від матеріалу вкладиша:

- для антифрикційного чавуну $[p] = 9$ МПа, $[pv] = 1,8$ МПа м/с;
- для бронзи $[p] = 10$ МПа, $[pv] = 10$ МПа м/с;
- для бабіту $[p] = 20$ МПа, $[pv] = 75$ МПа м/с.

Момент тертя на цапфі $T = 0,5 f F_r d$.

Коефіцієнт f тертя в підшипнику при недосконалomu змащенні звичайно приймається:

- 0,10...0,15 для сталі по антифрикційному чавуну, бронзі;
- 0,05...0,10 для сталі по бабіту.

Розрахунки при рідинному режимі тертя проводяться на складній теоретичній базі і у даних вказівках не розглядаються.

2.3 Оснащення робочого місця

- стенд лабораторний для випробування підшипників ковзання;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- каталог підшипників кочення;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;
- перед вмиканням електродвигуна стенда пересвідчитись у надійності кріплення випробувальної головки стенда;
- при зливі мастила не допускати забруднення робочого місця;
- при проведенні дослідів ступінчасте навантаження стенда проводити плавно, без ривків;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- відключити стенд від електромережі;

- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 В формулювання області застосування підшипників ковзання включити найбільш характерні і показові причини необхідності застосування саме таких підшипників для даних умов.

2.5.2 При проведенні замірів та огляді кожного підшипника з представленого набору потрібно звертати увагу на форму отвору внутрішнього кільця, розташування і форму отворів і канавок для змащування, матеріал, інші конструктивні особливості.

2.5.3 В технічну характеристику стенда для випробування підшипників включити такі показники, як частота обертання вала стенда, максимальне навантаження на підшипниковий вузол, жорсткість динамометричної скоби, тощо.

2.5.4 При складанні компоувальної схеми розташування підшипників, що випробовуються у головці лабораторного стенда, застосовувати стандартні умовні позначення щоб максимально точно відобразити конструктивні особливості та специфіку стенда.

2.5.5 В характеристику підшипника, що випробовується, включити значення коефіцієнта тертя.

2.5.6 Максимальне навантаження при експерименті повинно бути узгодженим з вантажопідйомністю підшипника.

2.5.7 При ступінчастому навантаженні вибрати такий крок ступеня навантаження щоб графіки по результатах дослідів могли будуватися по мінімальному числу точок, але не менш чотирьох.

2.5.8 При формулюванні висновків по лабораторній роботі слід дати аналіз розбіжностей (якщо вони виявлені в ході роботи) розрахункових і експериментальних значень.

2.5.9 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.10 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зраховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 12

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Вивчення конструкцій підшипників ковзання”

Мета роботи: Закріпити знання по конструкції та класифікації підшипників ковзання, зображенню їх на кінематичних схемах. З'ясувати технологію виготовлення, матеріали, види руйнування та причини виходу з ладу, особливості експлуатації. Встановити залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження на нього.

Зміст роботи: Провести огляд натурних зразків підшипників, встановити основні конструкції, принципи класифікації, особливості системи змащування. Ознайомитися з принципом дії та конструкцією станда ДМ–28М для випробування підшипників ковзання. Встановити теоретичну та експериментальну залежність приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження на нього, порівняти результати та зробити висновки.

1 Призначення та область застосування підшипників ковзання

2 Основні види підшипників ковзання (по формі, призначенню, навантаженню, що сприймається _____

3 Види руйнування підшипників і причини виходу з ладу

4 Основні антифрикційні матеріали підшипників ковзання

5 Технічна характеристика лабораторного станда ДМ–28М для випробування підшипників ковзання:

Частота обертання вала станда: 970, 1880, 2860 об/хв.

Максимальне навантаження на підшипниковий вузол: 12 кН.

Жорсткість динамометричної скоби: $C=6,65$ кН/мм.

Рисунок 1 – Схема станда для випробування підшипників

6 Характеристика підшипника, що випробовується:

6.1 Тип _____

6.2 Матеріал вала _____, втулки _____

6.3 Розміри: втулки $d =$ _____ мм, $D =$ _____ мм, $B =$ _____ мм.

6.4 Приведений коефіцієнт тертя $f_{пр}$ _____

6.5 Допустимий тиск між цапфою і втулкою $[p]$ _____ МПа.

7 Розрахункові залежності:

Максимально допустиме радіальне навантаження на підшипник, кН

$$F_{max} = d \cdot l \cdot [p],$$

де d і l – діаметр і довжина цапфи, мм.

Приведений момент тертя підшипника, Нм

$$M_T = 0,5 \cdot F_R \cdot f_{пр} \cdot d,$$

де F_R – радіальне навантаження на підшипник, кН.

8 Результати випробувань

Таблиця 1 – Результати випробувань

Навантаження на підшипник F_R , кН	Показання індикатора скоби Δ , мм	Приведений момент тертя, Нм			
		Розрахунковий	Експериментальний при об/хв		
			970	1880	2860

9 Характер залежності приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження на нього

M_T , Н·м

F_R' , кН

Рисунок 2 – Графік залежності приведенного моменту тертя підшипника від радіального навантаження

10 Висновки:

11 Контрольні запитання

11.1 Укажіть найбільш поширену форму цапфи підшипника ковзання _____

11.2 Чим відрізняється гідродинамічний спосіб змащування від гідростатичного? _____

11.3 Які основні режими тертя мають місце у підшипниках ковзання? _____

11.4 Які додаткові функції, крім зменшення тертя, виконує система змащування підшипника ковзання? _____

11.5 Яку шорсткість поверхонь пари тертя вважають оптимальною? _____

11.6 Перерахуйте заходи, які можуть сприяти зменшенню значення приведенного моменту тертя підшипника? _____

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____
(дата, підпис викладача)

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ВИПРОБУВАННЯ ПРУЖИН

МЕТА РОБОТИ: Вивчити основні конструкції пружин, одержати практичні навички у розрахунку пружин на жорсткість та випробуванні пружин.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час самостійної підготовки до роботи ознайомитись з областю застосування, основними конструкціями, умовами роботи, особливостями монтажу пружин, що призначені для сприйняття різних по напрямку і інтенсивності навантажень.

1.2 Питання для самопідготовки

- 1 Загальна класифікація пружин.
- 2 Основні причини виходу з ладу пружин.
- 3 Які матеріали використовуються для виготовлення пружин?
- 4 Які існують конструкції пружин?
- 5 Основні геометричні характеристики пружин.
- 6 Як визначається кількість робочих витків?
- 7 Де використовують тарілчасті та листові пружини?
- 8 Де використовують конічні пружини?
- 9 Поняття жорсткості та податливості пружин.
- 10 Методи розрахунку пружин на міцність та жорсткість.
- 11 Формули для розрахунків пружин на міцність та жорсткість.
- 12 Чим відрізняються пружини стиску та розтягу?
- 13 Що називається заневолюванням пружин?
- 14 Які види обробки пружин застосовують для підвищення їх міцності?
- 15 Як проводиться випробування пружин на жорсткість?

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- ознайомитися з принципом дії та конструкцією спеціалізованих стендів та лабораторних пристроїв для визначення жорсткості пружин різних типів і конструкцій;

- скласти кінематичну схему і навести технічну характеристику стенда для випробування пружин та лабораторних пристроїв для визначення жорсткості пружин;

- розглянути макетні зразки пружин, ознайомитись з їх основними конструкціями, класифікацією;

- вибрати пружини для випробувань і провести заміри їх параметрів, підрахунок витків, навести технічну характеристику;

- провести теоретичні розрахунки жорсткості циліндричної виткої пружини і визначити її розрахункову деформацію;

- експериментально визначити жорсткість пружин, вибраних для випробувань;

- побудувати графік основної характеристики (залежності деформації від зусилля, прикладеного до пружини) для циліндричної і конічної пружин;

- зробити аналіз результатів дослідів (від яких факторів залежить значення жорсткості пружини), порівняти результати та зробити висновки (відобразити призначення пружин, вплив навантаження на роботу пружини);

- відповісти на контрольні запитання;

- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Група деталей машин "Пружини" займає особливе місце в загальній класифікації деталей машин і використовується у всіх галузях машинобудування; їх застосовують:

1) **для створення заданих постійних сил** - стиску або натягу в передачах тертя, фрикційних муфтах, гальмах, запобіжних устроях, підшипниках, а також для врівноважування сил ваги та інших сил;

2) **для силового замикання кінематичних пар**, в основному кулачкових, щоб виключити вплив зазорів на точність переміщення або спростити конструкцію;

3) **для виконання функції двигуна** на основі попереднього акумулювання енергії, наприклад, годинникові пружини;

4) **для віброізоляції в транспортних машинах** - автомобілях, локомотивах, вагонах, приладах, віброізоляційних опорах машин;

5) **для сприйняття енергії удару** – буферні пружини, які застосовують в залізничних потягах, гарматах і т.п.; буферні і віброізоляційні пружини акумулюють не корисну, а шкідливу для машини енергію;

б) **для виміру** зусиль, температур, переміщень, що здійснюється по пружним деформаціям пружин (у вимірювальних приладах).

Пружини, які застосовуються у сучасній техніці, можна класифікувати по таких основних ознаках:

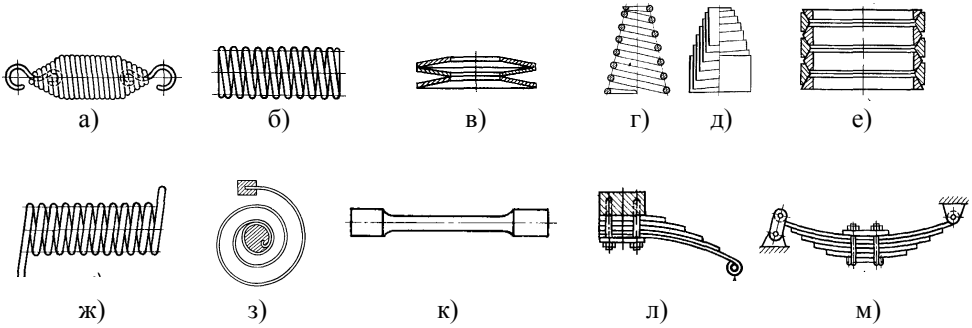


Рисунок 1 – Класифікація пружин

1) по деформації пружини: розтягу (рис. 1, а), стиску (рисунок 1 б, в, г), кручення (рис. 1 ж, з, к), згину (рис. 1 л);

2) по конструкції та формі:

- **виті циліндричні** - застосовують найбільш часто тому, що форма пружини зручна для розміщення; пружини прості й економічні, працюють в широкому діапазоні навантажень (рис. 1 а, б, ж);

- **виті фасонні** (конічні і телескопічні рис. 1 г), мають нелінійну навантажувальну характеристику;

- **тарілчасті** (рис. 1 в) застосовують для великих навантажень при малих переміщеннях і стиснених габаритах по осі (теж мають нелінійну характеристику);

- **кільцеві пружини**, застосовують для великих навантажень при необхідності розсіювання великої кількості енергії (амортизатори). Кільця при навантаженні всуваються одне в друге, причому зовнішні кільця розтягуються, а внутрішні стискуються;

- **плоскі спіральні пружини** (при стиснених габаритах по осі і переважно невеликих моментах – рис. 1 з);

- **торсіонні вали** (при не регламентованих по осі габаритах, значних обертаючих моментах, необхідності сприйняття деяких згинальних моментів і при невеликій необхідній податливості рис. 1 к);

- **листові ресори** (працюють на згин при невеликих габаритах по осі і не обмежених габаритах у бічному напрямку – рис. 1 л, м).

3) по навантажувальній характеристиці: з **постійною жорсткістю** (виті циліндричні пружини); з **перемінною жорсткістю** (фасонні, тарілчасті, виті багатожильні пружини).

Виті пружини також класифікують за формою перетину витка – круглий, квадратний, прямокутний, багатожильний (рис. 2).

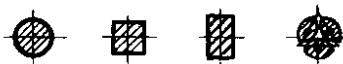


Рисунок 2 – Форма перетину

Основне застосування мають пружини з круглого дроту завдяки їх найменшій вартості та тому, що витки круглого перетину краще працюють на кручення. Пружини з витками квадратного і прямокутного перетину застосовують при великих навантаженнях, бо вони дозволяють краще використовувати габарити, а також у випадках, коли через труднощі навивки пружини вирізують із труби.

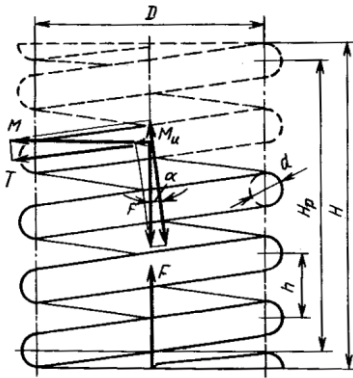


Рисунок 3

Пружини характеризують геометричними параметрами (рис. 3):

- 1) діаметром дроту d або розмірами перетину витків;
- 2) середнім діаметром пружини D , а також зовнішнім діаметром $D + d$ та внутрішнім діаметром $D - d$;
- 3) індексом пружини $c = D/d$;
- 4) кроком витків h ;
- 5) кутом підйому витків α ; $\text{tg} \alpha = h/\pi D$;
- 6) довжиною робочої частини H_p ;
- 7) числом робочих витків $i = H_p/h$.

Крок витків, кут підйому витків і довжину робочої частини пружини розглядають окремо в ненавантаженому і навантаженому станах.

ГОСТ 13764-86 - ГОСТ 13776-86 на гвинтові циліндричні пружини стиску і розтягу охоплюють пружини для навантажень $1 \dots 10^5$ Н, діаметрами дроту $0,2 \dots 50$ мм, зовнішніми діаметрами $1 \dots 700$ мм, індексами пружини $4 \dots 12$. За вихідні величини вибрані ряди силових характеристик. Пружини діляться на класи: 1-й – для великих чисел циклів навантажень, 2-й – для середніх і 3-й - для малих. По точності пружини діляться на групи: 1 група - із допустимими відхиленнями по силах і пружних переміщеннях $\pm 5\%$, 2 група $\pm 10\%$, 3 група $\pm 20\%$.

Жорсткість пружини - величина, що чисельно виражає зусилля, потрібне для деформації пружини на одиницю довжини, тобто величина, зворотна податливості (Н/мм).

$$C = \frac{F_2 - F_1}{\lambda}$$

де F_1 і F_2 - початкове і кінцеве зусилля пружини, Н.

$$\text{Жорсткість одного витка } z_1 = \frac{1}{\lambda_t} = \frac{GD}{8c^3}.$$

$$\text{Жорсткість пружини } C = \frac{z_1}{i} = \frac{Gd^4}{8D^3 i}.$$

При практичних розрахунках пружини вибирають по таблицях стандартів, у яких, поряд із діаметрами D і d , указані значення жорсткості одного витка Z_1 , а також максимальний прогин одного витка f_3 , а потім перевіряють на міцність і уточнюють розміри.

Пружини з дроту квадратного і прямокутного перетину розраховують по аналогічній методиці, розрахункові формули модифікують.

2.3 Оснащення робочого місця

- стенд спеціалізований, прилади лабораторні для випробування витих пружин;
- макетні зразки пружин;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;
- не починати виконання експериментальної частини роботи без відповідного розпорядження викладача або лаборанта.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;
- настройку нижнього кінцевого вимикача стенда проводити так, щоб повністю стиснена пружина мала запас ходу не менш 20% від сумарного початкового зазора між витками;

- перед вмиканням електродвигуна стенда пересвідчитись у надійності кріплення запобіжного кожуха та безперешкодному спрацьовуванні кінцевих вимикачів;

- при проведенні вимірів на стенді, що працює у автоматичному режимі, заміну пружини проводити тільки при положенні траверси у верхньому крайньому положенні;

- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- вивести траверсу стенда у верхнє крайнє положення і відключити стенд від електромережі;

- здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 При ознайомленні з принципом дії та устроєм стенда та приладів для випробування пружин звернути увагу на взаємодію всіх складових частин, відпрацювати методику випробувань.

2.5.2 При складанні кінематичних схем стенда та приладів застосовувати як стандартні, так і оригінальні умовні позначення складових частин конструкцій щоб точно відобразити особливості їх будови.

2.5.3 Під час вибору пружин для випробувань і складанні їх технічних характеристик обмежуватись мінімальним числом параметрів, необхідних для розрахунків і випробувань.

2.5.4 Експериментальне визначення жорсткості пружин проводити з кількома повторами для забезпечення достовірності вимірів.

2.5.5 При побудові графіків основної характеристики звернути увагу на різну форму графіків циліндричної і конічної пружин.

2.5.6 При формулюванні висновків по лабораторній роботі відобразити призначення пружини, вплив навантаження на її роботу.

2.5.7 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.8 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 13

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Вивчення конструкцій та випробування пружин”

Мета роботи: Вивчити конструкції пружин, одержати практичні навички у розрахунку пружин на жорсткість та випробуванні пружин.

Зміст роботи: Ознайомитися з устроєм стендів для випробування пружин. Визначити геометричні параметри пружин, що випробовуються. Провести експериментальне визначення жорсткості пружини, побудувати графіки залежностей. Зробити висновки, відповіді на контрольні запитання.

1 Вивчення конструкцій пружин

Рисунок 1 – Схема стенда для випробування пружин

Таблиця 1 – Геометричні параметри пружин

Параметр	Позначення	Значення для пружини	
		Циліндричної	Конічної
Зовнішній діаметр пружини	D_H , мм		
Внутрішній діаметр пружини	D_B , мм		
Діаметр дроту	d , мм		
Число витків	i , шт		
Число робочих витків	i_p , шт		
Висота пружини	H , мм		

2 Розрахункові залежності

2.1 Теоретична розрахункова жорсткість циліндричної витой пружини, Н/мм

$$C_T = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 i_p},$$

де G – модуль зсуву матеріалу пружини, $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

2.2 Розрахункова деформація пружини, мм

$$\Delta H_p = F / C_T,$$

де F – задане зусилля деформування, Н.

3 Експериментальні залежності

Експериментальна жорсткість пружини Н/мм

$$C_e = F / \Delta H_e$$

де F – зусилля при випробуванні, Н;

ΔH_e – експериментальна деформація пружини, мм.

Таблиця 2 – Випробування пружин

Тип пружини	Сила стиску пружини F , Н	Деформація пружини, мм		Жорсткість пружини, Н/мм	
		ΔH_p	ΔH_e	C_p	C_e
Циліндрична					
Конічна					

$\Delta H, \text{мм}$					

$F, \text{Н}$

Рисунок 2 – Залежність деформації від сили стиску пружини

4 Висновки: _____

5 Контрольні запитання

5.1 Які матеріали звичайно застосовують для виготовлення пружин? _____

5.2 Що таке індекс витієї циліндричної пружини?

5.3 Число витків циліндричної витої пружини зменшили в два рази, як і у скільки разів зміниться жорсткість пружини?

5.4 По яких напруженнях розраховують на міцність виті циліндричні пружини, які працюють на стиск? _____

5.5 По яких напруженнях розраховують на міцність виті циліндричні пружини, які працюють на кручення? _____

5.6 Із дроту діаметром 6 мм (сталь 50ХФА) навито дві пружини з однаковим числом витків зовнішнім діаметром 60 і 80 мм. У якої з цих пружин жорсткість буде більша? _____

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ШПОНКОВИХ ТА ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

МЕТА РОБОТИ: Вивчити основні конструкції шпонкових та шліцьових з'єднань, їх стандартні позначення, зображення на кресленнях, технологію виготовлення деталей і збирання з'єднань. Ознайомитись з найбільш поширеними конструкціями безшпонкових з'єднань. Зробити порівняльний аналіз різних видів з'єднань по конструктивним, технологічним та міцносним характеристикам.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час самостійної підготовки до лабораторної роботи ознайомитись з основними конструкціями, областю застосування, умовами роботи, особливостями монтажу основних видів шпонкових та шліцьових з'єднань, що призначені для передачі обертаючих моментів і фіксації елементів механічних передач.

1.2 Питання для самопідготовки

1 Загальне призначення та область застосування шпонкових та шліцьових з'єднань.

2 Основні недоліки шпонкових з'єднань.

3 Класифікація шпонкових з'єднань по призначенню (не напружені або напружені з'єднання), їх порівняльна характеристика.

4 Класифікація шпонкових з'єднань по формі (призматичні, сегментні, клинові та інші).

5 Технологічні особливості виготовлення шпонок різних типів та пазів елементів з'єднань. Матеріали для виготовлення шпонок.

6 Стандартизація шпонок, порядок вибору типорозмірів.

7 Перевірочний розрахунок на роботоздатність основних видів шпонкових з'єднань.

8 Класифікація шліцьових з'єднань по формі та призначенню.

9 Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими.

10 Технологія виготовлення елементів шліцьових з'єднань.

11 Види центрування прямобічних з'єднань і зв'язок центрування з технологією їх виготовлення.

12 Стандартизація шліцьових з'єднань, порядок вибору типів та типорозмірів з'єднань.

13 Розрахунки шліцьових з'єднань. Чим відрізняються розрахунки на міцність від розрахунків на зносостійкість?

14 Інші види з'єднань вал-маточина, їх область застосування, порівняльна характеристика.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Мінняло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- навести формулювання призначення та області застосування шпонкових з'єднань;
- по результатах зовнішнього огляду та обміру різних конструкцій і типорозмірів шпонок навести їх ескізи, вказати основні розміри та умовні позначення;
- перерахувати переваги та недоліки шліцьових з'єднань у порівнянні з шпонковими;
- дати класифікацію шліцьових з'єднань: по формі профілю зуба та по способу центрування поверхонь вала і втулки;
- по результатах огляду та обміру шліцьових деталей вказати їх умовне позначення, зробити ескізи перерізу;
- навести ескізи найбільш поширених у техніці типів та конструкцій безшпонкових з'єднань;
- провести розрахунки і дати порівняльну характеристику різних видів з'єднань при однакових розмірах вала і маточини;
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Шпонкові та шліцьові з'єднання можна віднести як до групи з'єднань, так і до групи деталей, що обслуговують передачі. Призначення - закріплення деталей на валах і осях і передача обертаючого моменту між валом і маточиною.

Шпонкове з'єднання утворюють вал, шпонка і маточина деталі (колеса, шків, зірочки та ін.). Шпонка являє собою сталевий брус, який встановлено у пази вала і маточини. Шпонкові з'єднання поділяють на дві групи: 1) ненапружені - призматичними або сегментними шпонками; 2) напружені - клиновими шпонками або штифтами.

Переваги шпонкових з'єднань – простота конструкції і порівняно невисока вартість, легкість монтажу і демонтажу.

Недоліки – невисока навантажувальна спроможність, часто необхідність ручної підгонки; шпонкові пази послабляють вал і маточину, зменшуючи їх переріз і викликаючи ефект концентрації напружень.

З'єднання призматичними шпонками відносять до групи не напружених і широко поширені в техніці. Шпонка являє собою прямокутну призму (рис. 1, а); може мати заокруглення одного або двох торців (рис. 1, б). Закруглені торці полегшують установку деталей на вал.

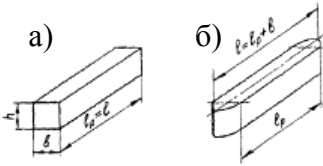


Рисунок 1

Для паза, виконаного кінцевою фрезою, потрібне ручне припасування. Диска фреза більш продуктивна, а точність вища. Але паз має похилу ділянку, тому шпонку необхідно кріпити в пазі часто гвинтами. Кріплення застосовують для направляючих шпонок, що мають велику довжину.

Установку шпонки в паз на валі виконують із натягом. Глибина паза складає 0,6 від висоти h шпонки. Призматична шпонка не утримує деталь від осьового зміщення уздовж вала.

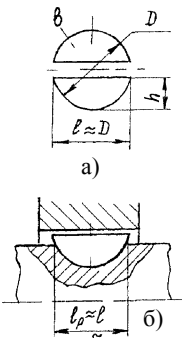


Рисунок 2

Сегментну шпонку одержують, відрізаючи від круглого прутка діаметром D диск товщиною b , який потім розрізають на два рівних сегменти. При цьому висота шпонки $h \sim 0,4 D$, довжина $l = D$ (рис. 2, а).

Паз вала виконують дисковою фрезою, паз маточини - протяжкою або довбяком (рис. 2, б). Такий спосіб виготовлення забезпечує легкість установки і видалення шпонки, взаємозамінність сполучення. Ручна підгонка звичайно не потрібна. Шпонка в пазі вала само встановлюється, додаткове кріплення не потрібне.

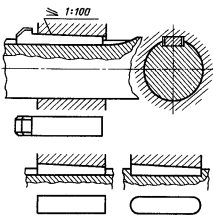


Рисунок 3

Клинові шпонки являють собою клини з ухилом 1:100 (рис. 3). На відміну від призматичних у клинових шпонок робочими являються широкі грані, а на бічних гранях може бути зазор. Клинові шпонки створюють напружене сполучення, що може передавати обертаючий момент, осьову силу та ударні динамічні навантаження.

Але клинові шпонки викликають радіальне зміщення осі маточини до осі вала, отже, збільшують биття деталі, яку насаджено на вал.

У точному машинобудуванні і у відповідальних з'єднаннях їх не використовують. Шпонки з головками, зручні при частому розбиранні, потребують огорожень. Розміри стандартних клинових шпонок ті ж самі, що й у призматичних. Паз у маточині для закладних клинових шпонок теж має ухил, який відповідає ухилу клина шпонки, тобто 1:100. Існують клинові шпонки: на лисці, вони менше ослаблюють вал, а також фрикційні, які дозволяють скріплення вала і маточини у будь-якому положенні по куту і довжині. Застосування їх обмежене.

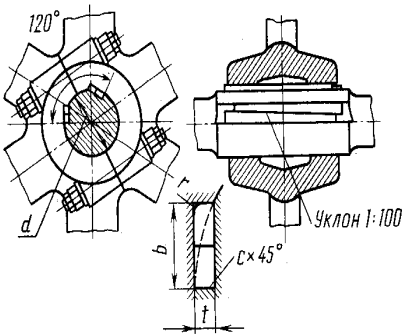


Рисунок 4

Кожну шпонку складають з двох одноосісних клинів, які звернено вершинами в різні сторони, із паралельними зовнішніми робочими гранями. Натяг у з'єднанні здійснюється відносним осьовим зміщенням клинів. Шпонки ставлять звичайно під кутом 120...135°. З'єднання з тангенціальними шпонками застосовують у важкому машинобудуванні при великих динамічних навантаженнях.

Циліндричні шпонки використовують для закріплення деталі на кінці вала. При великих навантаженнях ставлять дві або три циліндричні шпонки під кутом 180 або 120°. Шпонку встановлюють в отвір із натягом. У деяких випадках шпонці надають конічну форму.

Торцеві призматичні шпонки служать для з'єднання двох тіл обертання по торцевій поверхні. Ці шпонки застосовують при передачі моментів фланцевими з'єднаннями валів, шпинделів верстатів з інструментальними головками, фрезами і т.і.

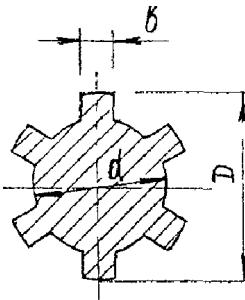


Рисунок 5

Шліцьове з'єднання утворює виступи (зуби) на валі (рис. 5), які входять у відповідні западини (шліці) в маточині. Робочими поверхнями являються бічні сторони виступів. Виступ на валі виконують фрезеруванням, струганням, накочуванням у холодному стані профільними роликками по методу поздовжньої накатки. Западини в отворі маточини виконують протяганням або довбанням.

Шліцьове з'єднання являє собою фактично багатошпонкове з'єднання, у якого шпонки виконано за одне ціле з валом.

Переваги шліцьових з'єднань у порівнянні зі шпонковими:

1) здатність точно центрувати деталі; 2) менше число деталей у з'єднанні; 3) більша несуча здатність; 4) взаємозамінність (без ручного припасування деталей); 5) більший опір втомі вала.

Недоліки – більш складна технологія виготовлення, а отже, і більш висока вартість виготовлення деталей з'єднання.

Шліцьові з'єднання розрізняють:

- по характеру з'єднання - нерухомі для закріплення деталі на валі; рухомі, що допускають переміщення уздовж вала;
- за формою виступів - прямобічні, евольвентні, трикутні.

З'єднання з *прямобічним профілем* застосовують у нерухомих і рухомих з'єднаннях. Стандарт передбачає три серії з'єднань: легку, середню і важку, які розрізняються висотою і числом z виступів. Важка серія має більш високі виступи з більшим їх числом. Центрування виконують по зовнішньому D , внутрішньому d діаметрам або по бічних поверхнях b виступів. Вибір способу центрування залежить від вимог до точності центрування, твердості маточини і вала.

При центруванні по зовнішньому діаметру точність обробки поверхонь, що сполучаються, забезпечують: в отворі протяганням, на валі шліфуванням. По діаметру D забезпечують сполучення по одній з перехідних посадок. По внутрішньому діаметру d існує зазор.

Центрування по внутрішньому діаметру d застосовують при високій твердості маточини (≥ 45 HRC). Точність обробки поверхонь, що сполучаються, забезпечують: в отворі - шліфуванням, на валі - шліфуванням западини профільованими кругами.

При центруванні по бічних поверхнях b зазор практично відсутній, а по діаметрах має місце зазор. Це знижує точність центрування, але забезпечує рівномірний розподіл навантаження між виступами. Таке центрування застосовують для передачі значних і перемінних обертаючих моментів, при жорстких вимогах до мертвого ходу. Евольвентний профіль відрізняє підвищена міцність. З'єднання стандартизовані - за номінальний діаметр прийнято зовнішній діаметр D . Від зубів зубчастих коліс їх відрізняє більший кут зачеплення (30°) і менша висота виступу ($h = m$).

З'єднання з трикутним профілем застосовують у нерухомих з'єднаннях. Мають велике число дрібних виступів до 70. Центрування по бічних поверхнях, точність центрування невисока. Застосовують для передачі невеликих обертаючих моментів тонкостінними маточинами, пустотілими валами, а також у з'єднаннях торсіонних валів, сталевих валів із маточинами з легких сплавів, у приводах керування.

Існують різноманітні конструкції безшпонкових з'єднань. Насамперед, це профільні з'єднання з некруглими валами, з'єднання по конічних поверхнях і з'єднання посадками з натягом. Велику групу з'єднань представляють конструкції з проміжними деталями між валом і маточиною. У якості цих деталей використовують розрізні і нерозрізні конічні кільця, пластикові і металеві втулки, тощо. Під дією осьової сили проміжні деталі переходять у об'ємно стиснений стан і силами тертя передають обертаючий момент. Більш ефективна конструкція з рифленими поверхнями вала і маточини, обертаючий момент забезпечується міцністю втулки на зріз.

2.3 Оснащення робочого місця

- макетні зразки шпонкових, шліцьових і безшпонкових з'єднань;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;

2.4.3 Під час виконання роботи:

- розкладати макетні зразки так, щоб виключити їх падіння;
- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не застосовувати вимірювальний інструмент не за призначенням;
- не скупчуватись навколо робочого місця, дбати про вільні проходи до аптечки та інвентарю пожежогасіння;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- навести порядок і здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 Формулювання призначення та області застосування шпонкових з'єднань повинне повно відображати суть питання.

2.5.2 На ескізах, зображених по результатах зовнішнього огляду та обміру шпонок, вказати основні розміри їх перерізу і довжину. В умовних позначеннях обов'язково вказати виконання шпонки.

2.5.3 Переваги та недоліки шліцьових з'єднань потрібно подати у порівнянні з шпонковими з'єднаннями.

2.5.4 При класифікації шліцьових з'єднань звернути увагу на форму профілю зуба та спосіб центрування поверхонь вала і маточини.

2.5.5 В умовне позначення шліцьових з'єднань включати їх серію.

2.5.6 Порівняльну характеристику різних видів з'єднань при однакових розмірах вала і маточини проводити на основі їх міцності.

2.5.7 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.8 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
 імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
 імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 14

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Вивчення конструкцій шпонкових та шліцьових з’єднань”

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції та методів розрахунку шпонкових та шліцьових з’єднань.

Зміст роботи: Вивчити основні конструкції шпонкових та шліцьових з’єднань, їх стандартні позначення, зображення на кресленнях, технологію виготовлення деталей і збирання з’єднань. Ознайомитись з найбільш поширеними конструкціями безшпонкових з’єднань. Зробити порівняльний аналіз різних видів з’єднань по конструктивним, технологічним та міцносним характеристикам.

1 Призначення та область застосування шпонкових з’єднань

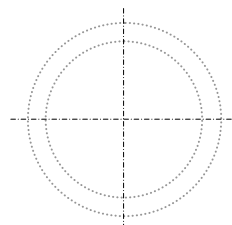
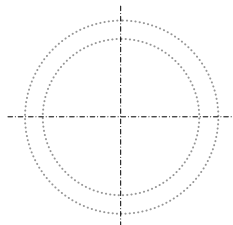
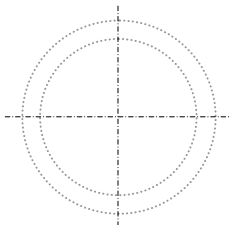
2 По результатах зовнішнього огляду та обміру шпонок вкажіть їх умовне позначення

Ескіз шпонки	Розміри шпонки		
	ширина	висота	довжина
	Умовне позначення		
	Умовне позначення		
	Умовне позначення		
	Умовне позначення		

3 Переваги та недоліки шліцьових з'єднань у порівнянні з шпонковими _____

4 Класифікація шліцьових з'єднань

4.1 По формі профілю зуба:



4.2 По способу центрування поверхонь вала і втулки:

5 По результатах огляду та обміру шліцьових деталей вкажіть їх умовне позначення

Ескіз шліців	Параметри з'єднання			
	Z	D	d	b
	Умовне позначення			
	Умовне позначення			
	Умовне позначення			

6 Наведіть ескізи конструкцій безшпонкових з'єднань

7 Порівняльна характеристика різних видів з'єднань для вала діаметром.....мм і довжиною маточини.....мм

Ескіз з'єднання	Розрахункові формули

8 Висновки: _____

9 Контрольні запитання

9.1 Які шпонкові з'єднання вважають найбільш технологічними і рекомендують для масового виробництва?

9.2 Для яких передач і чому не рекомендують застосовувати з'єднання клиновими шпонками?

9.3 Чому з'єднання сегментними шпонками перевіряють на зминання та зріз, а призматичними - тільки на зминання?

9.4 По яким технологічним міркуванням застосовують центрування шліцьових з'єднань по зовнішньому або внутрішньому діаметру, боковій поверхні шліца? _____

9.5 По яким параметрам відрізняються шліцьові з'єднання легкої, середньої та важкої серії? _____

Роботу виконав студент _____ групи

_____ (прізвище, дата, підпис)

Робота захищена _____

_____ (дата, підпис викладача)

ВИПРОБУВАННЯ ФРИКЦІЙНОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

МЕТА РОБОТИ: Вивчити конструкцію фрикційної дискової муфти, одержати практичні навички з її регулювання, оцінити стабільність обертаючого моменту спрацьовування муфти.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час самостійної підготовки до лабораторної роботи ознайомитись з загальною класифікацією муфт приводів, зокрема механічних муфт, умовами роботи, призначенням і областю застосування окремих їх типів. З'ясувати роль і місце запобіжних муфт, їх класифікацію по конструкціях та факторах, зміна яких приводить до спрацьовування муфти. Вияснити основні теоретичні основи розрахунку фрикційних муфт.

1.2 Питання для самопідготовки

1 Призначення, область застосування та загальна умовна класифікація муфт приводів.

2 Класифікація механічних муфт. Основні критерії підбору муфт для приводів.

3 Переваги і недоліки глухих постійних муфт.

4 Які похибки монтажу валів можна виправити за допомогою компенсуючих муфт?

5 Пружні муфти, їх використання в приводах, їх класифікація по виду пружного елемента.

6 Область застосування та основні типи і конструкції керованих муфт, органи керування муфтами.

7 Самокеровані муфти. Фактори, зміна яких приводить в дію самокеровану муфту.

8 Роль і місце запобіжних муфт. Класифікація запобіжних муфт.

9 Принцип дії, область застосування, конструкції запобіжних фрикційних муфт.

10 Класифікація запобіжних фрикційних муфт за формою поверхонь тертя, за числом елементів тертя, за числом притискних пружин.

11 Переваги та недоліки фрикційних запобіжних муфт.

12 Розрахунок моменту спрацьовування муфти. Регулювання муфти на цей момент.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- ознайомитись з устроєм та принципом дії лабораторного пристрою для випробування фрикційної запобіжної муфти, визначити параметри динамометричного ключа;
- зробити опис конструкції запобіжної дискової муфти, що випробовується, навести основні параметри муфти;
- провести теоретичний розрахунок зусилля пружин муфти при її регулюванні на заданий момент спрацьовування;
- провести експериментальні дослідження і визначити експериментальний момент, при якому муфта спрацьовує;
- виконати статистичну обробку результатів експерименту (середнє арифметичне значення моменту спрацьовування, середнє квадратичне відхилення, імовірні значення обертаючого моменту, при якому муфта спрацює);
- навести графічне зображення імовірного розподілу моменту спрацьовування муфти;
- зробити висновки та аналіз результатів випробувань (порівняти розрахункові та експериментальні величини, пояснити можливі причини їх розходжень);
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

Більшість машин і технологічних систем, як правило, складається з окремих вузлів. Для забезпечення кінематичного і силового зв'язків вали вузлів з'єднують **муфтами**.

Муфтою називають устрій для з'єднання кінців валів або валів із вільно встановленими на них деталями (зубчастими колесами, шківками, зірочками і т.і.). *Муфти передають обертаючий момент без зміни його значення і напрямку.* Деякі типи муфт додатково можуть сприяти зниженню в машинах шкідливих навантажень, оберігати від перевантажень, включати і виключати виконавчий елемент машини без зупинки двигуна, тощо.

Різноманіття вимог, що пред'являють до муфт, і різноманітні умови їх роботи обумовили створення великої кількості конструкцій муфт (механічні, гідродинамічні, електромагнітні, комбіновані). На рисунку 1 класифіковані найбільш застосовувані **механічні муфти**.

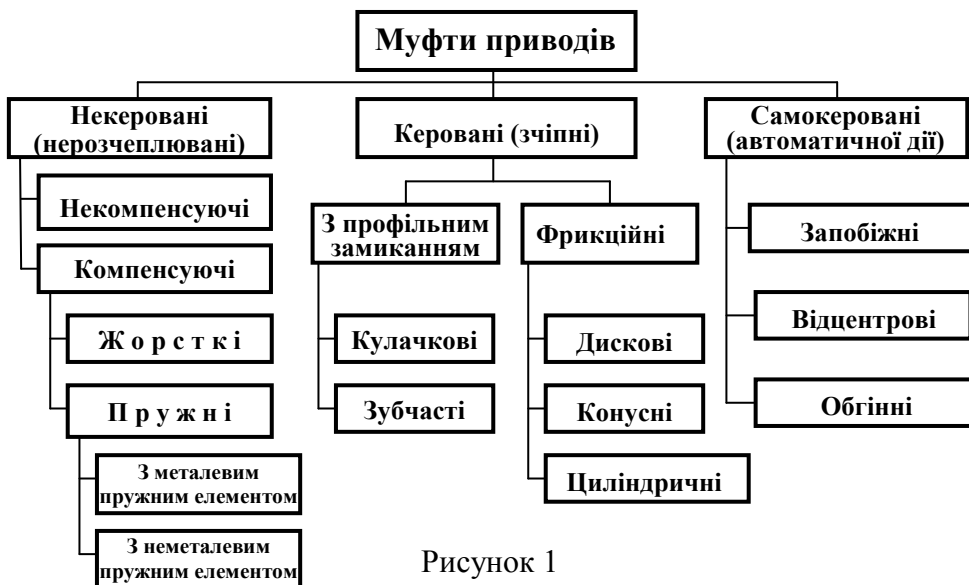


Рисунок 1

Муфти приводів розділяють на: *некеровані* (нерозчеплювані), *керовані* (зчіпні), *самокеровані* (автоматичної дії).

Некеровані (нерозчеплювані) муфти здійснюють постійне з'єднання валів між собою. Внаслідок неточностей виготовлення і монтажу, деформацій при передачі навантаження неминуче відносно зміщення валів, що з'єднуються. Для зниження шкідливих навантажень на вали внаслідок їхнього зміщення застосовують *компенсуючі* муфти: *жорсткі* або *пружні*. Пружні муфти здатні згладжувати динамічні навантаження (поштовхи, удари і вібрацію) унаслідок наявності *металевих* або *неметалевих пружних елементів* (сталевих пружин, стрижнів, гумових втулок, диска, шайби, оболонки, тощо).

Керовані (зчіпні) муфти за допомогою механізму керування допускають зчеплення і розчеплювання валів (нерухомих або на ходу). *За принципом* розрізняють муфти синхронні з *профільним замиканням* (кулачкові, зубчасті) і асинхронні - *фрикційні*. *За формою поверхні тертя* фрикційні муфти поділяють на *дискові*, *конусні* і *циліндричні*.

Самокеровані муфти автоматично роз'єднують вали при зміні заданого режиму роботи машини. Для оберігання машини від перевантажень, викликаних технологічним процесом або неправильною експлуатацією, служать *запобіжні* муфти. Для забезпечення плавного пуску машин із великими масами, що

прискорюються, застосовують *відцентрові* муфти. Передачу моменту та обертання тільки в одному напрямку забезпечують *обгінні* муфти, що спрацьовують автоматично (муфти вільного ходу).

Діаметри посадкових отворів муфти узгоджують із діаметрами кінців валів, які можуть бути різними при тому ж самому обертаючому моменті, внаслідок застосування різних матеріалів і різноманітного навантаження згинальними моментами. *Стандартні муфти* кожного типорозміру виконують для деякого діапазону діаметрів валів.

За формою поверхні тертя фрикційні муфти підрозділяють на: *дискові* а), *конусні* б) і *циліндричні* в) (кулачки, колодки, стрічки).

Дискові муфти розрізняють: *однорискові* а) і *багатодискові* г); *конусні* з *одинарним* б) або *подвійним конусом* д); *циліндричні* з *одною* в) або *кількома* е) поверхнями тертя (рис. 2).

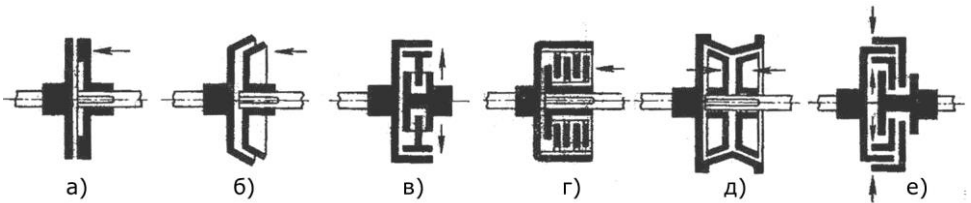


Рисунок 2

Найбільше поширення одержали дискові муфти.

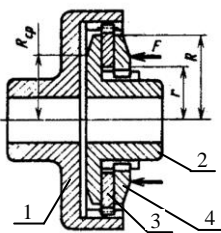


Рисунок 3

У *дискових муфтах* робочими поверхнями служать плоскі торці дисків. Півмуфта 1 закріплена на одному валі, а півмуфта 2 на іншому валі. Диски з зовнішніми виступами з'єднуються з півмуфтою 1, а диски з виступами на внутрішньому отворі – з півмуфтою 2, ці диски можна вільно переміщати в осьовому напрямку. Для з'єднання валів диски притискають силою F (рис. 3).

Передачу обертаючого моменту здійснюють за рахунок сил тертя на поверхнях тертя муфти при їх притисненні. На початку вмикання внаслідок прослизання робочих поверхонь муфти розгін веденого вала відбувається плавно без удару з поступовим наростанням обертаючого моменту, що передається, по мірі збільшення натискної сили F . При сталому русі прослизання відсутнє, півмуфти зчеплені і обидва вали обертаються з однією і тією ж кутовою швидкістю.

Змінюючи силу F_a стиску дисків, можна регулювати сили тертя і передаваний обертаючий момент. *При перевантаженні фрикційна муфта пробуксовує і захищає машину від поломок.* Фрикційні муфти не допускають неспіввісності валів, що з'єднуються. Співвісність півмуфт забезпечують розташуванням їх на одному валі або за допомогою спеціального кільця 3, запресованого в нерухому півмуфту.

За умовами змащування муфти бувають масляні (в масляній ванні) і сухі. Мاستило служить для зменшення зношування, запобігання заїдання, відводу теплоти, забезпечує стабільність коефіцієнта тертя.

Пару тертя утворюють чавунні або загартовані сталеві диски, металеві диски з металокерамічним покриттям (ФМК 11) або з приклеєними накладками з фрикційних матеріалів.

Основним критерієм працездатності фрикційних муфт є зносостійкість поверхонь тертя. Поверхні тертя дисків перевіряють на зносостійкість за значенням тиску.

Щоб зменшити різницю колових швидкостей по робочій ширині дисків і створити умови для більш рівномірного їх зношування звичайно приймають відношення діаметрів дисків $D_B/D_H=0,5\dots0,7$.

Внаслідок малих значень коефіцієнта тертя, сила притиснення дисків повинна бути достатньо великою.

Для зменшення сили притиснення дисків і габаритів муфти застосовують конструкції не з однією, а з кількома парами поверхонь тертя - *багатодискові муфти.* У багатодискових муфтах загальне число дисків обмежують, тому що з їх збільшенням росте частка сили стиску, яка витрачається на подолання сил тертя в шліцах (пазах) при осьовому русі дисків. Число зовнішніх дисків масляних муфт - не більше 11, сухих - не більше 4. Багатодискові муфти мають малі габарити, що особливо важливо для швидкохідних приводів.

Запобіжні муфти призначені для захисту машин від руйнування при перевантаженнях. *Запобіжні муфти розташовують якнайближче до місця можливого виникнення перевантаження.* Муфти працюють при строгій співвісності валів.

Фрикційні запобіжні муфти застосовують при частих короткочасних перевантаженнях і значних частотах обертання. Конструкція цих муфт аналогічна конструкції зчіпних муфт (рис. 2). Силу натискання створюють пружиною, відрегульованою на передачу граничного обертаючого моменту $T_{гран}$. *При спрацьовуванні муфта*

прослизає і поглинає механічну енергію, перетворюючи її в теплову, передача ж обертаючого моменту при цьому не припиняється. Пружини періодично регулюють, тому що по мірі зносу поверхонь тертя, диски зближаються, зменшуючи тим самим силу стиску пружини. Частіше у якості запобіжних використовують *сухі багатодискові муфти*, розміри яких підбирають по стандарту або приймають конструктивно, а потім перевіряють розрахунком на *зносостійкість* поверхонь тертя аналогічно зчпним фрикційним муфтам.

2.3 Оснащення робочого місця

- лабораторний пристрій для контролю моменту спрацьовування фрикційної муфти;
- ключ динамометричний;
- дублікат муфти, що випробовується;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж на робочому місці по техніці безпеки, що й зареєстровано підписом у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;

2.4.3 Під час виконання роботи:

- розбирати муфту рівномірно ослаблюючи пружини так, щоб не допустити їх перекосів;
- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не залишати динамометричний ключ на гайці пристрою;
- не скупчуватись навколо робочого місця;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- навести порядок і здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 Розрахункову схему фрикційної дискової запобіжної муфти і її описання виконати лаконічно з застосуванням стандартних засобів.

2.5.2 При складанні характеристики лабораторного пристрою і муфти звернути увагу на кількість поверхонь тертя, розміри дисків, кількість пружин і середнє значення жорсткості пружини, крок різьби регульовальних гайок, передаточне число ланцюгової передачі.

2.5.3 Експериментальне визначення моменту спрацьовування муфти проводити по даних, як мінімум, 10 дослідів з наступною статистичною обробкою їх результатів.

2.5.4 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.5 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 15

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Випробування фрикційної запобіжної муфти”

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції та випробування запобіжної фрикційної муфти.

Зміст роботи: Вивчити конструкцію фрикційної дискової муфти, одержати практичні навички з її регулювання, оцінити стабільність обертаючого моменту спрацьовування муфти.

Рисунок 1 – Розрахункова схема фрикційної дискової запобіжної муфти

3.3 Число обертів регулювальних гайок, яке відповідає розрахунковій деформації пружини

$$n = \frac{\Delta\lambda}{p}$$

4 Експериментальний момент, при якому муфта спрацьовує, Н·м

$$T_e = (T_k + k \cdot C_k) \cdot u \cdot \eta,$$

де η – ККД ланцюгової передачі,

$\eta =$

T_k – момент від власної ваги ключа,

$T_k =$

Н·м;

C_k – жорсткість динамометричного ключа, $C_k =$ Н·м/мм;

k – показання індикатора динамометричного ключа, мм.

Таблиця 1 – Результати випробувань

Номер дослід у	Показання індикатора ключа k, мм	Експериментальні значення моменту T_e , Н·м	Відхилення середнього арифметичного $\Delta = T_c - T_e$	Квадрат відхилення Δ^2
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
		$\sum T_e =$		$\sum \Delta^2 =$

Середнє арифметичне значення моменту спрацьовування

$$T_c = \frac{\sum T_e}{N},$$

де N – кількість дослідів.

Середнє квадратичне відхилення

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum \Delta^2}{N-1}}.$$

Імовірні значення обертаючого моменту, при якому муфта спрацює

$$T = T_c \pm 3 \cdot \sigma.$$



Рисунок 2 – Імовірний розподіл моменту спрацьовування муфти

5 Висновки: _____

6 Контрольні запитання

6.1 Назвіть основні причини розсіювання значень експериментального моменту спрацьовування муфти _____

6.2 Які зміни потрібно внести у конструкцію фрикційної муфти для підвищення обертаючого моменту, який вона передає?

6.3 Вкажіть основні переваги дискових фрикційних запобіжних муфт _____

Роботу виконав студент _____ групи

_____ (прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

ВИПРОБУВАННЯ КУЛАЧКОВОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ

МЕТА РОБОТИ: Вивчити конструкцію запобіжної кулачкової муфти, одержати практичні навички з її регулювання, оцінити стабільність обертаючого моменту спрацьовування муфти.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час самостійної підготовки до лабораторної роботи ознайомитись з областю застосування, класифікацією, умовами роботи, особливостями конструкції основних типів самокерованих муфт, зокрема запобіжних. З'ясувати роль і місце кулачкових муфт, їх недоліки і переваги, основні відмінності кулачкових керованих муфт від кулачкових самокерованих. Розглянути основи розрахунків запобіжних кулачково-пружинних муфт на момент спрацьовування, вияснити фактори, які впливають на стабільність моменту спрацьовування. Підібрати метод статистичної оцінки стабільності моменту спрацьовування.

1.2 Питання для самопідготовки

- 1 Класифікація самокерованих муфт.
- 2 Роль і місце запобіжних муфт. Класифікація запобіжних муфт по принципу дії і конструкції.
- 3 Зміна якого силового параметра приводить до спрацьовування кулачкової запобіжної муфти.
- 4 Принцип дії, область застосування пружинно-кулачкових запобіжних муфт. Що обмежує цю область застосування?
- 5 Класифікація пружинно-кулачкових муфт по кількості та формі кулачків, числу пружин, тощо.
- 6 Які вимоги потрібно пред'являти до пружин запобіжної пружинно-кулачкової муфти?
- 7 Переваги та недоліки пружино-кулачкових запобіжних муфт (в порівнянні з фрикційними).
- 8 Чому пружинно-кулачкові муфти називають "тріскачками"?
- 9 Розрахунок моменту спрацьовування муфти. Регулювання муфти на цей момент.
- 10 Від чого залежить стабільність моменту спрацьовування муфти? Оцінка стабільності спрацьовування муфти методами математичної статистики.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- ознайомитись з устроєм та принципом дії лабораторного пристрою для випробування кулачково-пружинної запобіжної муфти, визначити параметри динамометричного ключа;
- зробити опис конструкції муфти, що випробовується, навести основні параметри муфти;
- провести теоретичний розрахунок зусилля пружин муфти при її регулюванні на заданий момент спрацьовування;
- провести експериментальні досліди і визначити експериментальний момент, при якому муфта спрацьовує;
- виконати статистичну обробку результатів експерименту (середнє арифметичне значення моменту спрацьовування, середнє квадратичне відхилення, імовірні значення обертаючого моменту, при якому муфта спрацьовує);
- навести графічне зображення імовірного розподілу моменту спрацьовування муфти;
- зробити висновки та аналіз результатів випробувань (порівняти розрахункові та експериментальні величини, пояснити можливі причини їх розходжень);
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

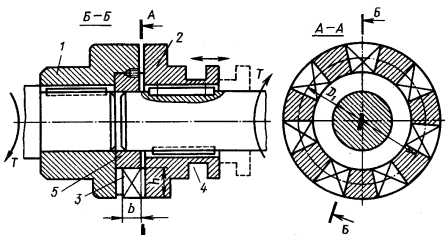


Рисунок 1

За принципом роботи кулачкові муфти відносять до синхронних з профільним замиканням. Такі муфти застосовують для передачі значних моментів при нечастих включеннях, необхідності жорсткого кінематичного зв'язку і

необов'язковій плавності вмикання.

Керовані і самокеровані кулачкові **муфти** складаються з двох півмуфт (1 і 2) із кулачками (3) на торцевих поверхнях (рис. 1). При вмиканні кулачки однієї півмуфти входять у западини другої, створюючи жорстке зчеплення. Для переключення муфти одна з півмуфт за допомогою механізму керування (вилкою в пазі 4), (для

самокерованих муфт – під дією внутрішніх сил) переміщається уздовж вала по шліцах або по направляючій шпонці.

Кулачкові муфти не допускають неспіввісності валів, що з'єднуються. *Співвісність півмуфт забезпечують або розташуванням їх на одному валі, або за допомогою спеціального кільця (5), запресованого в нерухому півмуфту, яке центрує кулачки.*

Матеріал півмуфт - сталь 20Х або сталь 20ХН. Для підвищення зносостійкості робочі поверхні кулачків цементують і загартовують до твердості не нижче 54...60 HRC₃.

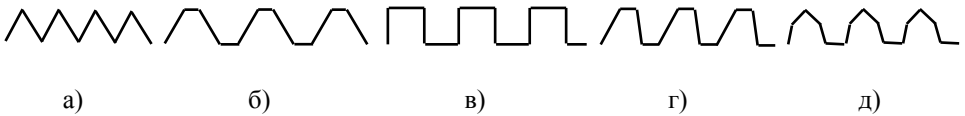


Рисунок 2

Основні елементи муфти - **кулачки** бувають різноманітних профілів (рис. 2): *трикутного (а), трапецеїдального (б), прямокутного (в),* - відповідно для малих, середніх і великих навантажень. Кулачки прямокутного профілю потребують точного взаємного кутового розташування півмуфт у момент вмикання і, внаслідок малих бічних зазорів, мають затруднене вмикання, але не створюють відтискаючих сил при роботі муфти. У муфтах із трапецеїдальними кулачками, внаслідок нахилу опорних поверхонь, виникають осьові сили, які прагнуть розсунути півмуфти й утрудняють вмикання. Гострокутні профілі полегшують вмикання, але потребують осьової сили підтискання тим більшої, чим більше значення кута α профілю (для трикутного профілю $\alpha = 30...45^\circ$). *Асиметричний* профіль кулачків (рис. 2, г) застосовують у нереверсивних механізмах для полегшення вмикання муфти. Значення кута α трапецеїдального профілю (звичайно $2...5^\circ$) призначають так, щоб забезпечити самогальмування або не створювати великих відтискних сил. Для полегшення перемикання інколи пропонують кулачки з додатковими скосами (рис. 2, д).

Число кулачків приймають $z = 3...60$ у залежності від значення обертаючого моменту і бажаного часу вмикання, що тим менший, чим більше значення z .

Кулачкові муфти прості у виготовленні і малогабаритні. **Недолік** кулачкових муфт - неможливість вмикання на швидкому ході. Щоб уникнути сильних ударів і ушкодження кулачків, вмикання

муфти роблять без навантаження при максимальній різниці колових швидкостей на кулачках не більш 1 м/с.

Критеріями працездатності кулачкових муфт є зносостійкість та міцність на згин кулачків.

Зношування кулачків відбувається внаслідок їх відносного переміщення (ковзання) під навантаженням у момент вмикання та вимикання муфти при обертанні.

Розрахунок на зносостійкість проводять по середньому тиску на робочих поверхнях у припущенні рівномірної роботи усіх кулачків.

Розрахунок на міцність по напруженням згину біля основи кулачка проводять у припущенні неповного вмикання (сила прикладена до вершини кулачка).

Пружинно-кулачкова запобіжна муфта по конструкції

аналогічна зчпній кулачкової (рис. 3), тільки рухому в осьовому напрямку півмуфту притискають до нерухомої не механізмом керування, а постійно діючою пружиною з регульованою силою притискання.

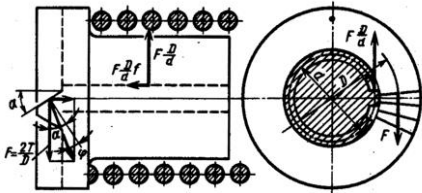


Рисунок 3

Такі муфти забезпечують достатньо високу точність спрацювання за рахунок стабільності тиску пружин і постійного значення коефіцієнта тертя між кулачками.

Застосовуються пристрої регулювання пружини, як правило, гвинтового типу. Трапецеїдальні (або трикутні) кулачки виконують невеликої висоти з кутом α профілю 30, 45, частіше 60°. При перевантаженні сума осьових складових сил F_0 на гранях кулачків перевищує притиску силу пружини і муфта спрацює - відключає ведений вал та багаторазово покладе кулачками (за це їх часто називають тріскачками), подаючи своєрідний звуковий сигнал про перевантаження.

Потрібна сила стиску пружини (рис. 3) визначається з умови рівноваги рухомої півмуфти. Ця сила залежить від двох складових: сили, що долає опір кулачків при їх взаємному переміщенні, і сили тертя півмуфти по поверхні вала (шліцьового або шпонкового з'єднань). Причому друга складова знижує зусилля стиску пружини

$$F_{\text{пр}} = \frac{2 \cdot T_{\rho}}{D} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D}{d} f \right],$$

де T – розрахунковий момент короткочасних перевантажень, Н·м;

D – середній діаметр розташування кулачків, мм;

d – діаметр вала, мм;

φ – кут тертя на кулачках;

f – коефіцієнт тертя в шліцьовому або шпонковому з'єднанні.

Сила стиску пружини при повному вимиканні (виході з взаємного зачеплення) кулачків муфти не повинна суттєво перевищувати силу на початку вимикання.

Спрацьовування муфти супроводжують значні ударні навантаження, тому ці муфти *застосовують для передачі невеликих обертаючих моментів при малих частотах обертання і малих махових моментах мас, що з'єднуються.*

Конструкція муфти, що випробовується у даній лабораторній роботі, дещо відрізняється від традиційних конструкцій запобіжних пружинно-кулачкових муфт тим, що одна з півмуфт закріплена на валі, а інша зв'язана через спеціальний фланець з зірочкою приводної ланцюгової передачі. Притискання двох зубчастих шайб здійснюється за допомогою кількох пружин, це підвищує надійність, але ж висуває додаткові вимоги до ідентичності розмірів і параметрів жорсткості пружин. Такі конструкції муфт досить поширені у сільськогосподарському машинобудуванні.

Для такої конструкції муфти зусилля стиску пружин зручніше визначати з виразу

$$F_{\text{пр}} = \frac{2 \cdot T_{\rho}}{D \cdot \operatorname{ctg}(\alpha - \varphi) + df},$$

де d – середній діаметр кільцевої поверхні фланця, мм.

Рівномірність деформації всіх притискних пружин можна легко контролювати через число обертів регулювальних гайок.

Розрахункова деформація однієї притискної пружини визначається по формулі

$$\Delta\lambda = \frac{F_{\text{пр}}}{Z_{\text{пр}} \cdot C_{\text{пр}}},$$

де $Z_{\text{пр}}$ – число пружин;

$C_{\text{пр}}$ – жорсткість однієї пружини, Н/мм.

Число обертів регулювальних гайок, яке відповідає розрахунковій деформації пружини, визначається через крок регулювальної різьби p .

$$n = \frac{\Delta l}{p}.$$

Розрахунки запобіжних пружинно-кулачкових муфт на зносостійкість та міцність аналогічні відповідним розрахункам керованих кулачкових муфт з подібними профілями кулачків.

2.3 Оснащення робочого місця

- лабораторний пристрій для контролю моменту спрацьовування запобіжної кулачково-пружинної муфти;
- ключ динамометричний;
- дублікат муфти, що випробовується;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж на робочому місці по техніці безпеки, що й зареєстровано підписом у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи;

2.4.3 Під час виконання роботи:

- розбирати муфту потрібно рівномірно ослаблюючи пружини так, щоб не допустити їх перекосів;
- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не залишати динамометричний ключ на гайці пристрою;
- не скупчуватись навколо робочого місця;

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- навести порядок і здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 Розрахункову схему запобіжної муфти та її опис виконати стисло, лаконічно з застосуванням стандартних позначень.

2.5.2 При складанні характеристики лабораторного пристрою і муфти звернути увагу на розміри фланця і зубчастих дисків, кількість пружин, середнє значення жорсткості пружини, крок різьби регульовальних пристроїв, передаточне число ланцюгової передачі.

2.5.3 Експериментальне визначення моменту спрацьовування муфти проводити по даних десяти повторів дослідів з наступною статистичною обробкою їх результатів.

2.5.4 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.5 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зраховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 16

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Випробування кулачкової запобіжної муфти”

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції та випробувань запобіжної кулачкової муфти.

Зміст роботи Вивчити конструкцію кулачкової муфти, одержати практичні навички з її регулювання, оцінити стабільність обертаючого моменту спрацьовування муфти.

Рисунок 1 – Розрахункова схема кулачкової запобіжної муфти

3.3 Число обертів регулювальних гайок, яке відповідає розрахунковій деформації пружини

$$n = \frac{\Delta\lambda}{p}$$

4 Експериментальний момент, при якому муфта спрацьовує, Н·м

$$T_e = (T_k + k \cdot C_k) \cdot u \cdot \eta,$$

де η – ККД ланцюгової передачі, $\eta =$;
 T_k – момент від власної ваги ключа, $T_k =$ Н·м;
 C_k – жорсткість динамометричного ключа, $C_k =$ Н·м/мм;
 k – показання індикатора динамометричного ключа, мм.

Таблиця 1 – Результати випробувань

Номер дослід у	Показання індикатора ключа k, мм	Експериментальні значення моменту T_e , Н·м	Відхилення середнього арифметичного $\Delta = T_c - T_e$	Квадрат відхилення Δ^2
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
		$\sum T_e =$		$\sum \Delta^2 =$

Середнє арифметичне значення моменту спрацьовування

$$T_c = \frac{\sum T_e}{N},$$

де N – кількість дослідів.

Середнє квадратичне відхилення

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum \Delta^2}{N-1}}.$$

Імовірні значення обертаючого моменту, при якому муфта спрацьовує, Н·м

$$T = T_c \pm 3 \cdot \sigma.$$



Рисунок 2 – Імовірний розподіл моменту спрацьовування муфти

5 Висновки: _____

6 Контрольні запитання

6.1 Які причини розсіювання значень експериментального моменту спрацьовування? _____

6.2 Як впливає середній діаметр зубчастої шайби на момент спрацьовування муфти при незмінних інших параметрах?

6.3 Як впливає кут при вершині зуба кулачкової муфти на момент її спрацьовування? _____

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

КОНТРОЛЬ ЗАТЯГУ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ

МЕТА РОБОТИ: Закріплення знань з конструкції та методів контролю затягу різьбових з'єднань.

1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

1.1 Завдання для самостійної підготовки

Під час самостійної підготовки до лабораторної роботи ознайомитись з областю застосування, класифікацією, умовами роботи, особливостями конструкції основних видів різьбових з'єднань, що призначені для кріплення і фіксації елементів машин і металевих конструкцій. З'ясувати теоретичні основи визначення моменту тертя в різьбі, застосування моменту загвинчування для контролю затягу різьбового (болтового) з'єднання. Інші види контролю.

1.2 Питання для самопідготовки

1 З'єднання, роз'ємні з'єднання, різьбові з'єднання, види різьбових з'єднань.

2 Переваги і недоліки різьбових з'єднань, порівняльний аналіз основних видів з'єднань.

3 Основні деталі різьбових з'єднань.

4 Які параметри характеризують циліндричну, конічну різьбу?

5 На які групи за призначенням розділяються різьби?

6 Основні профілі і типи різьб, що застосовуються в техніці.

7 Які параметри обумовлюють точність різьбових з'єднань, класи точності?

8 Класи міцності різьбових з'єднань, їх умовні позначення.

9 За якими причинами можливий вихід з ладу деталей різьбових з'єднань?

10 За якими умовами міцності проводиться розрахунок різьбових з'єднань з постійним навантаженням?

11 Стопоріння різьбових з'єднань від самовідгвинчування.

12 Основні методи контролю затягу різьбових з'єднань.

13 З яких складових складається обертаючий момент загвинчування (відгвинчування) гайки.

14 Оцінка точності і стабільності різних методів контролю затягу різьбового з'єднання.

1.3 Рекомендована література

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Міняйло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978–966–2007–28–2.

2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

2.1 Програма роботи

- ознайомитись з устроєм та принципом дії лабораторного пристрою для навантаження болта при випробуванні, визначити параметри динамометричного ключа;
- навести технічну характеристику лабораторного пристрою та динамометричного ключа, зобразити схему пристрою для контролю затягу болтів;
- визначити основні параметри болтового з'єднання, що випробовується, навести механічні характеристики матеріалу болта, записати умовне позначення за ГОСТ 7798–70;
- вчислити допустиме навантаження на стержень болта, розрахункове значення обертаючого моменту на ключі при закручуванні та подовження стержня болта при розтягу;
- провести експериментальну перевірку параметрів затягу;
- побудувати графіки залежностей обертаючого моменту на ключі та абсолютного подовження стержня болта від зусилля затягу;
- зробити висновки та аналіз результатів випробувань (порівняти розрахункові та експериментальні величини, пояснити можливі причини їх розходжень);
- відповісти на контрольні запитання;
- зарахувати лабораторну роботу у викладача.

2.2 Теоретичні відомості

З'єднання деталей за допомогою різьби є одним із найстаріших і найбільш поширених видів рознімного з'єднання. Легко і просто забезпечує складання і розбирання. Різьбове з'єднання утворюють дві деталі. У однієї з них на зовнішній, а у іншої на внутрішній поверхні виконані розташовані по гвинтовій поверхні виступи - відповідно зовнішня і внутрішня різьба. По призначенню різьби розділяють на кріпильні, кріпильно-ущільнюючі і кінематичні (ходові).

Переваги різьбових з'єднань:

- 1) можливість багатократного складання - розбирання;
- 2) при невеликій силі на ключі створюють значні сили затяжки;
- 3) дозволяють проводити складання деталей при різному взаємному їх розташуванні;
- 4) можливість регулювання положення деталей;
- 5) високий ступінь стандартизації й уніфікації.

Недоліки:

- 1) необхідні порівняно великі розміри фланців на деталях, що з'єднуються, для розміщення гайок або головок гвинтів;
- 2) висока концентрація напружень на різбових ділянках;
- 3) не рекомендується для центрування сполучень.

Застосування. Різьбові деталі у виді гвинтів, болтів і шпильок із гайками застосовують для кріплення - з'єднання декількох деталей в одне ціле; роль гайки може виконувати корпусна деталь. Часто за допомогою різьб фіксують деталі передач, підшипники на валах.

Приклади з'єднань за допомогою різбових деталей:

- з'єднання в одне ціле окремих секцій мостів, підйомних кранів;
- з'єднання кількох складальних одиниць (картера, блока циліндрів і головки блока в двигуні; колеса з піввіссю автомобіля);
- з'єднання деталей (кришки і основи корпусу редуктора; кришок підшипників із корпусом коробки передач);
- кріплення вузлів і деталей на основі (редуктора на плиті; плити до підлоги цеху; різця у супорті токарного верстата).

Крім з'єднань різьбові деталі застосовують:

- у передачах гвинт-гайка, які служать для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки;
- для регулювання осьових зазорів у підшипниках кочення, регулювання кінцевого зубчастого і черв'ячного зачеплення та ін.

У різбових з'єднаннях використовують звичайно однозаходну кріпильну трикутну різьбу: метричну і трубну.

На рисунку 1 приведені основні геометричні параметри метричної різьби - основної для кріпильних виробів:

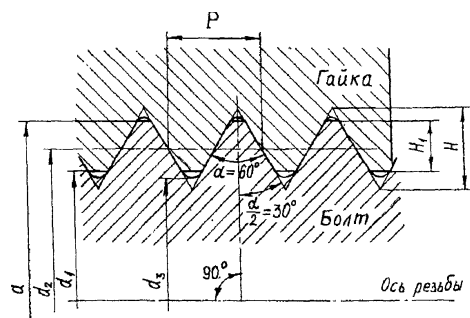


Рисунок 1

- d - зовнішній діаметр різьби гвинта (номінальний діаметр різьби);
- d_1 - внутрішній діаметр;
- d_2 - середній діаметр (ширина канавки дорівнює ширині виступу);
- d_3 - внутрішній діаметр западини;
- α - кут профілю;
- P - крок різьби;

H - висота вихідного трикутника: $H = 0,5\sqrt{3} \cdot P$;

H_1 - робоча висота профілю: $H_1 = 5H / 8$; $H_1 = 0,541P$.

По характеристиках статичної міцності різьбові деталі розділяють на класи міцності.

Для болтів, гвинтів і шпильок передбачені 11 класів міцності: від 3.6 до 12.9. Клас міцності позначають двома числами, розділеними крапкою. Перше число, помножене на 100, являє собою мінімальне значення тимчасового опору σ_s (границі міцності) у МПа матеріалу різьбової деталі. Друге число, помножене на 10, - відношення (у відсотках) границі текучості σ_m до тимчасового опору σ_s .

Добуток першого і другого чисел, помножений на 10, дає мінімальне значення границі текучості σ_m матеріалу в МПа.

Наприклад, для болта класу міцності 4.6 маємо:

$\sigma_s = 4 \times 100 = 400$ МПа, $\sigma_m / \sigma_s = 6 \times 10 = 60\%$; $\sigma_m = 4 \times 6 \times 10 = 240$ МПа.

Для гайок передбачені 7 класів міцності, що позначаються одним числом: від 4 до 12. Це число вказує найбільший клас міцності болта, із котрим гайка може бути сполучена в з'єднанні.

Наприклад, гайка класу міцності 6 може бути застосована в з'єднанні з болтом класу міцності не вище 6.8.

Розглянемо умовне позначення болта відповідно до найбільш поширеного стандарту ГОСТ 7798-70

Болт 2 М12×1,25.6g×60.10.9. 40Х. 026 ГОСТ 7798-70

2 - виконання болта;

М12 - різьба метрична, зовнішній діаметр 12 мм;

1,25 - крок різьби, (дрібний, крупний крок - не проставляється)

6g - поле допуску різьби;

60 - довжина стержня болта, мм;

10.9 - клас міцності болта;

40Х - марка сталі (у разі потреби)

026 - вид і товщина покриття (02 - кадмування, 6 - товщина, мкм)

При проектуванні і розрахунках різьбових з'єднань, особливо для відповідальних конструкцій, дуже важливо знати ступінь завантаження деталей, який можна оцінити через контроль затягу з'єднання.

При контрольованому з'язгу значно зростає ефективність використання матеріалу, зменшуються маса і габарити конструкції, тощо.

На даному рівні розвитку техніки існує обмежений перелік методів контролю, це: а) застосування спеціальних каліброваних пружних шайб, б) вимірювання деформацій деталей з'єднання, в) вимірювання моменту закручування з'єднання.

Всі ці методи мають досить суттєві недоліки. Наприклад перший потребує великої номенклатури пружних елементів і може використовуватись у масовому виробництві відповідальних виробів. Другий метод (в основному вимірювання розтягу стержня болта) зустрічає великі труднощі суто технічного характеру, пов'язані з розміщенням вимірювальних пристроїв або апаратури в стиснених габаритах конструкції, що збирається. Метод контролю за допомогою динамометричних ключів, ключів граничного моменту, тощо потребує вельми високої стабільності коефіцієнта тертя між деталями з'єднання і деталями, що з'єднуються.

На даний момент контроль моменту закручування є найбільш поширеним, тому розглянемо його теоретичні основи.

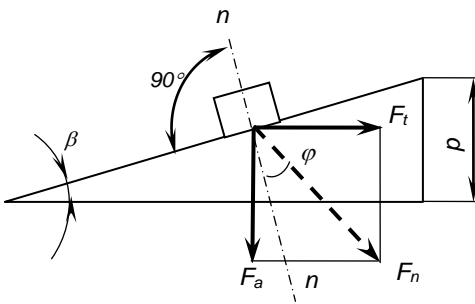


Рисунок 2

Момент сил у різьбі можна визначити, розглядаючи гайку як повзун, що піднімається по витку різьби як по похилій площині з кутом β (рис. 2).

Повзун знаходиться у рівновазі, якщо рівнодіюча F_n системи зовнішніх сил відхилена від нормалі $n-n$ на кут тертя φ .

Для даного випадку зовнішніми силами є осьова сила F_a і колова сила $F_t = 2T_p / d_2$ (T_p – момент у різьбі, d_2 – середній діаметр різьби).

Замінивши колову силу осьовою $F_t = F_a \operatorname{tg}(\beta + \varphi)$ одержимо

$$T_p = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi).$$

З урахуванням моменту тертя торця гайки з середнім діаметром D_c по підкладній шайбі або деталі момент закручування складе

$$T_{зр} = 0,5 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \left[\operatorname{tg}(\beta + \varphi) + \frac{f \cdot D_c}{d_2} \right].$$

Слід відмітити, що кут тертя у різьбі залежить і від кута профілю різьби (для метричної $\alpha = 60^\circ$), тобто $\varphi = \operatorname{arctg} [f / \cos (\alpha / 2)]$.

Як видно з формул, момент закручування знаходиться у прямій залежності від коефіцієнта тертя, як у різьбі, так і по торцю гайки, отже стабільність контролю затягу суттєво залежить від стабільності стану поверхонь деталей з'єднання і деталей, що з'єднуються.

2.3 Оснащення робочого місця

- лабораторний пристрій для контролю затягу болтів;
- натурні зразки деталей різьбових з'єднань;
- методичні вказівки по виконанню лабораторної роботи;
- ГОСТ 8724-81 Диаметры и шаги метрической цилиндрической резьбы общего назначения;
- ГОСТ 7798-70* Болты с шестигранной головкой;
- звіт з лабораторної роботи;
- штангенциркуль 0-200 мм, лінійка.

2.4 Інструкція з охорони праці

2.4.1 Загальні вимоги

До роботи допускаються студенти, які пройшли інструктаж по техніці безпеки, що й зареєстровано у відповідному журналі.

2.4.2 При підготовці до лабораторної роботи:

- до початку лабораторної роботи кожен студент зобов'язаний ознайомитися з правилами безпеки при виконанні роботи.

2.4.3 Під час виконання роботи:

- розкладати натурні зразки так, щоб виключити їх падіння;
- не тримати на робочому місці сторонні предмети;
- не пересуватися без потреби по лабораторії;
- не залишати динамометричний ключ на гайці пристрою;
- не скупчуватись навколо робочого місця.

2.4.4 Після закінчення експериментальної частини роботи:

- навести порядок і здати робоче місце лаборанту або викладачу.

2.4.5 У разі виникнення пожежі необхідно негайно проінформувати викладача або лаборанта, подзвонити по номеру 101.

2.5 Вказівки по виконанню роботи

2.5.1 В характеристику лабораторного пристрою включити допустиме навантаження і жорсткість динамометричної пружини, жорсткість динамометричного ключа, момент від власної ваги ключа.

2.5.2 При визначенні параметрів болтового з'єднання результати замірів звіряти з нормативною документацією.

2.5.3 Ступінчасте навантаження болта, що випробовується, проводити рівномірно і як мінімум по п'яти точках.

2.5.4 Графіки експериментальних залежностей будувати з ігноруванням завідомо хибних даних.

2.5.5 Відповіді на контрольні запитання повинні бути по суті запитання, точними і короткими.

2.5.6 Оформлений бланк звіту з лабораторної роботи підписується виконавцем і зараховується викладачем.

3 ЗВІТНІСТЬ ПО РОБОТІ

Звіт з лабораторної роботи оформлюється на бланку (Додаток А).

Додаток А
Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного
кафедра «Технічна механіка та комп'ютерне проектування
імені професора В.М. Найдиша»

Звіт з лабораторної роботи № 17

з дисципліни «Інженерна механіка (Деталі машин)»

Тема: “Контроль затягу болтового з’єднання”

Мета роботи: Закріплення знань з конструкції та методів контролю затягу різьбових з’єднань.

Зміст роботи: Ознайомитись з устроєм та принципом дії лабораторного пристрою. Визначити параметри болтового з’єднання, що випробовується. Вчислити розрахункове значення обертаючого моменту на ключі та подовження стержня болта. Провести експериментальну перевірку параметрів затягу, побудувати графіки залежностей, зробити висновки, відповісти на контрольні запитання.

1 Технічна характеристика лабораторного пристрою:

Допустиме навантаження динамометричної пружини	$F_{\max}=20$ кН.
Жорсткість динамометричної пружини	$C_n=50$ кН/мм.
Допустимий момент на динамометричному ключі	$T_{\max}=100$ кН·мм.
Жорсткість динамометричного ключа	$C_k=400$ Н·м/мм.
Момент від власної ваги ключа	$T_k=6$ Н·м.

Рисунок 1 – Схема пристрою для контролю затягу болтів

Таблиця 1 – Параметри болтового з'єднання

Найменування параметра		Спосіб визначення	Значення параметра
Номінальний діаметр різьби болта d, мм		Замір	
Кут при вершині профілю α, град			
Крок різьби p, мм			
Довжина	Стержня болта l, мм		
	Частини, що розтягається l _p , мм		
Діаметр опорного торця гайки D ₁ , мм			
Діаметр отвору шайби під гайку d ₀ , мм			
Середній діаметр різьби болта d ₂ , мм		Таблиця ДСТ	
Внутрішній діаметр різьби болта d ₁ , мм			
Механічні характеристики матеріалу:	Границя міцності σ _B , МПа	Задає викладач	
	Границя текучості σ _T , МПа		

Позначення болта за ГОСТ 7798–70 _____

2 Розрахункові залежності:

2.1 Допустимі напруження розтягування, МПа

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]},$$

де [S] – коефіцієнт безпеки, [S]=1.5...2.5.

2.2 Допустиме зусилля затяжки з'єднання, кН

$$F_p = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]_p.$$

2.3 Обертаючий момент на ключі при закручуванні, Нм

$$T_{зр} = 0.5 \cdot F_p \cdot d_2 \cdot \left[\operatorname{tg}(\beta + \varphi) + \frac{f \cdot D_c}{d_2} \right],$$

де f – коефіцієнт тертя на торці гайки і в різьбі, f=0.1...0.2;

D_c – середній діаметр опорного торця гайки, D_c=0.5·(D₁+d₀);

β – кут підйому витка різьби, β=arctg (p/π·d₂);

φ – кут тертя у різьбі, φ=arctg [f/cos (α/2)];

2.4 Розрахункове подовження стержня болта, мм

$$\Delta l_p = \frac{4 \cdot F_p \cdot l_p}{\pi \cdot d_1^2 \cdot E},$$

де E– модуль пружності матеріалу болта, E=(2...2.1)·10⁵ МПа.

2.5 Розрахунок експериментального моменту на ключі, Н·м

$$T_{ze} = T_K + K \cdot C_K,$$

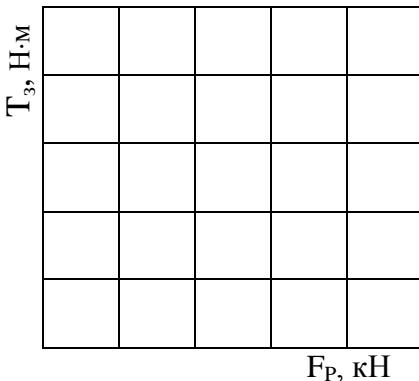
де K– показання індикатора динамометричного ключа, мм.

3 Результати розрахунків та випробувань

Таблиця 2 – Розрахункові та експериментальні значення параметрів

Сила з'єднання F _p , кН	Показання індикатора пружини Δ, мм	Розрахункове значення		Експериментальне значення			Відношення	
		Моменту T _{зр} , Нм	Подовження Δl _p , мм	Показання індикатора ключа K, мм	Момент на ключі T _{зе} , Нм	Подовження стержня Δl _e , мм	$\frac{T_{ze}}{T_{зр}}$	$\frac{\Delta l_e}{\Delta l_p}$

а)



б)

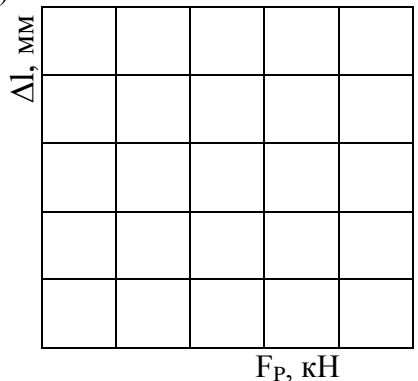


Рисунок 2 – Залежності обертаючого моменту на ключі а) та абсолютного подовження стержня болта; б) від зусилля затягу: _____ розрахункові; _ _ _ експериментальні

4 Висновки:

5 Контрольні запитання

5.1 Перерахуйте основні методи контролю затягування різьбових з'єднань. _____

5.2 Перерахуйте основні способи стопоріння різьбових з'єднань.

5.3 Для якого із з'єднань M18, M18×1.5, M18×1.25 при однаковому осьовому зусиллі розрахунковий обертаючий момент на ключі буде мати більше значення? _____

5.4 Для якого з болтів M24 чи M24×1.5 розрахункове допустиме зусилля затягування буде мати менше значення? _____

5.5 Для якого профілю різьби трикутного чи трапецеїдального, при рівних інших умовах, обертаючий момент на ключі при закручуванні буде мати більше значення? _____

Роботу виконав студент _____ групи

(прізвище, дата, підпис)

Робота зарахована _____

(дата, підпис викладача)

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Деталі машин [Текст]: підручник: затверджено МОН України/ А. В. Мінняло [та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с. – ISBN 978– 966– 2007– 28– 2.

2 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд. стер. - Электрон. текстов. дан. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 1 файл ; 496 с.

3 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 5-е изд., перераб. и доп. – Электрон. текстов. дан. – М.: Высшая школа, 1998.

4 Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Текст]: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. - Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.

5 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Текст]: [учеб. пособие для техн. вузов] / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – 3-е изд., перераб. и доп. – Х. : Основа, 1991. – 275 с.

6 Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие/ Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – 3-е изд., испр. и доп. – Электрон. текстов. дан. – Х.: Основа, 1991. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

7 Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст]: підручник / В.Т. Павлище. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

8 Анурьев В.И.Справочник конструктора-машиностроителя [Электрон-ный ресурс]: в 3-х т. / В. И. Анурьев. – Электрон. текстовые дан. – М.: Машиностроение Т.1 / ред. И. Н. Жесткова. – 8-е изд. перераб. и доп. – 2001. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 920 с.

9 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электрон-ный ресурс]: в 3-х т. / В. И. Анурьев. - Электрон. текстовые

дан. - М.: Машиностроение Т.2 / ред. И. Н. Жесткова. – 2001. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM); 912 с.

10 Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электрон-ный ресурс]: в 3-х т. / В.И. Ануриев. – Электрон. текстовые дан. – М.: Машиностроение Т.3 / ред. И.Н. Жесткова. - 2001. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM) ; 864 с.

11 Зубчатые передачи [Текст]: справочник / ред. Е.Г. Гинзбург. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л.: Машиностроение, 1980. - 415 с.

Навчальне видання

**Коломієць Сергій Матвійович
Дере́за Олена Олександрівна
Дмі́трієв Ю́рій Олексі́йович**

ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ З ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ (ДЕТАЛЕЙ МАШИН)

Підписано до друку 22.06.2020 р. формат 60x84 1/16
Папір офсетний. Наклад 50 примірників
Замовлення №
Видавець і виготовлювач ФОП Верескун В.М.

Видавничо-поліграфічний центр «Люкс»
м. Мелітополь, вул. М. Грушевського, 10 тел. (0619) 44-45-11
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виробників
і розповсюджувачів видавничої продукції
від 11.06.2002 р. серія ДК № 1125

