

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

**НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ**  
**МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ І ТРАНСПОРТУ**

Кафедра «Зварювання»

## **ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ**

**Методичні вказівки**  
**до виконання лабораторних робіт**

для студентів спеціальності 131 - Прикладна механіка  
зі спеціалізації 131-11 «Зварювання та споріднені процеси і технології»  
денної форми навчання

Затверджено  
на засіданні  
кафедри «Зварювання»,  
протокол № 12 від 30 червня 2023 р.

Харків  
НТУ «ХП»  
2023

Методичні вказівки призначені для надання допомоги студентам при підготовці та виконанні лабораторних робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Містять опис 8-ми лабораторних робіт, що рекомендовані навчальною програмою і охоплюють всі її основні розділи. В описі робіт подані навчально-методичні рекомендації щодо виконання: мета, стислі теоретичні відомості і рекомендована література, програма і порядок виконання, зміст звіту про виконання роботи і питання для самоконтролю знань.

## З М І С Т

	Стор.
ВСТУП.....	4
ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ЩОДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ.....	5
ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ.....	6
<i>Лабораторна робота № 1</i> СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКОГО ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ.....	7
<i>Лабораторна робота № 2</i> ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ЛАНОК ПЛОСКОГО ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ГРАФІЧНИМ МЕТОДОМ.....	17
<i>Лабораторна робота № 3</i> КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГРАФІЧНИМ МЕТОДОМ ПЛОСКОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ.....	25
<i>Лабораторна робота № 4</i> КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ.....	34
<i>Лабораторна робота № 5</i> УТВОРЕННЯ ПРОФІЛЮ ЗУБА КОЛЕСА ЗА МЕТОДОМ ОБКАТКИ.....	44
<i>Лабораторна робота № 6</i> КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ.....	56
<i>Лабораторна робота № 7</i> ГРАФІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ З ПОСТУПАЛЬНО РУХОМИМ РОЛИКОВИМ ШТОВХАЧЕМ.....	65
<i>Лабораторна робота № 8</i> ЗРІВНОВАЖУВАННЯ ОБЕРТОВИХ ЛАНОК З ВІДОМИМ РОЗТАШУВАННЯМ НЕЗРІВНОВАЖЕНИХ МАС.....	73
ДОДАТКИ.....	80

## ВСТУП

Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт складено відповідно до сілабуса курсу «Теорія механізмів» для спеціальності 131 Прикладна механіка.

Методичні вказівки призначені для надання допомоги студентам денної форми навчання при підготовці та виконанні лабораторних робіт.

Вивчення курсу «Теорії механізмів» є важливою складовою в загально технічній підготовці фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня "магістр". Успішне засвоєння цього курсу в значній мірі залежить від якості виконання лабораторних робіт. Студент знайомиться з роботою типових механізмів, навчається практично застосовувати набуті теоретичні знання, знайомиться з методами експериментального визначення кінематичних і динамічних параметрів механізмів, навчається аналізувати та оцінювати результати дослідів.

Лабораторні роботи виконуються в обсязі, передбаченому для "Теорії механізмів" навчальними планами підготовки магістрів вищезазначеної спеціальності. Лабораторні роботи охоплюють основні розділи курсу. До кожної лабораторної роботи наведено стислий теоретичний матеріал, опис експериментальної установки та контрольні питання до самоперевірки.

## **ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ЩОДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ**

Лабораторні роботи проводяться в учбовій лабораторії кафедри, в якій студентам можна знаходитися тільки в присутності викладача.

На першому занятті проводиться інструктаж з техніки безпеці, що підтверджується підписом студента в журналі інструктажу.

Студент допускається до виконання лабораторної роботи після вивчення методичних вказівок до неї. Робота виконується у відповідності, що визначає розділ «Порядок проведення роботи».

Результати виконання лабораторної роботи оформлюються у вигляді звіту про лабораторно роботу з вказівкою дати проведення, який подається на підпис викладачу.

Захист лабораторних робіт проводиться як на лабораторних заняттях, так і на консультаціях. Для захисту лабораторної роботи необхідно

представити повністю оформлений звіт, відпрацювати теоретичний матеріал, мати уяву про методику проведення експерименту, вміти відповідати на контрольні запитання, які наведені в даних методичних вказівках в кінці кожної роботи.

Після виконання студентом всього циклу лабораторних робіт та їх захисту всі роботи підшиваються в послідовності їх виконання в єдиний звіт з загальним титульним аркушем і здаються викладачеві до екзамену.

Студент, який пропустив лабораторну роботу за поважними обставинами, має відпрацювати її.

Виконання і своєчасний захист всіх лабораторних робіт є обов'язковою умовою для отримання студентом позитивної оцінки підсумкового контролю.

## **ПРАВИЛА З ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ**

На першому занятті навчального семестру пройти інструктаж з техніки безпеки і суворо виконувати всі рекомендації.

Неможна працювати в лабораторії студентові одному.

Не можна знаходитися в лабораторії у верхньому одязі.

Працювати тільки з обладнанням, що відноситься до заданого завдання, у присутності викладача. Інше обладнання і моделі механізмів чіпати забороняється. Питання, що виникають, вирішувати з викладачем або лаборантом кафедри. Студенти, що не виконують цієї умови, видаляються з лабораторії.

Не можна доторкатися руками до місць з'єднання проводів під час монтажних робіт, відключати обладнання від електромережі.

Не можна гальмувати вали і шківни руками. Необхідно слідкувати, щоб вільні кінці одяжі (шарфи, косинки, крилатки тощо) або волосся не були захвалені обертаючими ся ланками.

У разі нещасного випадку прийняти усі заходи до надання першої допомоги.

## СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКОГО ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

**Мета роботи:** *набути навичок складання кінематичних схем механізмів та проведення їх структурного аналізу.*

### 1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати основні поняття і визначення дисципліни:

*ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм, основні види механізмів. Треба мати уявлення про класифікації кінематичних пар. Треба знати розподіл кінематичних ланцюгів на замкнуті і незамкнуті. Треба вміти визначати число ступенів вільності механізмів, тому що воно завжди дорівнює числу вхідних (ведучих) ланок механізму. Треба знати принцип утворення плоских важільних механізмів. Для кращого опанування основних визначень ознайомитися зі схемами найбільш поширених механізмів і уявити собі характер руху їх ланок.*

### Рекомендована література

1. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с

### 2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

#### Програма роботи

*Ознайомитися з різновидами елементів структури механізмів; на прикладі моделі плоского важільного механізму скласти кінематичну схему і провести структурний аналіз (визначити кількість ланок, в тому числі вхідних та вихідних, кількість кінематичних пар; визначити ступінь рухомості і клас механізму; записати формулу будови механізму).*

#### Стислі теоретичні відомості

*Механізм – це система тіл, яка розрахована для перетворення руху.*

*Механізми відносяться до плоских, якщо точки його ланок описують траєкторії, що*

лежать в одній чи паралельних площинах. Плоскі важільні механізми мають в своєму складі жорсткі ланки типу стрижнів або важелів, які утворюють тільки нижчі кінематичні пари 5-го класу.

Механізм складається з ланок.

*Ланка* – деталь або група деталей жорстко з'єднаних між собою, що рухаються як одне ціле. Ланки бувають рухомі і нерухомі. Нерухомі ланки (корпус годинника, станина верстату, фюзеляж літака) називаються *стояком*.

За характером відносного руху розрізняють наступні ланки:

- *кривошип* – ланка, яка обертається відносно нерухомої осі;
- *коромисло* – ланка, яка коливається відносно нерухомої осі;
- *повзун* – ланка, яка здійснює поступальний рух на нерухомій напрямній;
- *шатун* – ланка, яка здійснює складний рух;
- *куліса* – рухома напрямна для кулісного каменя;
- *кулісний камінь* – ланка, яка рухається поступально на кулісі.

Для вивчення структури (будови) механізму складають його структурну або кінематичну схему. *Схема кінематична* – це документ, що містить у вигляді умовних зображень або позначень механічні складові частини та їх взаємозв'язок. Схеми виконують без дотримання масштабу, дійсне просторове розташування складових частин виробу (устаткування) не враховують або враховують наближено. Кінематична схема уявляє як би скелет механізму чи машини, на ній не повинно бути зайвих деталей. Таким чином, при зображенні ланок на схемі треба по можливості відволікатися від їх конструктивної форми, відображуючи її у тому чи іншому ступені лише там, де це необхідно для ясного порозуміння схеми.

На схемах рухомі ланки позначаються арабськими цифрами, а кінематичні пари – великими літерами латинського алфавіту.

*Механізм* – це кінематичний ланцюг, в склад якого входить стояк.

У механізмах виділяють *ведучі* (або *вхідні*) ланки – ланки, закон руху яких заданий (до яких прикладені рушійні сили) і *ведені ланки* (або *вихідні*), закон руху яких визначають. На схемах ведучі ланки позначають стрілкою.



Рухоме з'єднання двох ланок називається *кінематичною парою*.

*Число кінематичних пар у точці дорівнює одиниці за мінусом числа ланок, що в неї стикаються.*

За кількістю накладених на відносний рух кожної ланки в'язів **S** (за Артоболевським) кінематичні пари розбиті на 5 класів (від 1-го до 5-го). *В'язами S* називається обмеження, накладені на відносний рух ланок. Приклади кінематичних пар різних класів наведені у табл. 1 додатку 1 цих методичних вказівок.

*Плоскі важільні механізми* мають в своєму складі жорсткі ланки типу стрижнів або важелів, які утворюють тільки нижчі кінематичні пари 5-го класу.

Сукупність ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами, називається *кінематичним ланцюгом*.

*Ступінь вільності (рухомості) кінематичних ланцюгів W* – це число ступенів вільності кінематичного ланцюга відносно нерухомої ланки (стояка). Ступінь рухомості показує скільком ланкам треба задати закон руху, щоб рух інших був цілком визначеним, тобто ступінь рухомості дорівнює кількості ведучих ланок.

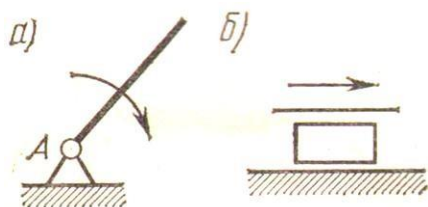
Для визначення ступеня рухомості плоского механізму використовують формулу Чебишева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

де **n** – число рухомих ланок; **P<sub>5</sub>** – число кінематичних пар 5-го класу; **P<sub>4</sub>** – число кінематичних пар 4-го класу.

Умовне позначення на кінематичних схемах основних типів ланок наведені у табл.2 додатку 2 цих методичних вказівок.

Механізми класифікуються за різними ознаками. Однією з них є *структурна класифікація механізмів* (за Ассуром), що пов'язана з єдністю методів кінематичного і динамічного досліджень кінематичних ланцюгів, віднесених до одного класу. За цією класифікацією механізми поділяються за структурними ознаками на класи від I-го. Найпростішим початковим механізмом (або механізмом I-го класу) називається механізм, подальше розчленування якого неможливе без порушення його основної функції – передачі руху.



**Рис.1.** Механізми I-го класу

Механізм I-го класу складається з двох ланок: стояка та рухомої ланки, які з'єднуються між собою обертальною (рис.1.а) чи поступальною (рис.1.б) парами 5-го класу. Ступінь рухомості його дорівнює 1.

*Принцип утворення плоских важільних механізмів:* будь-який плоский механізм можна створити приєднуючи до механізму I-го класу плоских ланцюгів з нульовою рухомістю, які називаються структурними групами або групами Ассура.

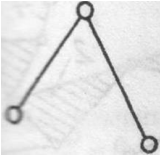
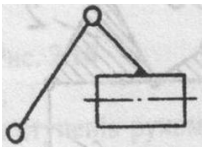
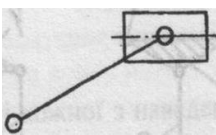
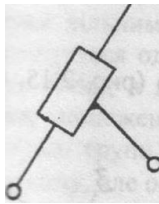
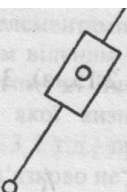
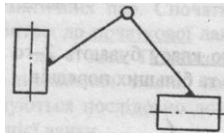
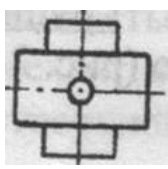
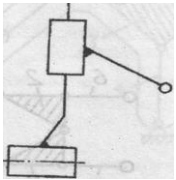
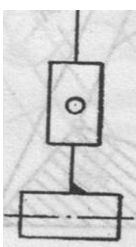
Структурні групи поділяються на класи від 2-го і вище. Клас структурної групи визначає кількість кінематичних пар базисної ланки (ланки, що мають найбільш складну форму). Порядок групи Ассура визначається числом елементів зовнішніх кінематичних пар, якими група приєднується до механізму.

Найпростіша група Ассура складається з двох ланок і трьох кінематичних пар 5-го класу і називається вона ще діадою або двохповодковою. Поводок – це ланка, яка входить у групі в дві кінематичні пари, одна з яких вільна і служить для приєднання до одної рухомої ланки механізму або до стояка.

Структурні групи II-го класу поділяють на п'ять видів, в залежності від кількості обертових і поступальних пар та їх взаємного розташування. Зображення груп II-го класу 2-го порядку усіх модифікацій наведені у табл.1.

Багаточисельні конструктивні форми складових частин плоских важільних механізмів зводиться до цих 5-ти видів груп.

Таблиця 1 – Види структурних груп 2-го класу.

<i>Структурна група 2-го класу</i>				
<i>1-го виду</i>	<i>2-го виду</i>	<i>3-го виду</i>	<i>4-го виду</i>	<i>5-го виду</i>
	 або 	 або 	 або 	 або 
<i>коромислова</i>	<i>повзуна</i>	<i>кулісна</i>	<i>тангенсна</i>	<i>синусна</i>

*Клас механізму визначається класом старшої структурної групи,*

яка входить до його складу.

Клас механізму залежить від вибору ведучої ланки.

Порядок створення механізму наочно відображують *формулою будови (створення)*.

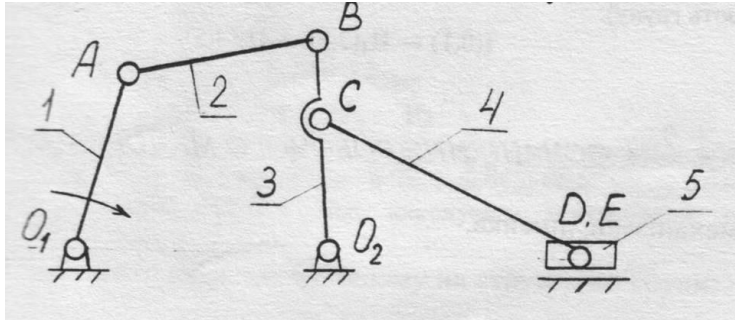
Схеми деяких плоских механізмів надані у табл. 3 додатку 3.

Структурний аналіз механізмів (тобто вивчення його будови) складається з вирішення наступних задач:

- визначення ступеня рухомості механізму;
- визначення класу механізму (розкладанням схеми механізму на структурні групи і механізм I-го класу) і складання формули його будови.

Розкладання механізму на структурні групи слід починати з відділення найбільш віддаленої від ведучої ланки групи.

Приклад проведення структурного аналізу плоского важільного механізму:



1 Механізм складається з шістьох ланок (табл. 1) і 7-ох кінематичних пар (табл. 2).

Таблиця 1 – Характеристика ланок механізму.

Порядковий № ланки	Назва	Характер руху
0	Стояк	Нерухома
1	Кривошип	Обертальний
2	Шатун	Складний
3	Коромисло	Коливальний
4	Шатун	Складний
5	Повзун	Поступальний

Таблиця 2 – Характеристика кінематичних пар механізму.

№	Позначення	Номери ланок, що утворюють її	Вид (характер відносного руху ланок пари)	Клас
1	O <sub>1</sub>	0 – 1	Обертальна	5
2	A	1 – 2	Обертальна	5
3	B	2 – 3	Обертальна	5
4	O <sub>2</sub>	3 – 0	Обертальна	5
5	C	3 – 4	Обертальна	5
6	D	4 – 5	Обертальна	5
7	E	5 – 0	Поступальна	5

2 Ступінь рухомості механізму визначимо за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$$

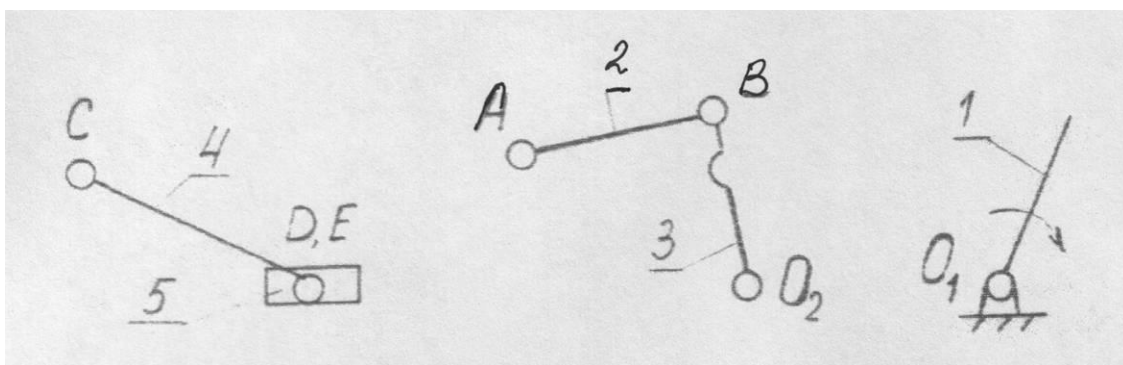
де  $n = 5$  – число рухомих ланок;

$P_5 = 7$  – число кінематичних пар 5-го класу;

$P_4 = 0$  – число кінематичних пар 4-го класу.

3 Визначимо клас механізму. Для цього розкладемо схему механізму на

структурні групи і механізм I-го класу у зворотному порядку до його складання.



Група II-го класу 2-го виду. Група II-го класу I-го виду. Механізм I-го класу.

Оскільки механізм у своєму складі має дві групи Ассур 2-го класу, то він є механізмом II-го класу.

4 Формула будови механізму має вид (у скобках вказуються номери ланок, які складають групу; в індексі понизу вказується номер виду групи 2-го класу):

$$I(0,1) \leftarrow II_1(2,3) \leftarrow II_2(4,5).$$

### Оснащення робочого місця

Моделі плоских важільних механізмів, лінійка, олівець.

### Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту

#### Порядок виконання роботи

- 1 Прокручуючи ведучу ланку механізму, з'ясувати характер відносного руху ланок і обрати положення механізму, при якому добре видно їх відносне розташування.
- 2 Скласти кінематичну схему механізму: пронумерувати ланки арабськими цифрами починаючи з ведучої і далі в порядку з'єднання ланок між собою, кінематичні пари позначити великими літерами латинського алфавіту.
- 3 Скласти перелік ланок і кінематичних пар із зазначенням їх назв і класів.
- 4 Визначити ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева.
- 5 Зобразити окремо механізм I-го класу і кожну структурну групу механізму в порядку їх приєднання (зберігши нумерацію ланок і позначення кінематичних пар, прийнятих на схемі механізму). Вказати їх клас, вид і порядок.
- 6 Визначити клас механізму та записати формулу його будови.

7 Оформити звіт по лабораторній роботі.

### Зміст звіту

*Лабораторна робота № 1.*

*Тема: Структурний аналіз плоского важільного механізму*

*Мета роботи:*

1 Схема механізму:

2 Характеристика ланок та кінематичних пар:

*Таблиця 1 – Характеристика ланок механізму.*

Порядковий № ланки	Назва	Характер руху

*Таблиця 2 – Характеристика кінематичних пар механізму.*

№	Позначення пари	Номери ланок, що утворюють пару	Вид пари (характер відносного руху ланок)	Клас пари

3 Ступінь рухомості механізму:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

4 Розкладання схеми механізму на структурні групи і механізм I-го класу:

5 Клас механізму:

6 Формула будови механізму:

*Висновок:* Засвоєні методика складання кінематичної схеми механізму з використанням стандартних умовних позначень та основні принципи структурного аналізу механізмів: визначені ступінь рухомості, клас і формула будови механізмів.

*Роботу виконав \_\_\_\_\_ Дата*

*\_\_\_\_\_ Підпис викладача \_\_\_\_\_*

## Питання для самоконтролю

- 1 Що таке кінематична схема механізму?
- 2 Що таке кінематична пара?
- 3 За якими ознаками і як класифікуються кінематичні пари?
- 4 Що таке кінематичні ланцюги і за якими ознаками вони класифікуються?
- 5 Що таке структурні групи, як визначається клас і порядок структурної групи?
- 6 На скільки та які модифікації поділяються структурні групи II-го класу 2-го порядку?
- 7 За якою формулою визначається ступінь рухомості плоского механізму?
- 8 Чому дорівнює ступінь рухомості структурної групи (групи Ассура)?
- 9 У чому полягає принцип утворення плоских механізмів?
- 10 Як визначається клас механізму?
- 11 Що таке механізм I-го класу?
- 12 Який зміст і порядок проведення структурного аналізу механізму?
- 13 Що таке формула будови механізму?



## **ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ЛАНОК ПЛОСКОГО ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ГРАФІЧНИМ МЕТОДОМ**

**Мета роботи:** *набути практичних навичок побудови планів положень механізму: визначення траєкторій руху ланок та їх окремих точок.*

### **ВКАЗІВКИ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ**

#### **Завдання з самостійної підготовки до роботи**

Студент має знати мету та методи кінематичного аналізу механізмів; у чому полягає і на яких положеннях математичного аналізу базується графічний метод кінематичного аналізу. Треба знати мету і метод засічок побудови планів положень механізмів; креслити кінематичну схему механізму.

#### **Рекомендована література**

1. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с.

### **ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

#### **Програма роботи**

*Для заданого важільного механізму побудувати 12 планів положень, траєкторії руху його окремих точок і ланок використовуючи метод засічок.*

#### **Стислі теоретичні відомості**

Визначення положень ланок механізму, побудова траєкторій окремих його рухомих точок і знаходження переміщень окремих ланок є однією з задач кінематичного

дослідження механізму.

Взаємне положення ланок механізму, який рухається, весь час змінюється, але в кожний момент часу розташування ланок є цілком визначено. Визначення траєкторій точок ланок допомагає уявити картину взаємного положення ланок у проміжку одного періоду руху і намітити контур корпусу механізму, що особливо важливо при переміщенні ланок всередині його, коли існує загроза співудару ланок; для раціонального підбору розмірів ланок, встановлення відповідності рухів робочих ланок машини правильної послідовності технологічного процесу і т.д. Для цього досить широко використовується графічний метод - *метод планів механізму*.

*Планом положень механізму* – це креслення, яке уявляє з себе кінематичну схему ряду послідовних положень ланок механізму, відповідних повному циклу руху його ведучої ланки (рис.1). *Положення механізму* - це зображення кінематичної схеми механізму у вибраному масштабі при відповідному положенні ведучої ланки. Механізм досліджують у деяких (частіше у 12 положеннях) положеннях початкової (ведучої) ланки.

Для розв'язання задачі про положення ланок механізму (планів механізму) треба мати кінематичну схему механізму, розміри всіх його ланок і закон руху початкової ланки. У практиці інженерних розрахунків, як правило, приймають рух ведучої ланки рівномірним ( $\omega_1 = \text{const}$ ).

При побудові планів положень механізму користуються *масштабним коефіцієнтом* (масштабом) довжин, який є відношення дійсного значення зображуваної величини до довжини відрізка, який цю величину зображує на кресленні:

$$\mu = \frac{l_{OA}}{l_{OA}'} \quad \left[ \frac{м}{мм} \right]$$

де -  $l_{OA}$  – задана величина кривошипа OA, м;

$l_{OA}'$  – довжина відрізка OA, яким кривошип буде зображений на кресленні (мм).

При виборі масштабу рекомендують дотримуватися стандартних креслярських масштабів, а також міркувань зручності підрахунків та наочності зображення. Наприклад, масштабу  $M1:1$  відповідає масштабний коефіцієнт  $\mu_1 = 0,001 м/мм$ , масштабу  $M1:2$  відповідає  $\mu_1 = 0,002 м/мм$  і т.ін.

Будову плану положень роблять *методом засічок*, який базується на припущенні, що ланки механізму є абсолютно жорсткі і не змінюють своїх розмірів. Якщо відома довжина ланок, то можна визначити положення будь-якої точки механізму на її траєкторії у будь-який момент часу. Вид кривих, що описують точки різних ланок, залежить від характеру руху ланок. Траєкторії точок обертових ланок (кривошипа, коромисла і куліси) – дуги кіл, описаних з центрів кінематичних пар, створених ними зі стояком. У всіх точок повзунів траєкторії паралельні напрямним. Точки шатунів, які здійснюють складний рух, описують криві II, IV або VI порядку (шатунні криві) в залежності від виду механізму.

Побудову плану положень механізму необхідно починати з визначення крайніх (лівого чи правого або нижнього чи верхнього) положень ведучої ланки.

*Крайнє («мертве») положення механізму* – таке, при котрому ведена ланка знаходиться на початку або в кінці траєкторії; швидкість його дорівнює нулю, а прискорення набуває значення. У кривошипно-коромисловому і кривошипно-повзунному механізмах ведена ланка (коромисло чи повзун) перебуватиме у крайніх положеннях, коли кривошип накладатиметься на шатун або витягуватиметься в одну лінію з ним. У кулісному механізмі ведена ланка (куліса) перебуватиме у крайніх положеннях, коли кривошип і утворять прямиий кут.

За нульове положено приймають те, яке відповідає початку робочого Побудову положень ланок методом засічок розглянемо на прикладі кривошипно–повзунного механізму (рис.1).

Для знаходження положення (траєкторії) ланок механізму та їх окремих точок методом дугових засічок необхідно послідовно розглянути рух кожної ланки від початкової до вихідної у такому порядку, як вони приєднуються до механізму. Кривошип **ОА** здійснює рівномірний обертовий рух ( $\omega = const$ ) навколо нерухомого центра **О**. Шатун **АВ** здійснює складний рух: центр шарніра **А** рухається по колу радіусу **ОА**, центр шарніра **В** – по прямій разом із повзуном, який зв'язаний із шатуном **АВ** і рухається вздовж нерухомої напрямної.

За початкові положення механізму виберемо два положення: I положення при якому кривошип і шатун витягнуться в одну лінію **ОА<sub>0</sub>В<sub>0</sub>**; II – при якому кривошип і шатун будуть накладені один на одного – лінія **ОВ<sub>4</sub>**. У центральному кривошипно-повзунному

механізмі ці лінії збігаються з напрямком руху центра шарніра **B**. Далі, поділимо траєкторію точки **A** на довільно вибране число рівних частин, наприклад 8, як це показано на рис. 1, точки поділу позначимо  $A_0, A_1, A_2, \dots$  у напрямку обертання кривошипа.

Положення точки **B** знайдемо методом дугових засічок, враховуючи, що довжина шатуна **AB** протягом руху залишається незмінною. Для цього з одержаних точок  $A_0, A_1, A_2, \dots$  радіусом **AB** зробимо дугові засічки на траєкторії точки **B**, у результаті чого знайдемо положення центрів шарніра  $B_0, B_1, B_2, \dots$ . З'єднавши точки **A** і **B**, відрізками **AB**, одержимо положення шатуна **AB** і повзуна **B** ( $i = 0, 1, 2, \dots$ ). Таким самим способом побудуємо траєкторію точки **C**, яка лежить на шатуні **AB** (див.рис.1). Для цього з точок  $A_i$ ; робимо на відповідних положеннях шатуна **AB**, дугові засічки радіуса **AC**, з'єднавши послідовно одержані точки **C**, плавною кривою, одержимо траєкторію точки **C**.

Через те, що точка  $C$  лежить на шатуні, її траєкторію називають *шатунною кривою*.

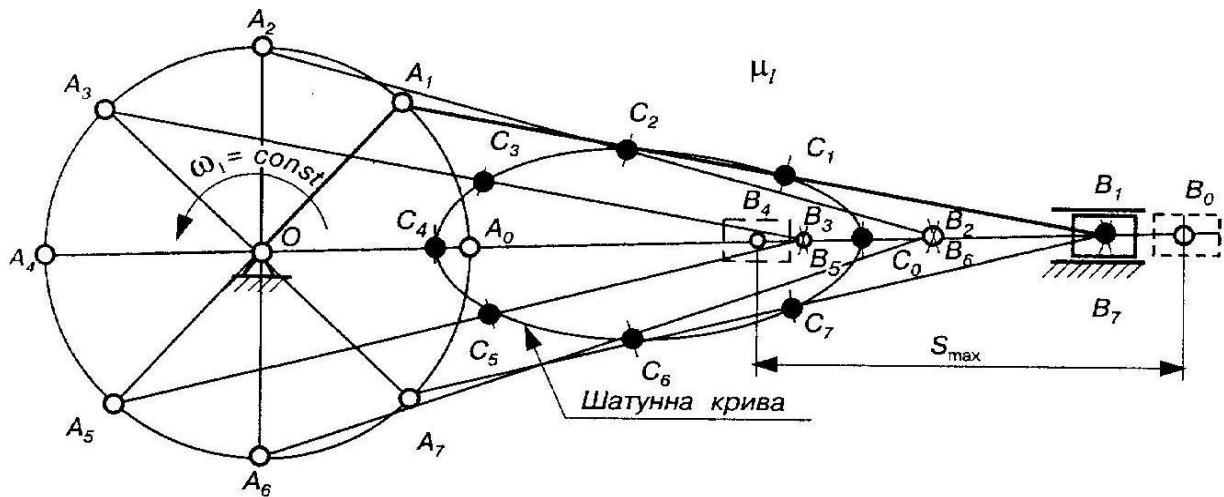


Рис. 1. План положень чотирьохланкового кривошипно-повзункового механізму.

Якщо до складу механізму входять кілька структурних груп, то їх плани будуються аналогічно (рис. 2).

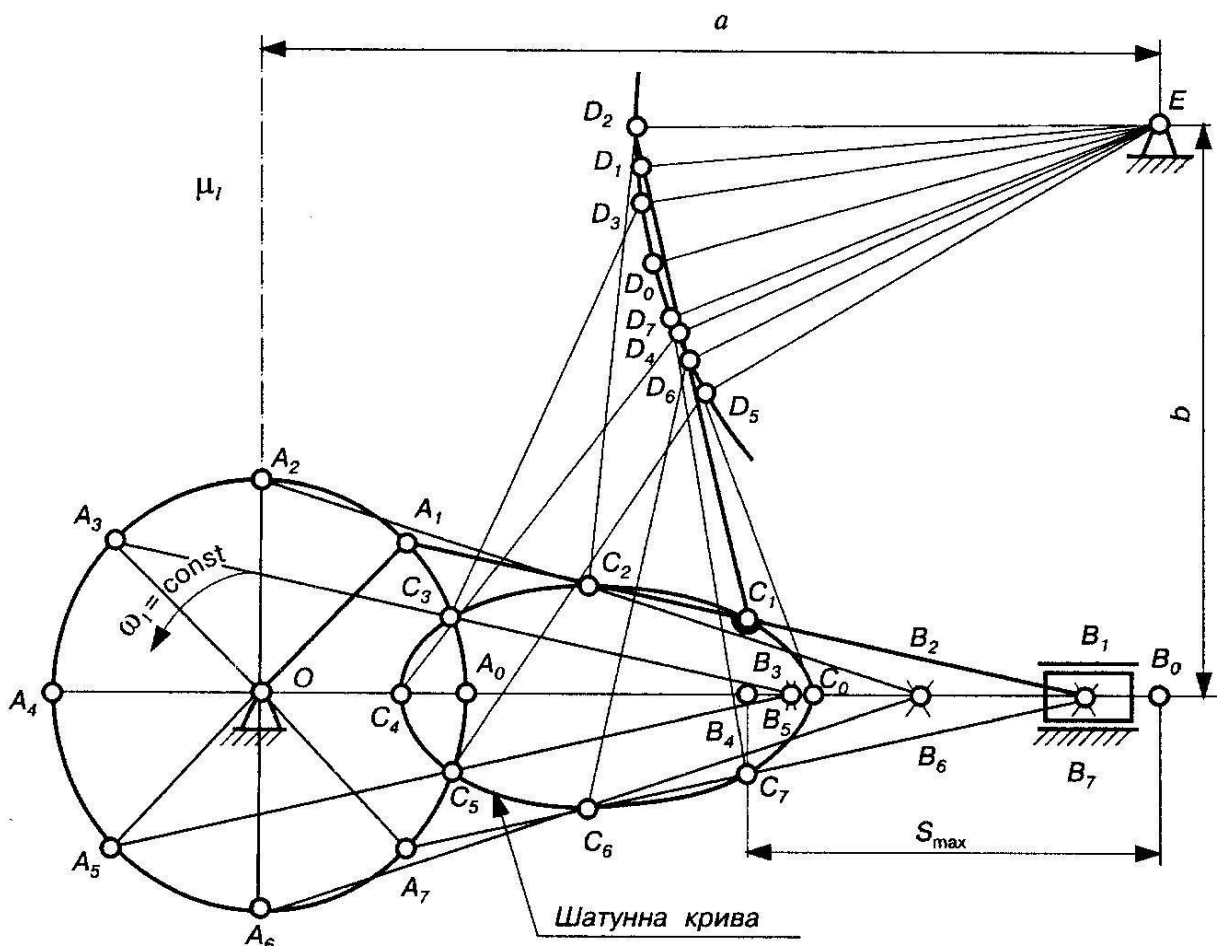


Рис. 2. Плани положення 6-тиланкового важільного механізму.

## Оснащення робочого місця

Модель або кінематичні схеми механізмів, штангенциркуль, кронциркуль, лінійка, циркуль, транспортир, мікрокалькулятор, креслярські прилади.

## Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту

### Порядок виконання роботи

Побудова плану положень механізму виконується на листі міліметрівці формату А3 олівцем.

1 Отримати завдання у викладача (додаток4). Ознайомитися зі структурою механізму, визначити характер рухів, що здійснюють його ланки.

2 Визначити масштабний коефіцієнт плану  $\mu = \frac{l_{OA}}{l_{OA}^m}$  положень  $OA$  дійсна величина кривошипа  $OA, м$ ;  $OA$  – довжина відрізка на кінематичній схемі, мм;

3 Всі інші розміри перевести в масштабні відрізки (скласти табл. 1, див. зміст звіту);

4 Намітити на кресленні центри обертових і направляючі поступальних кінематичних пар;

5 Накреслити траєкторію руху точки А кривошипу і обрати її крайнє положення  $A_0$ ; траєкторію поділити її на 12 рівних частин у напрямку обертання кривошипу від початкового (крайнього) положення  $A_0$ :  $A_1, A_2, A_3, \dots$ ;

6 Методом засічок визначити відповідні положення інших точок ланок механізму і накреслити задану кількість положень механізму;

7 Для побудови траєкторій досліджуваних точок ланок (центрів мас) механізму, виділити їх на кожному положенні відповідних ланок і з'єднати плавною кривою.

*Лабораторна робота № 2*

**Тема: Дослідження руху ланок плоского важільного механізму графічним методом**

*Мета роботи:*

1 Завдання: Для заданої моделі механізму побудувати:

- 12 планів положень механізму; крайнє положення механізму обрати самостійно;
- показати траєкторії руху всіх ланок та їх центрів мас.

Вихідні дані:

1. Масштабний коефіцієнт плану  $\mu =$

положень:

2. Розміри інших ланок і відстані їх центрів мас в обраному масштабі: Таблиця 1-

Розміри ланок механізму

Номер ланки							
Реальна довжина ланки, м							
Довжина ланки на кресленні, мм							

*Висновок:*

Роботу виконав \_\_\_\_\_

Роботу прийняв \_\_\_\_\_ Дата виконання \_\_\_\_\_

### Питання для самоконтролю

- 1 Назвіть задачі і методи кінематичного аналізу механізму.
- 2 Що таке план положення механізму?
- 3 Що таке масштабний коефіцієнт?
- 4 На яких припущеннях базується метод засічок побудови планів положень механізму?
- 5 Які положення механізму називаються крайніми?
- 6 Як визначаються крайні положення кривошипно-повзунного механізму?
- 7 Як визначаються крайні положення кривошипно-коромислового механізму?
- 8 Як визначаються крайні положення кулісного механізму?
- 9 Які види рухів здійснюють ланки важільних механізмів?
- 10 Викладіть методику побудови шатунної кривої.



## КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГРАФІЧНИМ МЕТОДОМ ПЛОСКОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

**Мета роботи:** *набути практичних навичок кінематичного дослідження плоских механізмів методом діаграм.*

### ВКАЗІВКИ ДЛЯ ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

#### Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати мету та методи кінематичного аналізу механізмів; у чому полягає і на яких положеннях математичного аналізу базується графічний метод кінематичного аналізу. Треба знати механічний і геометричний сенси похідної.

#### Рекомендована література

1. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с.

### ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

#### Програма роботи

*Для моделі кривошипно-повзунного скласти кінематичну схему; експериментально визначити і побудувати графік переміщення вихідної ланки (повзуна) в залежності від кута повороту ведучої ланки (кривошипа); застосував метод хорд графічного диференціювання побудувати діаграми швидкості і прискорення вихідної ланки.*

#### Стислі теоретичні відомості

##### Задачі та методи кінематичного аналізу

Задачами кінематичного дослідження механізмів є визначення:

- положень і переміщень ланок та траєкторій руху окремих їх точок;

- швидкостей ланок та окремих їх точок;
- прискорень ланок та окремих їх точок.

Визначення траєкторій точок ланок допомагає уявити картину взаємного положення ланок під час руху і намітити контур корпусу механізму, що особливо важливо при переміщенні ланок усередині його, коли існує небезпека співудару ланок; для раціонального підбору розмірів ланок, встановлення відповідності рухів робочих ланок машини правильній послідовності технологічного процесу і тощо.

Знання швидкостей ланок та окремих їх точок дозволяє визначити потужність, дію сил та кінетичну енергію, приведену масу для розрахунку маховика (наприклад, від швидкості різцетримача стругального верстата залежить стійкість різального інструменту, продуктивність верстату).

Прискорення ланок та окремих їх точок використовують при визначенні сил інерції, які у швидкохідних машинах в десятки, навіть сотні разів перевищують силу ваги самих ланок. Це треба враховувати під час проектування та експлуатації машин.

Графічний метод кінематичного дослідження (полягає у побудові кінематичних діаграм – графіків переміщень, швидкостей та прискорень будь-якої ланки механізму чи окремої її точки у функції часу або переміщення ведучої ланки) характеризується наочністю і відносною простотою, але не забезпечує необхідну точність і дають змогу дослідження тільки окремої точки ланки, а не всього механізму в цілому.

Припущення при проведенні кінематичного аналізу механізму:

- ланки механізму – абсолютно жорсткі, тобто розміри ланок під час руху залишаються незмінними;
- зв'язки між ланками ідеальні, тобто у кінематичних парах відсутні зазори;
- кутова швидкість ведучої ланки – стала, тобто  $\omega_1 = \text{const}$  і дорівнює проектованій середній кутовій швидкості.

Більшість механізмів і машин мають періодичний рух. Під періодом (циклом) руху розуміють проміжок часу, після закінчення якого механізм повертається у початкове положення, а його кінематичні параметри набувають початкового значення. Звідси випливає, що для кінематичного дослідження достатньо одного періоду роботи механізму. Для більшості механізмів період руху визначається одним обертом ведучої ланки - кривошипу.

### **Теоретичне обґрунтування графічного методу кінематичного аналізу**

Під час дослідження різних механізмів часто недостатньо знайти тільки форму шляху – траєкторію руху точки; треба ще знати характер зміни величини пройденого шляху залежно від часу або кута повороту кривошипа (графік

шляху не слід змішувати з траєкторією. Наприклад, точка рухається по траєкторії, яка являє собою коло, а графік шляху є парабола). Для цього будують діаграми лінійних переміщень  $S=S(t)$ , якщо ланка здійснює поступальний рух (або діаграми кутових переміщень  $\varphi=\varphi(t)$ , якщо ланка здійснює обертальний рух).

Маючи один з графіків можна одержати два інших шляхом графічного диференціювання або інтегрування, бо між переміщенням, швидкістю і прискоренням існують залежності:

$$v = \frac{ds}{dt}, \quad a = \frac{dv}{dt} \text{ для поступального руху}$$

$$\left( \text{або } \omega = \frac{d\varphi}{dt}, \quad \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} \text{ для обертального руху} \right).$$

$$\frac{dS}{dt} = \operatorname{tg}\alpha, \quad \frac{dv}{dt} = \operatorname{tg}\beta,$$

де  $\alpha$ ,  $\beta$  – відповідно кути нахилу дотичної до кривої в даній точці функцій  $S=S(t)$  і  $v=v(t)$  (геометрична інтерпретація першої похідної).

При графічному диференціюванні застосовують *метод хорд* (січних). Він ґрунтується на відомій теоремі про скінчений приріст функції: якщо функція, що задана графічно, та її похідна неперервні в будь-якому інтервалі, то хорда, яка стягує цю дугу на цьому інтервалі, паралельна дотичній до кривої, при наймі в одній точці, що належить кривій в середині цього інтервалу. Зменшуючи інтервал, можна досягти того, що дотична і хорда зіллються. Отже, чим менший інтервал, тим точніше буде виконано диференціювання.

Масштаби кінематичних діаграм визначаються по формулам:

- масштаб часу  $\mu_t = \frac{2\pi}{\omega_1 \cdot L} \cdot \frac{c}{\text{мм}}$  ;
- масштаб переміщення  $\mu_s = \frac{S_{\max}}{y_{\max}} \cdot \frac{\text{м}}{\text{мм}}$  ;
- масштаб швидкості  $\mu_v = \frac{\mu_s}{H \cdot \mu_t} \cdot \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$  ;
- масштаб прискорення  $\mu_a = \frac{\mu_v}{H \cdot \mu_t} \cdot \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$  ,

де  $L$ (мм) – відрізок по осі абсцис, що зображує період одного оберту кривошипу;

$u_{\max}$  – відрізок на графіку, що зображує максимальну відстань вихідної ланки від її початкового положення;

$H_1, H_2$ (мм) - відповідно полюсні відстані диференціювання графіків швидкостей і прискорень.

Правильність побудови графіків легко контролюється за характером кривої:

- початкова і кінцева точки ординат графіку за період циклу механізму мають бути однакові;
- проти точок перетину на діаграмі  $[S,t]$  швидкість досягає  $\max$  або  $\min$ , а прискорення дорівнює нулеві;
- проти точок на діаграмі  $[V,t]$  прискорення досягає  $\max$  або  $\min$ .

*Приклад графічного методу кінематичного аналізу:*

Розглянемо метод хорд графічного диференціювання на прикладі кривошипно-повзунного механізму (рис.1), період оберту кривошипа розглянемо у 8-ох положеннях.

Спочатку побудуємо графік переміщення повзуна як функцію часу  $S_B=S_B(t)$ , а потім графічним диференціюванням дістанемо графіки його швидкості  $V_B=V_B(t)$  і прискорення  $a_B=a_B(t)$ .

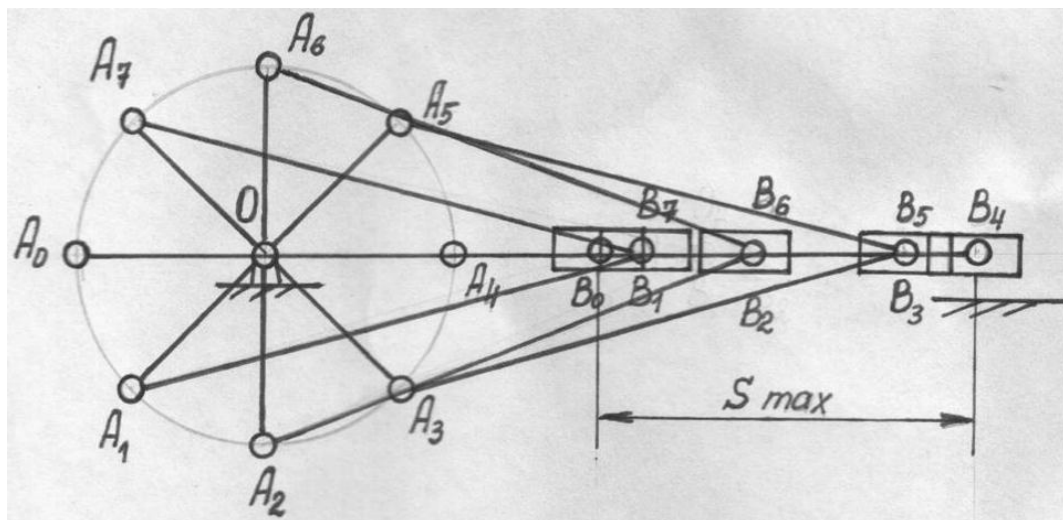


Рис. 1. Кривошипно-повзунний механізм (в масштабі  $\mu_L$ ).

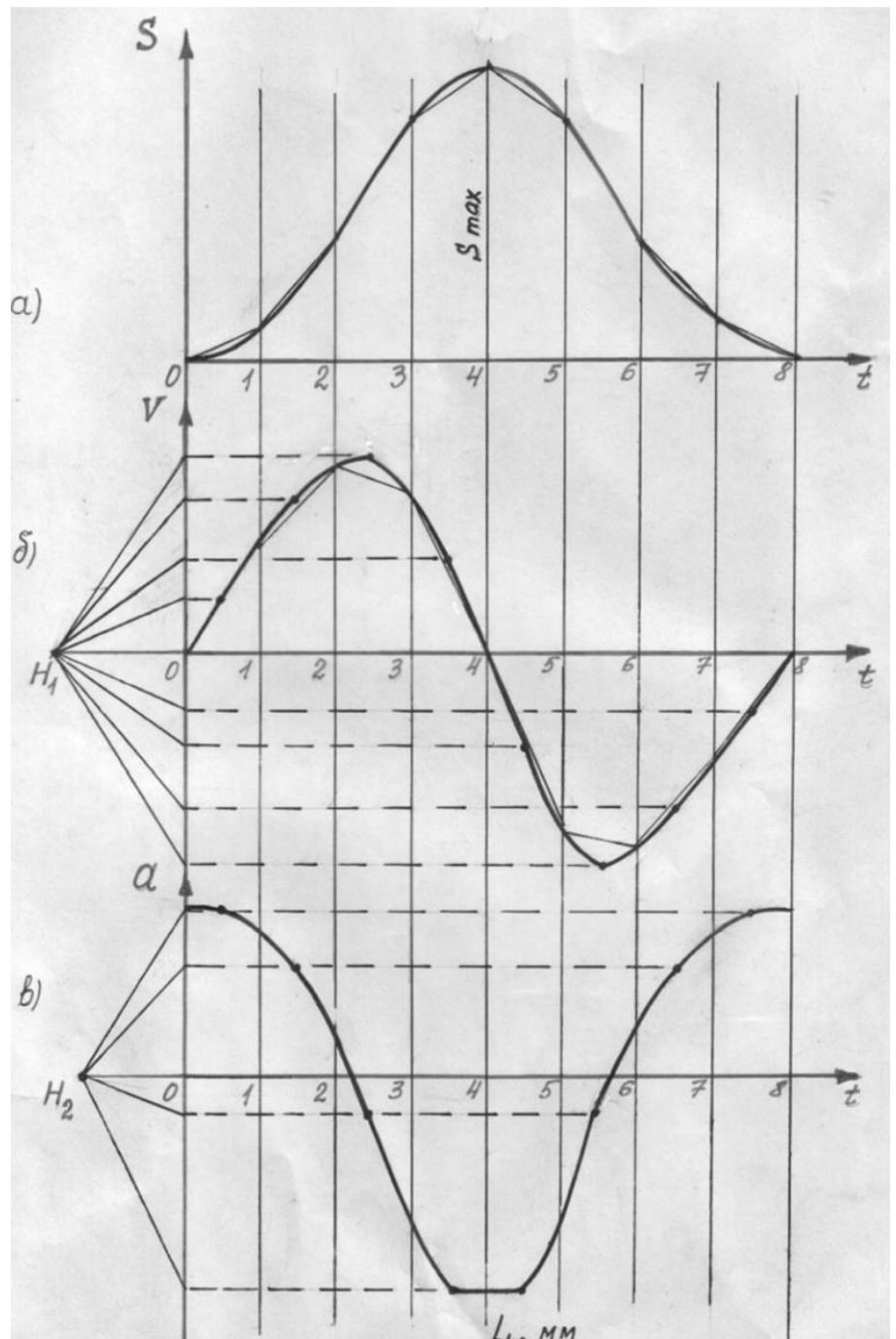
Кінематичні діаграми будуємо на одній базі по осі абсцис (рис. 2). Для побудови діаграм, на осі абсцис відкладемо відрізок  $L$ , мм, що в масштабі  $\mu$  буде часом періоду руху (одного повного оберту) кривошипа, який поділимо на 8 рівних частин (на таку кількість відрізків, на яку розбита траєкторія точки  $A$  кривошипа); в точках поділу креслимо вздовж осі ординат тонкі лінії.

Побудова діаграми переміщення повзуна  $S_B=S_B(t)$  (рис.2.а): відкладаємо на відповідних ординатах переміщення точки **В** повзуна від крайнього його положення **В<sub>0</sub>**. Масштаб графіка шляху  $\mu_s$  можна взяти таким, що дорівнює масштабів планів положень механізму  $\mu_L$ . Якщо графік займає багато місця за висотою, то ординати його треба зменшити, а масштаб відповідно збільшити. Сполучивши точки плавною кривою, дістанемо діаграму пройдених шляхів  $S_B=S_B(t)$ .

Побудова діаграми швидкості повзуна  $V_B=V_B(t)$  (рис.2.б): диференціювання виконується в такому порядку. На проміжках графіку переміщень  $S_B=S_B(t)$  замінюємо криву відрізками прямих (хордами). Обираємо на продовженні осі абсцис (часу  $t$ ) ліворуч від осі ординат графіка швидкості  $V_B=V_B(t)$  довільний відрізок  $H_1$  (полюсну відстань, 15-50 мм).

Із точки  $H_1$  проведемо промені, паралельні відповідним хордам графіка  $S_B=S_B(t)$  до перетину з віссю ординат. Через точки, що дістали, проведемо лінії, паралельні осі абсцис до середини відповідних інтервалів графіка швидкості  $V_B=V_B(t)$ . Згідно з формулою ці відрізки зображують швидкості повзуна в середині цих інтервалів у певному масштабі  $\mu_v$  (січна паралельна дотичній в середині інтервалу). З'єднаємо плавною кривою отримані точки (ординати цих відрізків у середині інтервалів) і дістанемо діаграму швидкості повзуна.

Побудова діаграми прискорення повзуна  $a_B=a_B(t)$  (рис.2.в): графік прискорень повзуна



будується аналогічно  
побудові діаграми  
швидкості повзуна.  
Полюсну відстань  $H_2$   
можна взяти такою, що  
дорівнює  $H_1$ .

*Рис.2. Кінематичні діаграми руху повзуна*



### Оснащення робочого місця

Модель кривошипно-повзунного механізму, лінійка, олівець, лекало.

### Опис установки

Установка складається з моделі плоского кривошипно-повзунного механізму. Пози ведучої ланки закріплено транспортер з поділками через  $30^{\circ}$ . Стрілки на повзуні і лінійка з поділками на напрямній вихідної ланки (повзуна) дає змогу безпосередньо відлучувати її шляхи, що відповідають будь-якому положенню кривошипа.

### Рекомендації щодо виконання роботи й оформлення звіту

#### Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою механізму і накреслити його схему.
2. Поставити ведучу ланку моделі механізму у верхнє положення, яке обирається за початкове. Повертаючи ведучу ланку механізму від її початкового положення, робити заміри по шкалі лінійки шляху веденої ланки через кожні  $30^{\circ}$  оберту кривошипу (у 12-ох положеннях). Заміряні відстані занести в таблицю 1 (див. форму звіту).
3. На окремому аркуші міліметрівки побудувати графік шляху повзуна  $s=s(t)$ , використовуючи дані табл. 1.4
4. Побудувати методом хорд графічного диференціювання криві  $v=v(t)$  і  $a=a(t)$   
(дивись послідовність виконання графічного диференціювання методом хорд на стор.25). При цьому кутову швидкість ведучої ланки вважати сталою  $\omega_1=45\text{с}^{-1}$ .
5. Обчислити масштаби графіків (див. формули на стор.23).

### Зміст звіту

#### Лабораторна робота № 3

Тема: *Кінематичне дослідження плоского важільного механізму*

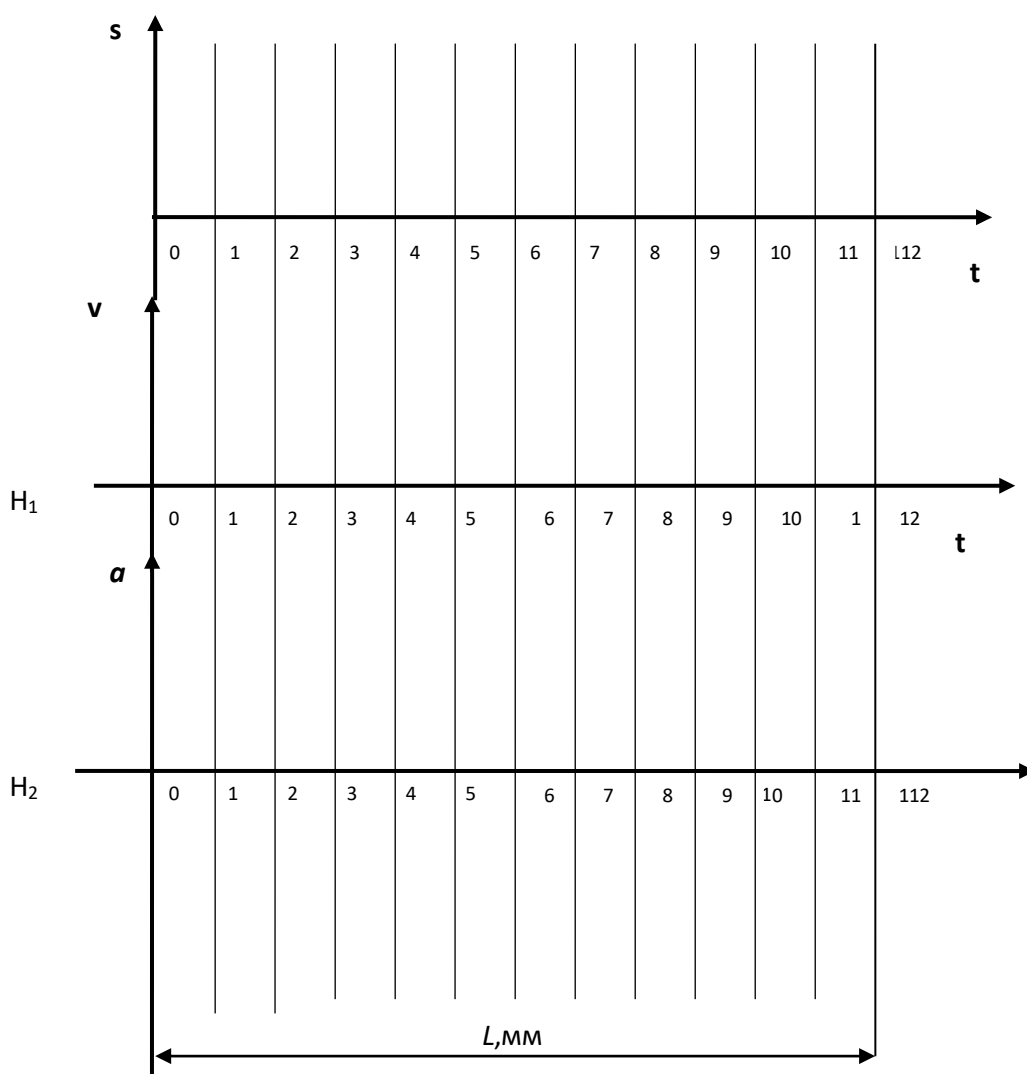
Мета роботи:

- 1 Схема механізму:

2 Значення переміщення повзуна від початкового положення.

№ положення механізму	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Кут оберту кривошипу $\varphi$ , град.	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
Переміщення повзуна (фактичне) $S$ , мм												
Ордината графіка переміщення (в обраному масштабі) $y$ , мм												

3 Побудова кінематичних діаграм  $s=s(t)$ ,  $v=v(t)$  і  $a=a(t)$  (див. рис. 2).



4 Визначення масштабів кінематичних діаграм  $\mu_s, \mu_t, \mu_v, \mu_a$ :

- масштаб часу  $\mu_t = \frac{2\pi}{\omega_1 \cdot L} \cdot \frac{c}{\text{мм}}$  ;



- масштаб переміщення  $\mu_s = \frac{S_{\max}}{y_{\max}}, \frac{\text{М}}{\text{ММ}}$  ;
- масштаб швидкості  $\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_t}, \frac{\text{М/с}}{\text{ММ}}$  ;
- масштаб прискорення  $\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \cdot \mu_t}, \frac{\text{М/с}^2}{\text{ММ}}$  .

*Висновок:* досліджено рух вихідної ланки кривошипно-повзунного механізму графічним методом: побудовані кінематичні діаграми повзуна з застосуванням методу хорд графічного диференціювання.

Роботу виконав \_\_\_\_\_

Роботу прийняв \_\_\_\_\_ Дата виконання \_\_\_\_\_

### Питання для самоконтролю

- 1 У чому полягає графічний метод кінематичного аналізу механізмів?
- 2 Які переваги і недоліки має графічний метод перед іншими методами кінематичного аналізу механізмів?
- 3 Що називають циклом руху механізму?
- 4 Що таке кінематичні діаграми?
- 5 Які вихідні дані необхідні для кінематичного дослідження механізмів?
- 6 На яких положеннях математичного аналізу базується графічний метод кінематичного аналізу?
- 7 Які методи графічного диференціювання Вам відомі?
- 8 На якій теоремі ґрунтується метод хорд графічного диференціювання?
- 9 Чи одне й теж графік шляху і траєкторія руху точки ланки?
- 10 Рух якої ланки механізму досліджується найчастіше, чому?
- 11 Поясніть взаємозв'язок між поведінкою кривих  $S(t), V(t), a(t)$  у характерних їх точках?

## КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

**Мета роботи:** *ознайомитися зі структурою та набути практичних навичок складання кінематичних схем та визначення передаточного відношення планетарного зубчастого механізму аналітичним методом Вілліса.*

### ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

#### Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати призначення, види за різними ознаками (плоскі і просторові; рядові, ступінчасті, планетарні і диференціальні, тощо), структуру і задачі і методи кінематичного аналізу зубчастих механізмів. Навчитись визначати передаточне відношення зубчастих механізмів та окремих ступенів. Засвоїти особистості кінематичного аналізу планетарних механізмів із застосуванням способу Вілліса.

#### Рекомендована література

1. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с.

### ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

#### Програма роботи

*Для заданої моделі плоского планетарного механізму скласти кінематичну схему, визначити ступінь рухомості і передаточне відношення кожного ступеня і механізму в цілому.*

#### Стислі теоретичні відомості

## Структура зубчастих механізмів з рухомими осями

Багатоланкові зубчасті механізми, які мають колеса з рухомими осями, називають *епіциклічними* (відслів – епіцикл – коло, центр якого рівномірно рухається по іншому колу) або *зубчасто-важільними* або *сателітними*. Колеса з нерухомими осями називають *центральною*, або сонячними. Колеса з рухомими осями називають *сателітами*, вони встановлені на ланці, яка обертається і називається *водилом*.

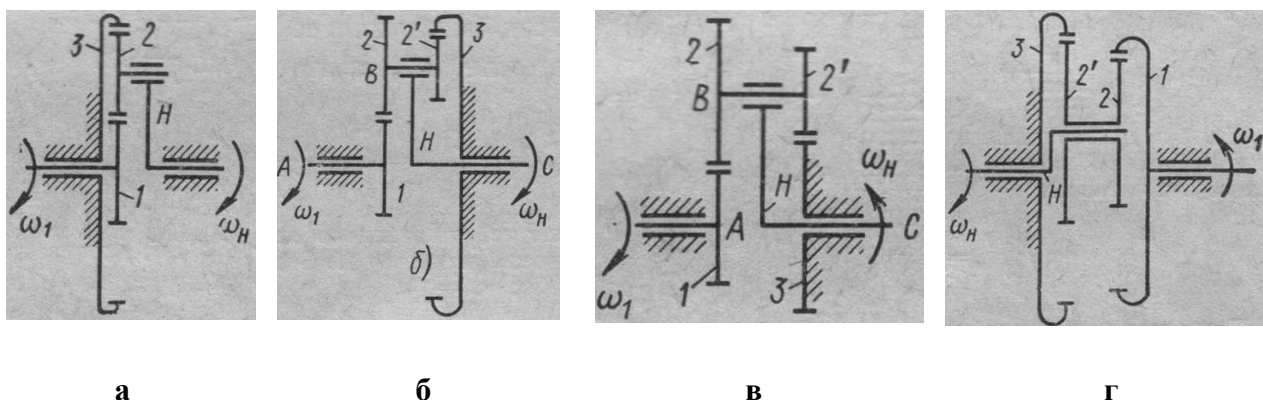
До епіциклічних механізмів належать *планетарні* і *диференціальні*.

Епіциклічна передача, ступінь рухомості якої дорівнює  $W=1$  і одне із коліс якої нерухоме, називається *планетарним механізмом* (рух ланок нагадує рух планет у сонячній системі). Нерухоме колесо називається *опорним*. Планетарні механізми можуть складатися із циліндричних або конічних коліс.

Планетарний механізм виконує редукцію чи мультиплікацію.

Кінематичних схем планетарних передач існує в практиці багато і їх можна створювати незлічену кількість, різних як за структурою, так і за кінематичними та статичними властивостями.

У інженерній практиці найбільш використовуються 4 схеми елементарних співвісних планетарних редукторів із циліндричними колесами – рис.1: **а** – редуктор Джеймса; **б** – з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленням; редуктори Давида: **в** – з двома зовнішніми та **г** – з двома внутрішніми зачепленнями.



**Рис. 1.** Схеми елементарних планетарних редукторів.  
*1* – сонячне колесо; *2, 2'* – сателіти; *3* – опорне колесо; *H* – водило.

Будь-який планетарний механізм можливо перетворити у диференціальний, якщо звільнити опорне колесо від жорсткого зв'язку зі стояком та надати йому обертання та навпаки, будь-який диференціальний механізм можливо перетворити у планетарний,

якщо закріпити одне з його центральних коліс. Ця обставина дає можливість застосовувати однакові методи кінематичного дослідження та проектування редукторів і диференціалів.

### ***Ступінь рухомості плоских зубчастих механізмів***

Ступінь рухомості плоских зубчастих механізмів ( $W$ ) визначається за формулою Чебишева

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (1)$$

де  $n$  – кількість рухомих ланок (ланка в зубчастому зачепленні – це зубчасте колесо і вал, на якому воно закріплено; на схемі механізму зручно рахувати по кількості рухомих осей зубчастих коліс);

$P_5, P_4$  – кількість кінематичних пар п'ятого (типа «підшипник-вал») та четвертого (в даних випадках «зубчасте зачеплення») класів відповідно.

### ***Кінематика планетарних механізмів***

*Передаточне відношення планетарного редуктора від будь-якого колеса  $j$  до водила  $H$  при нерухомому колесі  $k$  дорівнює одиниці мінус передаточне відношення цього ж механізму у перетвореному русі, тобто*

$$i^k_{jn} = 1 - i^n_{jk} \quad (2)$$

Ця залежність про відношення кутових швидкостей у планетарному механізмі називається другою теоремою Вілліса (див. додаток 5).

Якщо передача руху здійснюється від водила до будь-якого колеса, то перед застосуванням формули (2) потрібно використати залежність, яка говорить, що передаточні відношення для одного механізму взаємо-зворотні в напрямках передачі руху, тобто

$$i_{kj} = \frac{1}{i_{jk}} \quad (3)$$

Крім терміну „передаточне відношення”, користуються також стандартним терміном „передаточне число”. На відміну від передавального відношення передавальне число не має знаку.

Якщо багатоланкова зубчаста передача складається з кількох послідовно з'єднаних зубчастих передач, то загальне передавальне відношення такої передачі визначається шляхом множення передавальних відношень передач, що входять до її складу.

Задача про визначення передаточного відношення багатоланкової передачі треба вирішувати у такій послідовності:

- 1) визначити число ступенів передачі (з нерухомими осями і планетарних);
- 2) знайти передаточне відношення кожного ступеня (для планетарного ступеня застосувати метод – зупинки або – обернення руху);
- 3) перемножити передаточні відношення, знайдені у п.2.

Визначимо передаточне відношення від колеса **1** до водила **H** на прикладі редуктора Джеймса (рис. 1.а). Нехай кутові швидкості ланок  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  і  $\omega_H$ .

Скористуємося методом “зупинки” (інверсії) або “обернення руху”: надамо всім ланкам додаткового руху з кутовою швидкістю  $(-\omega_H)$ . Від цього відносний рух ланок не зміниться. Але в перетвореному механізмі водило зупиниться, і механізм з планетарної передачі перетвориться на рядову передачу з нерухомими осями, кутові швидкості якої матимуть значення, наведені в табл. 1.

Передаточне відношення рядової зубчастої передачі (колесо 2 паразитне):

$$i_{13}^H = i_{1223} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \cdot \frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -i_{1H} + 1$$

Таблиця 1 – Кутові швидкості ланок механізму в дійсному і оберненому русі.

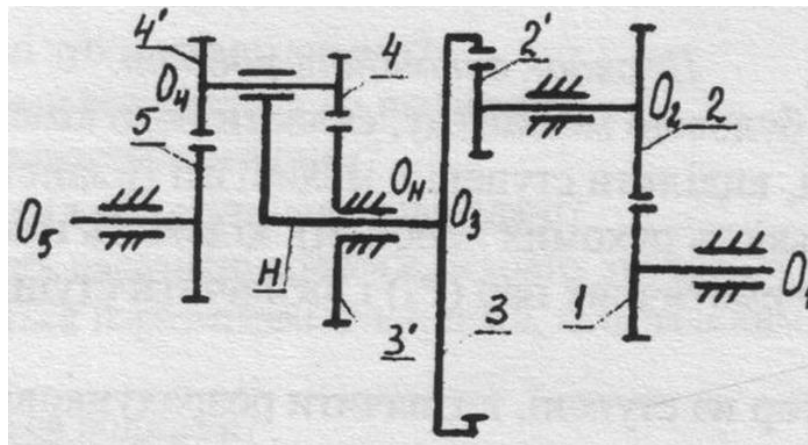
№ ланки	Кутова швидкість ланки дійсного механізму	Кутова швидкість ланки оберненого механізму
1	$\omega_1$	$\omega_1 - \omega_H$
2	$\omega_2$	$\omega_2 - \omega_H$
3	0	$-\omega_H$
H	$\omega_H$	$\omega_H - \omega_H = 0$

Індекс – **n** зверху означає, що водило **H** – нерухоме (умовно зупинене), тобто передаточне відношення визначене за умов нерухомого водила.

Передаточне відношення реального механізму:

$$i_{1H}^3 = 1 - i_{13}^H = 1 - \frac{z_3}{z_1}$$

Приклад визначення ступеня вільності і передаточного відношення зубчастій передачі при  $z_1=13$ ;  $z_2=52$ ;  $z_2'=9$ ;  $z_3=52$ ;  $z_3'=45$ ;  $z_4=11$ ;  $z_4'=11$ ;  $z_5=48$ .



1. Встановлюємо, що зубчаста передача двохступінчаста: перша ступінь двохступінчаста передача з нерухомими осями коліс: від колеса **1** до колеса **3**; друга ступінь (планетарна) – від водила **H** до колеса **5**.

Ступінь вільності визначимо за формулою Чебишева:

$$W=3n-2P_5-P_4=3\cdot 5-2\cdot 5-4=1,$$

де  $n = 5$  – кількість рухомих ланок (вали **O<sub>1</sub>**, **O<sub>2</sub>**, **O<sub>3</sub>**, **O<sub>4</sub>**, **O<sub>5</sub>**);

$P_5= 5$ ,  $P_4= 4$  – кількість кінематичних пар п'ятого (типа «вальниця- вал») та четвертого (типа «зубчасте зачеплення») класів відповідно.

Визначаємо передаточне відношення першого ступеня за формулою

$$i_{13}=i_{12}\cdot i_{2'3}=(-1)^2 \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'} = (-1)^2 \frac{52 \cdot 52}{13 \cdot 9} = 23,11$$

Визначаємо передаточне відношення планетарного ступеня. Оскільки рух передається від водила **H** до колеса **5**, скористаємося залежністю:

$$i_{5H} = \frac{\omega_5}{\omega_H} = \frac{\omega_5}{\omega_{3'}} = \frac{\omega_5}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_{3'}}$$

Застосуємо метод обернення руху і знайдемо знаменник за другою формулою Вілліса

$$i_{5H}^3 = 1 - i_{53}^H = 1 - i_{54}^H i_{43}^H = 1 - \frac{z_4}{z_3} \left( \frac{z_4'}{z_4} \right) \left( \frac{z_3'}{z_3} \right) = 1 - \frac{11 \cdot 11}{52 \cdot 9} = 0,06$$

$$\overline{5)} \quad \overline{4)} \quad \overline{4811}$$

Отже, передаточне відношення планетарного ступеня дорівнює

$$i_{HS}^{3'} = \frac{1}{i_{5H}^{3'}} = \frac{1}{0,06} = 16,67$$

Загальне передаточне відношення зубчастого механізму дорівнює

$$i = i i^{3'} = 23,11 \cdot 16,67 = 385,17$$



## Оснащення робочого місця

Моделі плоских планетарних зубчастих механізмів, лінійка, олівець.

## Рекомендації щодо виконання роботи і оформлення звіту

### Порядок виконання роботи

- 1 Отримати від викладача завдання (додаток б). Ознайомитися з будовою механізму, скласти його кінематичну схему, виділити ступені в механізмі (з нерухомими осями та планетарну);
- 2 Визначити ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева (див. формулу 1);
- 3 Обчислити за формулами передаточні відношення для кожного ступеня та загальне передаточне відношення механізму. При підрахунку передаточного відношення планетарного ступеня механізму застосувати метод обернення руху.
- 4 Одержані дані перевірити експериментально (прокручуванням механізму). Для цього підрахувати число обертів веденого (вихідного) колеса, що відповідає одному обертю ведучого колеса. Порівняти результат з теоретичним.

### Зміст звіту

*Лабораторна робота № 4.*

*Тема: Кінематичний аналіз планетарного механізму*

*Мета роботи:*

- 1 Схема механізму:

Число зубців на колесах: \_\_\_\_\_

- 2 Визначення ступеня рухомості механізму:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 =$$

де  $n$  - кількість рухомих ланок;

$p_4$  - кількість вищих пар 4-го класу;

$p_5$  - кількість нижчих пар 5-го класу.

- 3 Визначення передаточного відношення механізму:

- ступеня з нерухомими осями коліс: \_\_\_\_\_
- планетарного ступеня: \_\_\_\_\_
- загальне: \_\_\_\_\_

Напрямки обертів ведучого і вихідного коліс \_\_\_\_\_

4 Експериментальна перевірка передаточного відношення \_\_\_\_\_

Відносна похибка визначення передаточного відношення теоретичним і експериментальним шляхом складає  $\Delta = \frac{i - i_{\text{експ}}}{i} \cdot 100\% =$

*Висновок:* при дослідженні моделі планетарного зубчастого механізму складена кінематична схема та визначені ступінь рухомості і загальне передаточне відношення аналітичним методом.

*Виконав студент* \_\_\_\_\_ *Дата* \_\_\_\_\_

*Підпис викладача* \_\_\_\_\_

## Питання для самоконтролю

1. Для чого застосовують багатоланкові зубчасті передачі?
2. Які два види багатоланкових зубчастих механізмів з нерухомими осями коліс застосовується в техніці?
3. Які види зубчастих механізмів називаються планетарними?
4. З яких ланок складаються планетарні механізми?
5. Чим відрізняється планетарний редуктор від мультиплікатора?
6. Чому дорівнює ступінь рухомості зубчастих механізмів з нерухомими осями, планетарних і диференціальних?
7. У чому полягає кінематичний аналіз зубчастих механізмів?
8. У чому різниця між передавальним відношенням і передавальним числом зубчастого механізму?
9. За якою формулою визначається передаточне відношення багатоланкових зубчастих механізмів з нерухомими осями?
10. За якою формулою визначається передаточне відношення рядової передачі?
11. За якою формулою визначається передаточне відношення ступінчастої передачі?
12. За якою формулою визначається передаточне відношення планетарних механізмів?
13. Який метод застосовується для визначення передаточного відношення зубчастих механізмів з рухомими осями?
14. Яка послідовність кінематичного аналізу багатоланкового зубчастого механізму?

## УТВОРЕННЯ ПРОФІЛЮ ЗУБА КОЛЕСА ЗА МЕТОДОМ ОБКАТКИ

**Мета роботи:** *наочно опанувати теоретичні основи нарізання евольвентних зубчастих коліс методом огинання інструментальною рейкою.*

### 1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

#### Завдання з самостійної підготовки до роботи

Студент має знати геометрію, елементи і методи виготовлення зубчастих коліс та параметри і властивості евольвентних зубчастих зачеплень. В наслідок того, що розміри зубчастих коліс і самого зачеплення щільно пов'язані з технологією виготовлення, треба детально розглянути зачеплення колеса з евольвентним профілем зуба з зубчастою рейкою. Слід засвоїти такі поняття, як: вихідний контур; кориговані колеса; нульове, від'ємне і додатне колесо; явища підрізу і загострення зубів та умови їх виникнення.

#### Рекомендована література

1. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с.

### 2 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

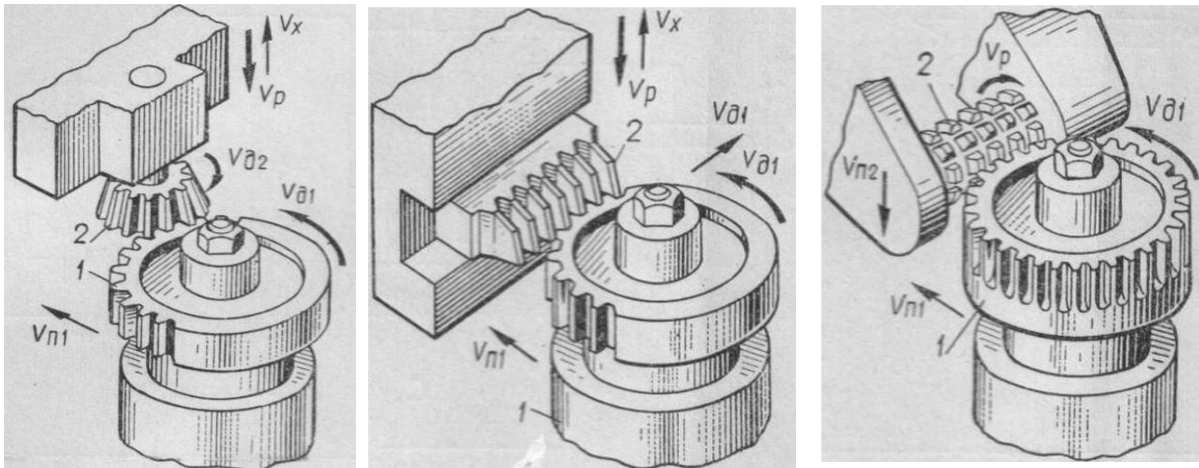
#### Програма роботи

*По заданому модулю і діаметру ділильного кола приладу ТММ-42 для запису профілю зуба ТММ-42 підрахувати основні параметри евольвентного нульового і додатного зубчастих коліс. Побудувати профіль нульового зубчастого колеса шляхом креслення на папері, що закріплений на приладі з моделлю інструментальної рейки; встановити наявність підрізу ніжки зуба. Визначити зміщення рейки приладу, яке необхідне для усунення підрізу і побудувати додатне колесо. Визначити основні параметри нульового і корегованих коліс та порівняти результати.*

#### Теоретичні відомості

## Основні методи виготовлення зубчастих коліс

Методи виготовлення зубчастих коліс тісно пов'язані з теорією зачеплення. Зубчасті колеса з евольвентним профілем виготовляють головним чином методом нарізування на спеціальних зуборізальних верстатах двома методами: *методом копіювання* і *методом огинання* (обкочування, рис. 1).



А

б

в

**Рис. 1.** Нарізування зубчастих коліс за методом огинання: **а** – довб'яком; **б** – рейковим інструментом (гребінкою), **в** – черв'ячною фрезою.

Більш поширено виготовлення зубчастих коліс методом огинання. Для цього застосовують спеціальний різальний інструмент – *рейку* (гребінку), *довб'як* (у формі шестерні) або *черв'ячну фрезу*.

В основі метода огинання лежить та властивість зубчатого зачеплення, що профілі зубів коліс, що знаходяться в зачепленні, є взаємно обгорненими кривими. Тому, якщо контур різальних кромek зубів довб'яка або рейки виконані по евольвентним кривим, то і зубчасте колесо отримаємо з зубцями евольвентного профілю.

*Параметри і положення різального інструменту відносно заготовки визначають геометрію зубчастого колеса.* Інструменту і колесу, що нарізується, надається такий ж відносний рух, як у дійсному зачепленні двох зубчастих коліс або колеса з рейкою. Одночасно інструмент виконує технологічний (різальний) рух і тому і процес нарізування зубів називається *верстатним зачепленням*. Наприклад, при обкатці рейкою остання здійснює поворотно-поступальний рух, перпендикулярний до площини нарізуваного колеса. Заготовка має подвійний рух: обертаючись навколо своєї осі, вона одночасно

переміщується вздовж рейки.

Основна перевага методу огинання – висока точність і можливість одним тим самим інструментом можна різати евольвентні профілі різними параметрами.

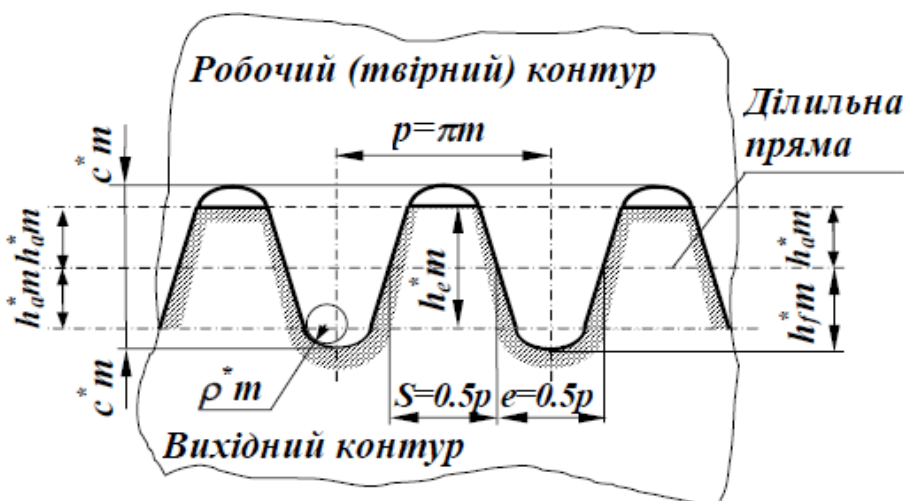
Перевага рейки над довб'яком полягає у тому, що зубці рейки мають прямолінійний профіль, що полегшує її виготовлення і заточку. Недоліком є те, що рейкою можна виготовляти тільки колеса зовнішнього зачеплення, а довб'яком – ще внутрішнього зачеплення.

### Вихідний контур зубчастої рейки

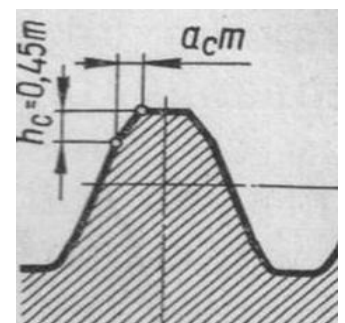
Зубчастий контур рейки, прийнятий за базовий для визначення теоретичних форм і розмірів зуборізального інструмента та колеса, називається *вихідним контуром* так званої основної рейки (рис.3.а; показаний основною лінією). Контршаблон до контуру основної рейки відповідає початковому контуру інструментальної рейки, який відрізняється від основного контуру довгастою головкою зубів для створення радіального зазору (штрихова лінія).

Параметри початкового контуру виражаються в частках модуля і регламентовані для циліндричних коліс ГОСТ 15755-81. Стандартом встановлені такі параметри і коефіцієнти:

- $\alpha = 20^\circ$  – кут головного профілю;
- $h_f = 2h_a^* m$  – глибина заходу;
- $h_a^* = 1$  – коефіцієнт висоти головки зуба;
- $h_f^* = 1,25$  – коефіцієнт висоти ніжки зуба;
- $s = 0,5p$  – товщина зуба на ділильній прямій;
- $c = c^* m$  – радіальний зазор;  $c^* = 0,25$  – коефіцієнт радіального зазору;
- $\rho_f = 0,38m$  – радіус округлення (фланку) у коріння зуба.



а



б

*Рис. 2 Вихідний контур рейки –а; фланкування зубу – б.*

Для забезпечення плавного входження зубів в зачеплення і зниження динамічного тиску на вершині зубців (менше викришувались на вершинах) зуб на вершині вихідного контуру дещо потоншується – зрізується по прямій лінії. Зрізана частина профілю називається фланком, а процес зрізування – фланкуванням. Щоб зробити фланки, на зубах інструменту роблять деякі потовщення на ніжці його біля округлення.  $g=0,45m$  (рис.2.б).

Позитивна властивість інструментальної рейки є простота форми різальної кромки – пряма лінія.

При виконанні лабораторної роботи застосовуються наступні поняття теорії зубчастих зачеплень.

*Модульна пряма рейки* – середня пряма, на якій товщина зуба дорівнює ширині западини і складає половину кроку.

*Ділильна пряма рейки* – пряма, що дотикається ділильного кола колеса.

*Ділильне коло колеса* – коло, на якому крок зачеплення дорівнює кроку інструментальної рейки.

Крок рейки постійний для будь-якої прямій, що паралельна модульній прямій у межах прямолінійного профілю зуба; тому заготовку можна встановлювати так, що ділильне коло колеса дотикається будь-якої цієї прямої, яка і буде ділильною. Якщо ділильне коло колеса дотикається модульній прямій рейки (рис.3.а), то профіль зуба буде *нормальним* (або *нульовим*). У такого колеса висота головки зуба дорівнює модулю, а товщина зуба по ділильному колу дорівнює ширині западини. Якщо інструментальну рейку зміщати, то у цьому випадку ділильне коло колеса з модульною прямою рейки не дотикаються. Відстань між модульною (середньою прямою) і той ділильною прямою, що в процесі огинання перекочується по ділильному колу колеса, називається *зміщенням рейки - x*. Зміщення рейки порівняно з її положенням для нормальних (нульових) коліс у напрямку від центра колеса називається *позитивним зміщенням* „+ x (отримуються *позитивні* або *додатні колеса*; рис.3.б), а в напрямку до центра – *негативним зміщенням* „- x (отримуються *негативні* або *від’ємні колеса*; рис.3.б).

$$x=\xi \cdot m$$

$\xi$  - коефіцієнт зміщення або відносне зміщення

При нарізанні профілю зуба ділительна пряма котиться по ділительному колу без ковзання і, отож, обидві лінії є *центроїдами* у відносному русі рейки і колеса. Точка дотикання центроїд буде *полюсом зачеплення* при нарізанні зубчастого колеса.

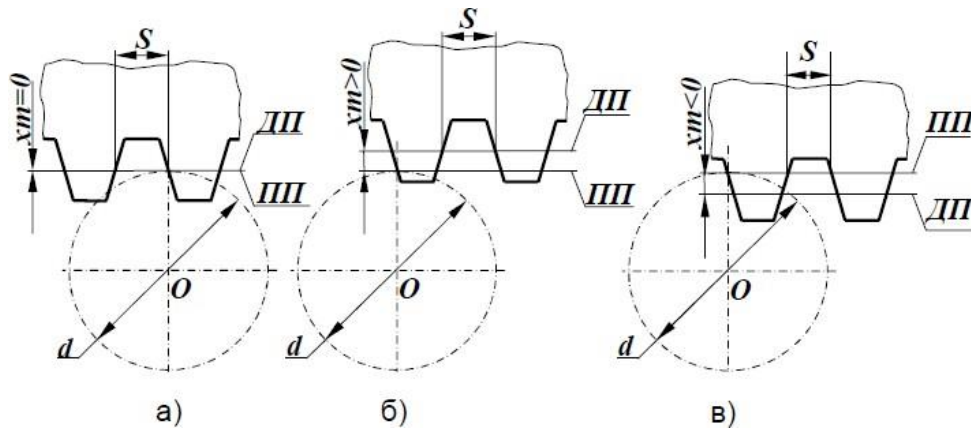


Рис. 3 Схеми нарізування зубчастих коліс: а – нульового; б – позитивного; в – від’ємного.

### Явище підрізу і загострення зуба

При нарізанні за методом обкатки нормального зубчастого колеса з кількістю зубів менш 17 виникає явище *підрізу зуба*. Це відбувається внаслідок того, що робоча ділянка лінії зачеплення виходить поза межі теоретичної лінії зачеплення; вершина ніжки зуба рейки накладається на ніжку зуба колеса (відбувається *інтерференція* або підріз зубців). На відміну від нормального зуба ділянка ніжки підрізаного зуба (рис.4) не буде обмежена не евольвентним профілем. Через те зуб виявиться ослабленим у кореновому перерізі.

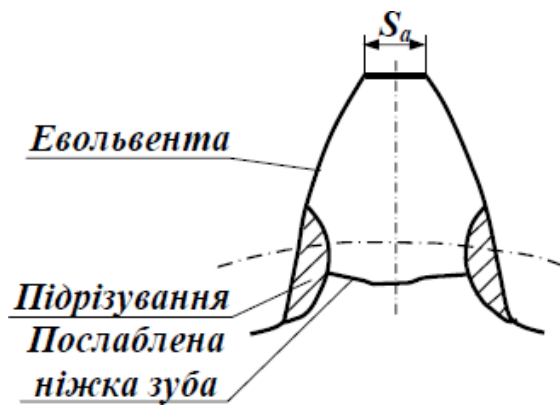
Явище підрізу зубів можна уникнути позитивним зміщенням інструментальної рейки. Мінімальний коефіцієнт відносного зміщення, необхідний для усунення підрізу ніжки зуба при коефіцієнті висоти головки

зубу  $h_a = 1$  і куті профілю  $\alpha = 20^\circ$  дорівнює

$$\xi_{\min} = \frac{17-z}{17}$$



При виготовленні зубчастих передач необхідно уникати загострення зубів коліс (рис.3.б), бо зменшується міцність головок зубів. Загострення



зубів коліс підсилюється з збільшенням коефіцієнта зміщення, прийнятого при його виготовленні. Максимальний коефіцієнт зміщення не може бути визначеним безпосередньо – відсутність загострення може бути виявлено після підрахунку товщини зубів по окружностям вершин. Загострення зуба характеризується його товщиною  $s_a$  на окружності виступів.

Рис. 4 Явище підрізування та загострення зуба.

Необхідно, щоб товщина зубів на колі вершин  $s_a \geq 0,3m$ . Тому, проектуючи передачу, треба перевіряти цю умову. Разом ці умови можна записати так:

$$x_{0,3} \leq x \leq x_{\min}$$

Коефіцієнт зміщення виправлених зубчастих коліс має бути таким, щоб коефіцієнт перекриття був  $\epsilon \geq 1,1$ .

Коефіцієнти зміщення треба обрати такими, щоб не було заклинювання зубчастих коліс, тобто, щоб головки зубів одного з коліс не впиралися в галтелі зуба другого колеса.

Зубчасті колеса, що виготовлені зі зміщеним інструментом називаються *коригованими*, а процес нарізання *коригуванням*.

Коригування зубчастих коліс роблять з метою зменшення габаритів і поліпшення якості зачеплення: усунення підрізу ніжки зуба, збільшення коефіцієнта перекриття, зменшення зносу, збільшення міцності зуба.

При коригуванні *остаються незмінними радіуси основних і ділільних кіл, крок зачеплення. Змінюються в залежності від коефіцієнта зміщення товщина зуба і ширина западини по ділільному колу.*

Позитивне зміщення приводить до збільшення товщини зуба в основі і зменшенню кривини профілю, тому що зуб окреслиться більш віддаленою від основного кола ділянкою евольвенти. Такі зміни форми додають підвищення його міцності. У позитивних коліс товщина зуба по ділільному колу збільшується порівняно з нормальним колесом, у негативних коліс – зменшується, тобто зміщення впливає тільки на товщину зуба по

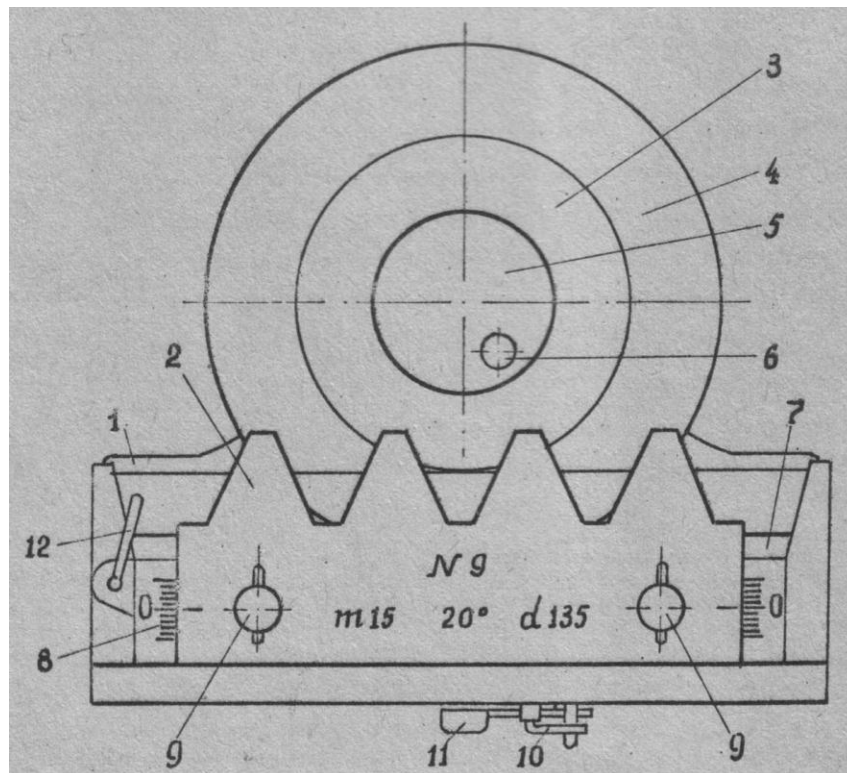
ділильному колу і на розташування ділянки евольвенти, яку використовують.

### **Оснащення робочого місця**

Прилад для креслення профілів евольвенти зубців методом обкатки ТММ-42, папірня заготівка з ватману (паперовий диск), олівець, циркуль.

*Опис приладу ТММ-42*

Загальний вид приладу надано на рис. 5.

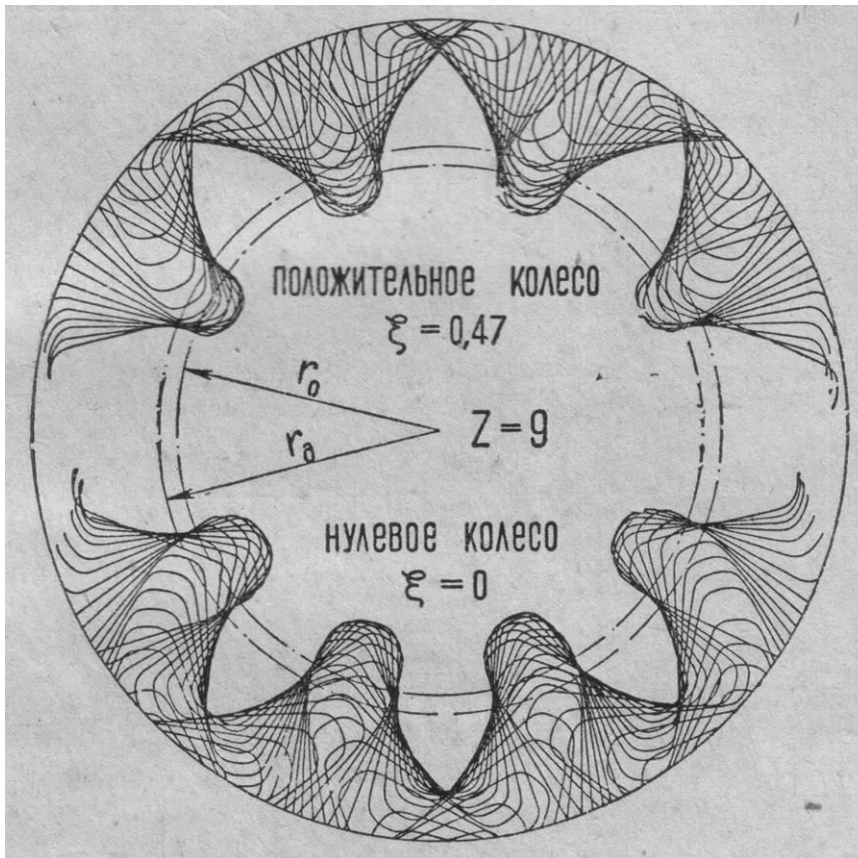


*Рис. 5. Загальний вид приладу ТММ-42.*

На основі **1** змонтовані рейка **2** і диск, складений із двох кругів **3** і **4**, які жорстко з'єднані між собою на загальній осі. Верхній круг **4**, зроблений з органічного скла, призначений для встановлювання паперової заготовки, на якій викреслюються зубці. Паперова заготовка кріпиться на трьох голках верхнього круга за допомогою з'ємної шайби **5**, закріпленої гвинтом **6**. Рейка **2** разом з кареткою **7** може переміщуватися поступально в напрямних основи за допомогою храпового механізму, які приводиться у дію клавішею **11**. Натиском на клавішу рейка переміщається ліворуч на 4-5 мм і фіксується. За допомогою важеля вільного руху **10** рейка може вільно переміщуватися праворуч і ліворуч від руки. Крім того, рейка може переміщуватися у перпендикулярному напрямку до центра диска або від нього; цей зсув відлічується по шкалі **8**; положення рейки на каретці фіксується гвинтами **9**.

Для побудови зубців нульового колеса, необхідно щоб риски на рейці співпадали з нульовим відліком шкали (тільки при цьому початкова пряма є ділильною (середньою) прямою рейки). При зміщенні рейки від нульового положення буде викреслюватися колесо зі зміщенням (позитивним або від'ємним в залежності від напрямку зміщення).

При поступальному русі рейки в напрямних одночасно обертається диск із заготовкою, при цьому ці рухи кінематично пов'язані: у відносному русі круг **3** (ділильне коло) перекочується без ковзання по початковій (ділильній)



напрямній рейки. Такий зв'язок досягається за допомогою устрою, складеного з натягнутого дроту і ексцентрикового механізму, що керується рукояткою **12**. Прозорий верхній круг дозволяє спостерігати переключування ділильного кола по початковій прямій.

*Рис. 6 Зразок паперового диска з накресленими профілями зубців.*

## Рекомендації щодо виконання роботи і оформлення звіту

### Порядок виконання роботи

За заданими величинами, що вказані на рейці приладу, підрахувати основні параметри зубчастого колеса (нульового і додатного), підрахунки занести у таблиці звіту.

Ознайомитися з устроєм приладу.

Виставити прилад на нарізання нульового колеса. На диск **3** закріпити паперовий круг, у котрого діаметр дорівнює діаметру заготовки колеса. Рейку **2** відвести у крайнє праве положення. Олівцем обвести контур зубців рейки, що насунулися на паперовий круг. Натиснув на важіль **11**, переміщуємо рейку на один крок і знову окреслюємо контур зубців рейки. Так продовжуємо поки рейка **2** не займе крайнє ліве положення, а на паперовому крузі буде отримано контур 2-4 зубців.

Зняти паперовий круг з приладу, відмітити місця підрізу евольвентного профілю зубців.

На паперовому крузі накреслити окружності: ділильну, основну, вершин та ніжок; заміряти параметри нульового колеса (товщину зубця і ширину западини) і занести у звіт.

Обчислити величини відносного і абсолютного зміщення рейки.

Налагодити прилад на позитивне зміщення, встановити паперовий диск чистою частиною до рейки та накреслити три зуби додатного колеса метолом, що вказано у п 3.

Зняти паперовий аркуш і заміряти параметри додатного колеса.

Порівняти товщини зубів і ширину западин по ділильним колам з розрахованими по формулам, а також між нульовим і додатним профілями зубів.

### Зміст звіту

#### Лабораторна робота № 5.

*Тема: Утворення профілю зуба колеса за методом обкатки*

*Мета роботи:*

1 Вихідні дані приладу: модуль рейки –  $m =$

кут профілю рейки –  $\alpha = 20^\circ$

діаметр ділильного кола –  $d =$

2 Параметри нульового колеса (коефіцієнт зміщення  $x = 0$ )

Параметр	Формули і підрахунки	Результати
Число зубців колеса	$Z = \frac{d}{m}$	
Діаметр основного кола	$d_b = d \cdot \cos \alpha =$	
Крок зачеплення	$P_t = \pi \cdot m =$	
Товщина зуба по ділильному колу	$S_t = 0,5 \cdot P_t =$	

*Результати виміру накреслених профілів зубців:*

- Товщина зуба по ділильному колу:  $S_t =$
- Ширина западини по ділильному колу:  $e_t =$
- Крок по ділильному колу:  $P_t = S_t + e_t =$
- Товщина зуба по основному колу:  $S_b =$

### 3 Коефіцієнт зміщення $x \neq 0$ (позитивне зміщення)

Величина	Формули і підрахунки	Результати
Коефіцієнт зміщення	$\xi = \frac{17-z}{17}$	
Зміщення рейки	$x = \xi \cdot m =$	
Товщина зубця по ділильному колу	$S_t = 0,5 \cdot P_t + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha =$	

Результати виміру накреслених профілів зубців:

- Товщина зуба по ділильному колу:  $S_t =$
- Ширина западини по ділильному колу:  $e_t =$
- Крок по ділильному колу:  $P_t = S_t + e_t =$

### 4 Підсумки зрівняння параметрів нульового і додатного коліс:

*Висновок:* За допомогою лабораторного приладу ТММ-42 опановано технологію формування евольвентного профілю методом огинання та впливом на форму зуба величини зміщення інструменту у верстатному зачепленні.

Виконав студент \_\_\_\_\_ Дата \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

### Питання для самоконтролю

- 1 Що зветься модулем зубчастого колеса?
- 2 Що зветься кроком зачеплення?
- 3 Який профіль зубців має інструментальна рейка?
- 4 Чому дорівнює стандартний кут зачеплення?
- 5 Які зубчасті колеса зветься нульовими, корегованими?
- 6 Що таке ділильне коло колеса?
- 7 Що таке основне коло колеса?
- 8 Які методи нарізання зубчастих коліс ви знаєте?

- 9 Які переваги методу обкатки?
- 10 Які переваги і недоліки нарізання зубчастих коліс рейкою і довб'яком?
- 11 Що таке вихідний контур рейки?
- 12 Коли виникає явище підрізу зубів?
- 13 Що таке відносне і абсолютне зміщення інструменту?
- 14 По якій формулі визначається мінімальний коефіцієнт зміщення?
- 15 Як залежить товщина зуба колеса по ділильному колу від абсолютного зміщення ?
- 16 Чим відрізняється геометрія зуба коригованого колеса від нульового?
- 17 Яку мету має коригування зубчастих коліс?

## КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

**Мета роботи:** ознайомлення з будовою, принципом дії кулачкового механізму та набуття практичних навичок дослідження закону руху веденої ланки кулачкових механізмів із застосуванням графічного методу.

### 1. ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

#### Завдання з самостійної підготовки до роботи

Ознайомтесь з призначенням і різними типами плоских кулачкових механізмів; їх основними параметрами; з різними законами руху штовхача: без ударних, з «м'якими» і «жорсткими» ударами. Детально розберіть порядок побудови закону руху штовхача,.

#### Рекомендована література

1. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с.

### 2 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

#### Програма роботи

Ознайомитися з будовою моделі кулачкового механізму з поступально рухомим штовхачем; скласти його структурну схему та визначити ступінь рухомості; побудувати закон руху штовхача: діаграму аналога прискорень (функцію положення механізму) та шляхом графічного інтегрування отримати діаграми аналогів швидкостей та переміщень; визначити масштаби діаграм закону руху штовхача.

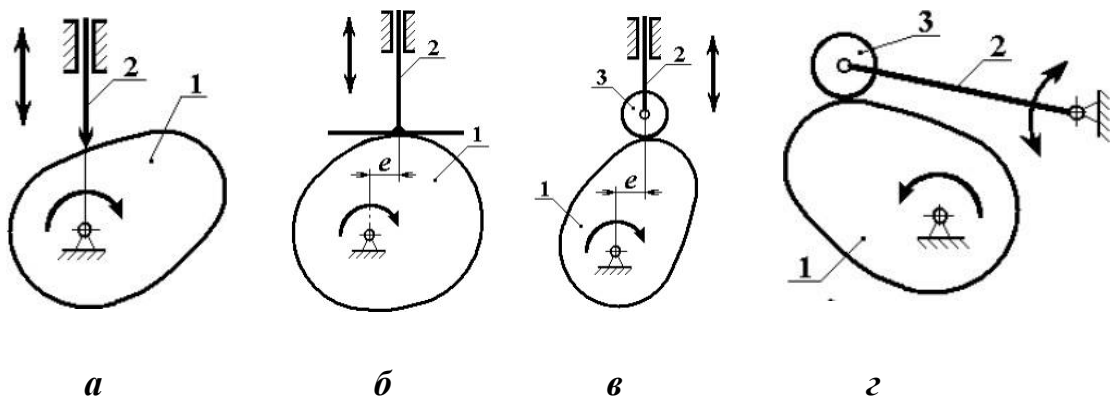


## Стислі теоретичні відомості

*Загальні означення.* Кулачкові механізми призначені для перетворення безперервного руху ведучої ланки (кулачка) з зворотно-поступальний або коливальний рух з зупинками веденої ланки (штовхача) за наперед заданим законом. Використовують ці механізми для узгодження законів руху різних механізмів, що входять до складу машини або агрегату.

Найпростіший кулачковий механізм складається з трьох ланок: кулачка (ведуча ланка), штовхача(ведена ланка) і стояка. Рухомі ланки утворюють зі стояком нижчі кінематичні пари, а одна з одною – вищу. *Кулачком* називається ведуча ланка, яка надає веденій ланці заданий рух, закон якого визначається профілем кулачка. *Профіль кулачка* – це крива, яка отримана в перерізі робочої поверхні кулачка з площиною, перпендикулярною до осі його обертання.

*Штовхач* – це ведена ланка, що взаємодіє з робочою поверхнею кулачка своїм наконечником, який за формою може бути гострокінцевим (рис.1.а), плоским (рис.1.б) або роликівим (рис.1.в). Штовхач, який рухається поступально, називається *штангою* (рис.1.а,б,в), коливально – *коромислом* (рис.1.г), складно – *шатуном*.



**Рис.1** Різновиди кулачкових механізмів: а – з гострим штовхачем;

б – з роликівим штовхачем; в – з плоским штовхачем; г – з коромисловим штовхачем.

Кулачкові механізми бувають просторові і плоскі. Кулачкові механізми називають *центральноними* (рис. 1.а), якщо вісь штовхача проходить через центр обертання кулачка, і *дезаксіальні* (позацентрові) – якщо вісь штовхача зміщена відносно центра обертання кулачка (рис. 1.б, в).

Ступінь рухомості плоского кулачкового механізму визначається за формулою Чебишева і дорівнює одиниці.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

де  $n$  – кількість рухомих ланок (ланка в зубчастому зачепленні – це зубчасте колесо і вал, на якому воно закріплено; на схемі механізму зручно рахувати по кількості рухомих осей зубчастих коліс);

$P_5, P_4$  – кількість кінематичних пар п'ятого (типа «вальниця-вал») та четвертого

(типа «кулачок-штовхач» ) класів відповідно.

*Особливості конструкції.* Кулачкові механізми – це компактні малогабаритні механізми, які досить просто проектуються, і дозволяють з високою точністю відтворювати задані закони руху ланок від циклу до циклу. Особливості конструкції всіх типів кулачкових механізмів визначаються наявністю вищої кінематичної пари. Високий тиск в цій парі є причиною інтенсивного зносу елементів ланок, які її утворюють. А звідси виникає необхідність зміцнення контактних поверхонь та заміні тертя ковзання тертям кочення, тобто постановці ролика на штовхач. Крім того необхідність примусового замикання вищої кінематичної пари ускладнює конструкцію.

Способи замикання поділяються на силові та геометричні. Силовий спосіб, як правило, реалізується постановкою пружного елемента (пружини), який діє на штовхач. А геометричні способи пов'язані з накладанням додаткових геометричних в'язей на ланки, що утворюють вищу кінематичну пару.

Застосовують, наприклад, пазові, дводискові кулачки, рамкові механізми і т.ін.

Основні положення геометрії та кінематики кулачкового механізму розглянемо на прикладі центрального механізму (рис. 2).

*Основні елементи кулачкового механізму.* Переріз циліндричної поверхні кулачка площиною, паралельною площині руху механізму, дає криву, яка називається *дійсним (практичним) профілем кулачка*, який характеризується наступними елементами (рис.2.а):  $r_0(R_{min})$  – мінімальний радіус дійсного профілю кулачка (або радіус основної шайби) – коло мінімального радіуса, центр якого співпадає з центром обертання кулачка;

$s$  – хід штовхача ( $\psi$  кут коливання коромисла для коромислових кулачкових механізмів) – шлях  $S_{max}$ , пройдений вістрям штовхача або центром ролика, із одного крайнього положення в інше. Для коромислових механізмів існує поняття *кутового ходу*  $\psi_{max}$ , що являє собою максимальний кут розмаху коромисла;

$e$  – ексцентриситет (дезаксіал) – це відстань осі руху штовхача від осі обертання кулачка;

*Фази руху штовхача.* Для всіх кулачкових механізмів, незалежно від конструкції, характерними є такі фази руху вихідної ланки, які визначають геометрію кулачка (рис. 1):

Рух штовхача за один оберт кулачка в загальному випадку має чотири фази; кути повороту кулачка, відповідні цим фазам, називають *фазовими кутами* (рис.2):

$\varphi_{в}$  – фазовий кут віддалення штовхача - кут повороту кулачка, коли штовхач віддаляється від самого близького до центру кулачка положення до самого далекого;

$\varphi_{д.в.}$  – фазовий кут далекого вистою (верхньої зупинки) штовхача – кут обертання кулачка, коли штовхач стоїть у верхньому далекому від центру кулачка положенні;

$\varphi_{н}$  – фазовий кут наближення (повернення) штовхача – кут повороту кулачка, під час якого штовхач повертається в саме близьке положення до центру кулачка;

$\varphi_{б.в.}$  – фазовий кут ближнього вистою (нижньої зупинки) штовхача – кулачок обертається, а штовхач стоїть нерухомо в самому близькому положенні до центра кулачка.

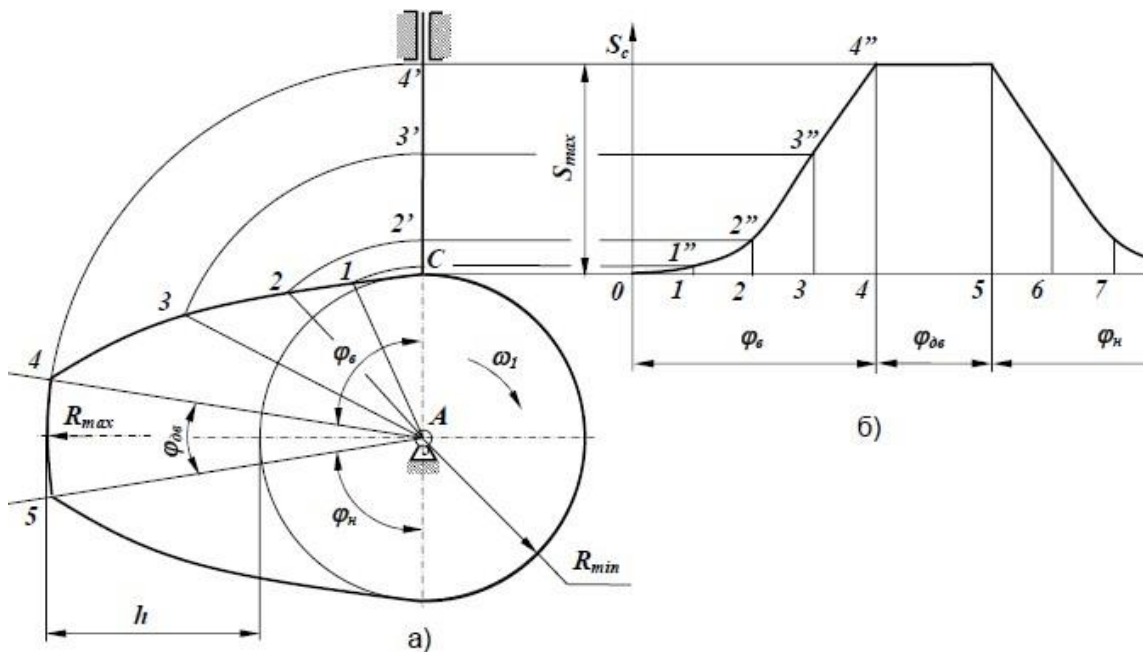
Іноколи один або два фазові кути стояння можуть бути відсутніми.

Повний цикл руху штовхача такого механізму у загальному випадку складається із чотирьох фаз:

$$\varphi_{від} + \varphi_{д.с.} + \varphi_{наб.} + \varphi_{б.с.} = 2\pi = 360^\circ$$

Частину профілю кулачка, що складається із ділянок віддалення, дальнього стояння і наближення, називають *робочим профілем* кулачка. Кут, що відповідає цій частині профілю, називають *кутом робочого профілю* кулачка.

$$\varphi_p = \varphi_{від} + \varphi_{д.с.} + \varphi_{наб.}$$



**Рис. 1** Профіль кулачка з основними параметрами (а) та типова діаграма переміщення штовхача (б).

*Закони руху веденої ланки (штовхача).* Під законом руху вихідної ланки кулачкового механізму розуміють залежність переміщення, швидкості і прискорення від часу (або кута повороту кулачка). Закони руху вихідних ланок задаються, переважно, або аналітично у вигляді рівнянь, або графічно – у вигляді відповідних графіків. Оскільки рух кулачка в більшості випадків, що зустрічаються на практиці, відповідає рівномірному обертанню, то зручніше користуватися графіками.

Розрізняють закони руху вихідної ланки кулачкових механізмів трьох видів: *безударні*, з «м'якими» та «жорсткими» ударами. Закони руху, в яких прискорення вихідної ланки змінюються миттєво на скінчену величину, викликають «м'які» удари. Закони руху, в яких прискорення вихідної ланки змінюються миттєво на нескінчену величину, викликають «жорсткі» удари. Закони руху, в яких прискорення вихідної ланки змінюються поступово (без стрибків), є безударними.

Найбільше використання мають кулачки, які забезпечують плавну зміну прискорення штовхача.

*Кінематичне дослідження кулачкових механізмів.* Задачею кінематичного аналізу кулачкових механізмів є визначення закону руху штовхача за заданим законом руху кулачка, тобто визначення переміщень, швидкостей та прискорень веденої ланки –

штоухача. Існують аналітичні і графічні методи аналізу. Графічний метод відрізняється простотою та наочністю але поступається аналітичному методу точністю розрахунків. В даній роботі застосовується саме графічний метод, який базується на побудові і обробці кінематичних діаграм руху штоухача.

Закон руху вихідної ланки визначається профілем кулачка і є основною характеристикою механізму. Якщо закон руху кулачка не заданий, то визначають кінематичні характеристики штоухача у функції узагальненої координати механізму – кута повороту кулачка. Тобто визначають його

функцію положення  $S=S(\varphi)$  і аналоги швидкостей  $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$  та прискорень

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi).$$

### Оснащення робочого місця.

Моделі кулачкових механізмів, креслярські принади.

### Рекомендації щодо виконання роботи і оформлення звіту Порядок виконання роботи

- 1 Скласти структурну схему механізму.
- 2 Визначити ступінь рухомості даного кулачкового механізму за формулою Чебишева.
- 3 Визначити максимальний хід штовхача  $S_{\max}$ , мм, , а також фазові кути: віддалення  $\varphi_{\text{в}}$  і повертання  $\varphi_{\text{п}}$  (для лабораторної роботи  $\varphi_{\text{в}}=\varphi_{\text{п}}$ ), дальнього стояння  $\varphi_{\text{д.с}}$  та близького стояння  $\varphi_{\text{б.с}}$ .
- 4 Побудувати діаграму аналога прискорень штовхача в функції кута повороту кулачка  $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$  в довільному масштабі для кута віддалення  $\varphi_{\text{в}}$ , який поділити на 8 рівних частин.
- 5 Побудувати діаграму аналога прискорень швидкостей функції кута повороту кулачка  $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$  шляхом графічного інтегрування діаграми  $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ .
- 6 Побудувати діаграму переміщень штовхача в функції кута повороту кулачка  $S=S(\varphi)$  шляхом графічного інтегрування діаграми  $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ .
- 7 Визначити масштабні коефіцієнти діаграм закону руху штовхача за

формулами:  $\mu_{\varphi} = \frac{\pi\varphi_{\text{с}}}{180^{\circ}x}, 1/\text{мм};$   $\mu_{\varphi} = \frac{S_{\max}}{y_{\max}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}} ;$

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{H_1\mu_{\varphi}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}; \quad \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{H_2\mu_{\varphi}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

де  $x$  – довжина відрізка по осі абсцис, що зображує кут віддалення, мм;

$U_{max}$  – максимальна ордината графіка переміщення штовхача, мм;

$H_1, H_2$  – полюсні відстані інтегрування, мм.

8 Провести аналіз побудованих діаграм.

### Зміст звіту

*Лабораторна робота № 6.*

*Тема: Кінематичний аналіз плоского кулачкового механізму*

*Мета роботи:*

1 Схема механізму:

2 Ступінь рухомості механізму (зайву ступінь рухомості, яку вносить ролик разом з кінематичною парою, що він утворює зі штовхачем вилучаємо) визначаємо за формулою Чебишева:

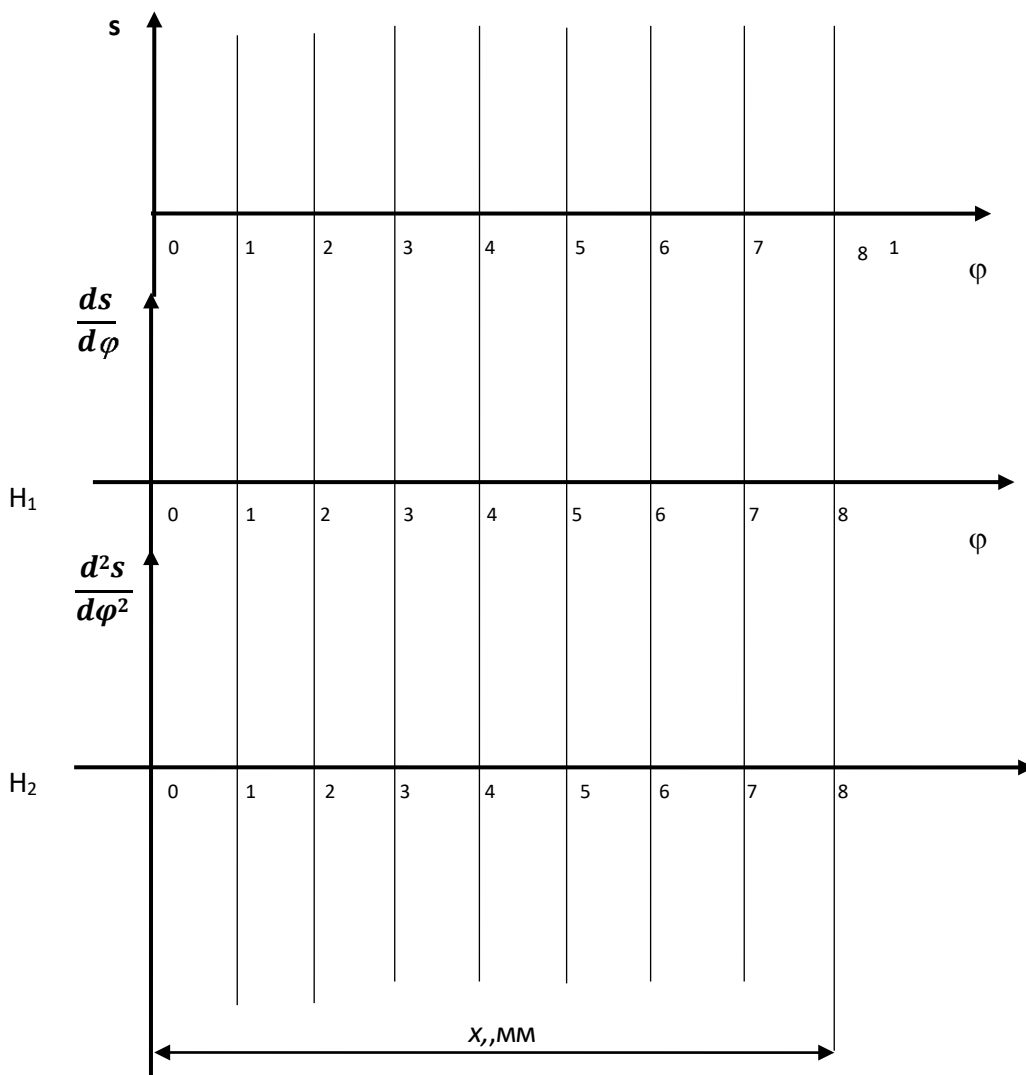
$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

3 Графічна залежність аналога прискорень  $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ :

4 Вихідні дані:

- фазові кути кулачка, град:  $\varphi_{в} = \varphi_{д.с.} = \quad \varphi_{п} = \quad , \varphi_{б.с.} = \quad ;$
- максимальний хід штовхача  $S_{max} = \quad$  мм.

5 Закон руху штовхача:



## 6 Масштаби закону руху штовхача:

*Висновки:* заданий кулачковий механізм має ступінь рухомості  $W=1$  (при наявності зайвого ступеня рухомості – ролика); у відповідності заданого аналога прискорень побудовано кінематичні діаграми закону руху штовхача (зробити висновки щодо наявності ударів у вищій кінематичній парі - кулачок-штовхач та їх характеру (- м'які, - жорсткі), користуючись діаграмою аналога прискорень штовхача).

Роботу виконав \_\_\_\_\_ Дата \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## Питання для самоконтролю

- 1 Які механізми називаються кулачковими?
- 2 Назвіть типи кулачкових механізмів.
- 3 Назвіть основні сфери застосування кулачкових механізмів.
- 4 Назвіть особливості конструкції, притаманні всім кулачковим механізмам.
- 5 Перелічіть основні переваги і недоліки кулачкових механізмів.
- 6 Які є способи замикання кінематичної пари між кулачком та штовхачем?
- 7 Чому дорівнює ступінь вільності плоского кулачкового механізму?
- 8 Які фази руху штовхача містить повний цикл у загальному випадку?
- 9 Які кути повороту кулачка складають повний його оберт?
- 10 Яка частина профілю кулачка називається його робочим профілем?
- 11 Що називається ходом штовхача?
- 12 Які засоби застосовуються в кулачкових механізмах для зменшення тертя?
- 13 Що називається законом руху веденої ланки кулачкового механізму.
- 14 Назвіть основні три види законів руху кулачкового механізму.
- 15 Що називається жорстким та м'яким ударом у вищій кінематичній парі?
- 16 Як уникнути ударів у кулачкових механізмах?



## ГРАФІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ З ПОСТУПАЛЬНО РУХОМИМ РОЛИКОВИМ ШТОВХАЧЕМ

**Мета роботи:** *опанувати практичні навички синтезу плоских кулачкових механізмів з поступально рухомим штовхачем з роликом графічним методом.*

### 1 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

#### Завдання з самостійної підготовки до роботи

Треба знати, що таке кути тиску і передачі руху і як вони впливають на роботу кулачкового механізму. Детально розберіть порядок проектування кулачкового механізму: задачі динамічного і кінематичного синтезу. Треба знати сенс метода обернення руху.

#### Рекомендована література

1. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с.

### 2 ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ

#### Програма роботи

*Опанувати теоретичні питання графічного методу синтезу кулачкових механізмів. Виконати синтез профілю кулачка за заданим законом руху штовхача згідно варіанту вихідних даних.*

#### Стислі теоретичні відомості

Кулачковий механізм в більшості випадків є складовою частиною загальної кінематичної схеми проектуємої машини. Тому проектування кулачкових механізмів виконується після намітки загальної компоновки машини, проектування її робочих органів, визначення основних кінематичних параметрів руху кулачкового вала,

встановлювання тривалості і послідовності виконання окремих елементів руху веденої ланки кулачкового механізму, обрано закон його руху.

До конструкції кулачкового механізму пред'являють ряд вимог. Механізм повинен мати мінімальні габарити, обмежене динамічне навантаження, максимальний к.к.д., важлива також безшумна робота кулачкового механізму.

При синтезі кулачкових механізмів у більшості випадків ставиться умова: отримати механізм найменших розмірів за відсутності його заклинювання.

Одним з критеріїв, який впливає на розміри кулачкового механізму є кут тиску.

*Кут тиску.* Гострий кут  $\theta$ , що утворений напрямом сили  $\mathbf{F}$  тиску кулачка на штовхач і вектором швидкості штовхача називається *кутом тиску* (рис. 10.13).

При проектуванні механізмів з вищими парами цей кут має суттєве значення.

Зауважимо, що кут тиску є величиною змінною. Кут  $\gamma$ , що доповнює кут тиску до  $90^\circ$ , називається *кутом передачі руху* ( $\gamma = 90^\circ - \theta$ ). При досягненні кутів більше припустимого, можливий перекус осі штовхальника в направляючій.

Величина кута  $\theta$  обмежується, з одного боку, умовою не заклинювання (тобто він не може бути як завгодно великим), а з іншого – величиною ККД механізму, який зростає зі зменшенням цього кута. Друга умова є вирішальною: зазвичай оптимальний кут  $\theta$  вибирають з умови оптимального к.к.д., але він має бути меншим від отриманого з умови не заклинювання.

При збільшенні кута тиску до деякого значення  $[\theta]$ , що називається *критичним*, виникає явище *заклинювання* (самогальмування). Для нормальної роботи кулачкового механізму, кут тиску при будь-якому положенні кулачка має бути меншим за допустимий кут тиску, тобто  $\theta < [\theta]$ .

Для кулачкових механізмів з поступально рухомим штовхачем допустимий кут тиску дорівнює:  $[\theta] = 25^\circ \text{ } 35^\circ$ . Для кулачкового механізму з хитним штовхачем допустимий кут тиску дорівнює:  $[\theta] = 35^\circ \text{ } 40^\circ$ . Кут тиску в кулачковому механізмі залежить від розмірів кулачковою шайби: чим вона більше, тим кут тиску менше. Зрозуміло, що кулачковий механізм буде працювати тим краще, чим менший кут тиску, оскільки миттєвий коефіцієнт корисної дії кулачкового механізму зменшується зі зростанням кута тиску.

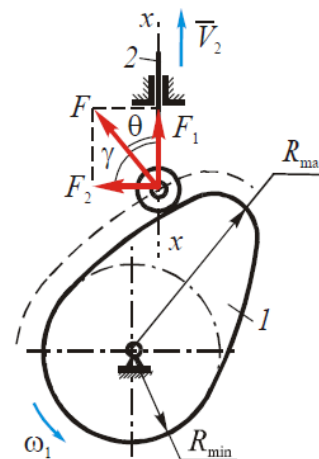


Рис. 10.13 Механізм з нецентрально поступально рухомим штовхачем, оснащеним роликком

Задача синтезу кулачкового механізму – це побудова профілю кулачка для відтворення необхідного закону руху веденої ланки (штовхача) за відомим законом руху кулачка.

Задачу синтезу кулачкових механізмів розбивають на *два етапи*. На першому етапі за заданими законом руху штовхача і допустимим кутом тиску (або кутом передачі руху) та іншими параметрами визначають мінімальний радіус кулачка (методика розрахунку цього параметра залежить від типу механізму), щоб була забезпечена надійна робота механізму. Цей етап називають *динамічним синтезом*. Введення *ексцентриситету зменшує габарити кулачкового механізму*. На другому етапі здійснюють *кінематичний синтез* (або *профілювання кулачка*), задачею якого є побудова такого профілю кулачка, який примусив би штовхач рухатись відповідно до заданого закону його руху. В основі графічного методу побудови профілю кулачка лежить метод обернення руху, який дозволяє розглядати замість абсолютного руху штовхача його рух щодо кулачка і полягає в наступному: усій системі, тобто, кулачку, штовхачу та його напрямним, надається кутова швидкість, яка дорівнює за величиною, але протилежна за напрямом кутовій швидкості кулачка, тоді кулачок вважається зупиненим, а штовхач рухається навколо центра кулачка, продовжуючи торкатися профілю; при цьому відносний рух ланок не зміниться.

Методика визначення мінімального радіуса кулачка за умови обмеження кута тиску. Заданими в цій задачі мають бути закони руху штовхача та допустимі кути тиску  $\theta_{\max}$  або передачі руху  $\gamma_{\min}$ .

1 Будується циклограма руху штовхача у координатах  $s - \frac{ds}{d\varphi}$ , виключаючи з діаграм руху штовхача параметр  $\varphi$  (рис. 2.б). При цьому величини масштабних коефіцієнтів  $\mu_s$  і  $\mu_{ds}$  циклограми мають бути однаковими

$$(\mu_s = \mu_{ds}).$$

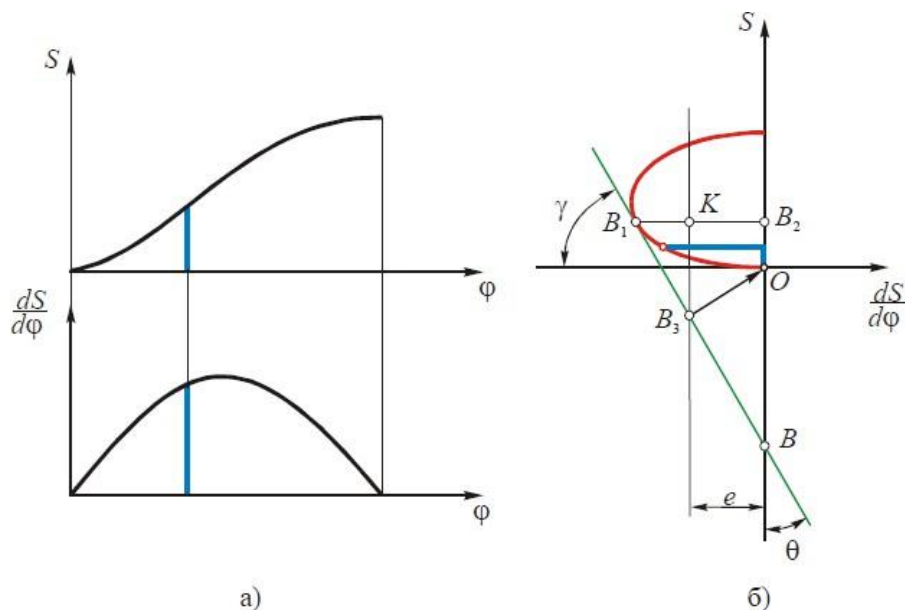
При силовому замиканні можна обмежитись побудовою циклограми тільки для кута віддалення  $\varphi_*$  (рис. 2.б), оскільки при опусканні штовхач рухається під дією замикаючої сили; при геометричному замиканні будувати циклограму треба для повного кута повороту кулачка.

2 Визначають мінімальний радіус кулачка  $r_0$ . Для цього потрібно під кутом  $\theta_{\max}$  а до осі  $S$  провести дотичну до циклограми  $s - \frac{ds}{d\varphi}$ . Для боу in m  $\mu_l \cdot OB = r_0$  центрального механізму ( $e=0$ ) точка її перетину з віссю  $S$  визначає величину  $R_{\min}$  в масштабі будови:

$$\mu_l \cdot OB = r_0$$

Якщо задано ексцентриситет, то, проводячи пряму, паралельну до осі  $S$  на відстані  $e$  (рис. 2.б), тоді

$$\mu_l \cdot OB_3 = r_0$$



**Рис. 2** Визначення мінімального радіуса кулачка:  
а – кінематичні діаграми руху штовхача; б – циклограма руху.

З рис. 2.б видно, що за однакових кутів  $\theta = \theta_{\max}$  мінімальний радіус кулачка центрального механізму більший, ніж у механізму з ексцентриситетом.

Введення ексцентриситету зменшує габарити кулачкового механізму.

*Методика профілювання кулачка за заданим законом руху штовхача.*

Визначимо переміщення точки  $A$  штовхача кулачкового механізму з центральним поступально рухомим штовхачем при повороті кулачка на кут  $\phi$  з кутовою швидкістю  $\omega_1$  (рис. 4).

1 Застосуємо принцип оберненості руху. Надамо всьому механізму кутову швидкість  $-\omega_1$ . Тоді кулачок **1** зупиниться, а штовхач **2** зі стояком обертатиметься навколо осі  $O$  з кутовою швидкістю  $-\omega_1$  і одночасно переміщуватиметься вздовж осі  $x-x$  (рис. 4).

2 Повернемо стояк з штовхачем у напрямку кутової швидкості  $-\omega_1$  на кут  $\phi_{01}$ . Точка  $A$  штовхача займе положення  $A_1$ . Величину лінійного переміщення штовхача знайдемо, провівши радіусом  $r=OA_1$  дугу до перетину з віссю  $x-x$  в точці  $A_1$ . Відрізок  $A_0A_1$  – шукане переміщення штовхача.

3 Отримане переміщення відкладемо на графіку  $S_2=S_2(\phi)$  у вигляді відрізка  $1-1' = \frac{\mu_l \cdot A_0A_1}{\mu_s}$  (рис.3), де  $S_\mu$  – масштабний коефіцієнт для осі переміщень.

4 Повертаючи стояк зі штовхачем навколо точки  $O$ , отримаємо послідовні

його положення  $A_2, A_3$  і т.д., які відповідають кутам  $\varphi_{02}, \varphi_{03}$  і т.д. Відкладаючи в масштабі  $\mu_s$  отримані переміщення на графіку  $S_2=S_2(\varphi_1)$ , отримаємо діаграму переміщень штовхача за цикл (рис. 3).

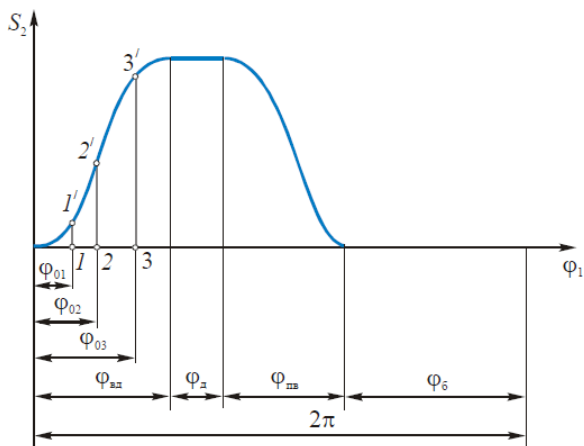


Рис. 3. Графік функції положення штовхача.

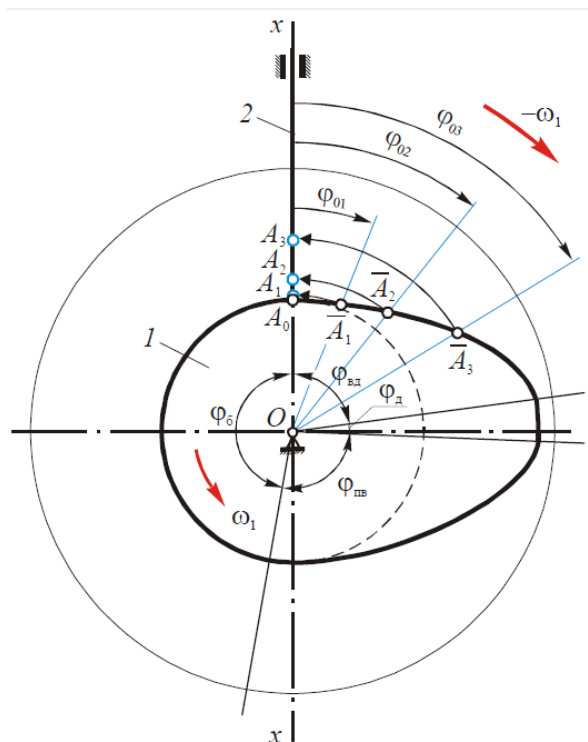
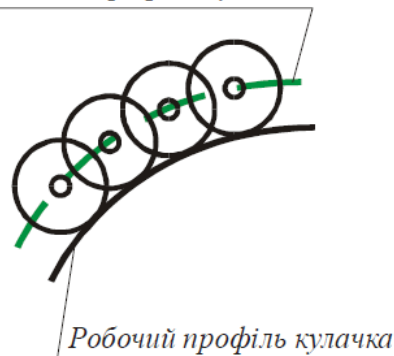


Рис. 4. Профіль кулачка.

Якщо штовхач кулачкового механізму споряджений роликом, то центр ролика описує криву, рівновіддалену (еквідистантну) від робочого профілю кулачка (рис. 5). Ця крива утворює *теоретичний профіль кулачка*. Саме для теоретичного профілю і виконують всі необхідні побудови.

Теоретичний профіль кулачка



Робочий профіль кулачка

Рис. 5. Формування робочого профілю кулачка.

### Оснащення робочого місця.

Моделі кулачкових механізмів, креслярські прилади.

## Рекомендації щодо виконання роботи і оформлення звіту

### Порядок виконання роботи

1 Виконати динамічний синтез.

2 Виконати кінематичний синтез за наступним порядком побудови (рис. 6) профілю кулачка позацентрального кулачкового механізму з роликівим штовхачем:

Масштабний коефіцієнт побудови прийняти  $\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}$ . 2.2

Провести лінію руху штовхача.

Відкласти від цієї лінії відстань, яка дорівнює ексцентриситету  $e$ , мм. 2.4

Радіусом, рівним мінімальному радіусу кулачка  $r_0$ , мм, провести коло з центра  $O_1$ , яке знаходиться на відстані  $e$  від лінії руху штовхача. Коло торкається штовхача в точці  $O$ .

Із центра  $O_1$  провести коло радіусом  $r_e$ , рівним ексцентриситету  $e$ .

Графік залежності переміщення штовхача від кута повороту кулачка  $S=S(\varphi)$  слід побудувати поруч з майбутньою побудовою таким чином, щоб вісь абсцис збігалася з лінією, яка проходить через т.  $O$ .

Розподілити фазові кути  $\varphi_v$  і  $\varphi_n$  на графіку  $S=S(\varphi)$  на однакову кількість частин (наприклад, на 4...8). Кут  $\varphi_{д.с.}$  не ділиться, тому що штовхач нерухомий. Точки розподілу позначити 1...9.

Точки розподілу 1...9 спроектувати на вісь руху штовхача, точки позначити аналогічно 1...9.

З'єднати точки 4-5 (верхнє положення штовхача) з центром обертання кулачка  $O_1$ .

Від цієї лінії в бік оберненого руху (протилежно прийнятому напрямку обертання кулачка) відкласти фазові кути  $\varphi_v$ ,  $\varphi_{д.с.}$  і  $\varphi_n$ , град.

Радіусом, рівним відрізку ( $O_1-4,5$ ), з центра  $O_1$  провести дугу до кінця кута  $\varphi_n$ .

Розділити кути  $\varphi_v$  і  $\varphi_n$  настільки ж рівних частин, наскільки вони розділені на графіку  $S=S(\varphi)$ . Точки розподілу позначити 1'.....9'.

Через точки розподілу 1'.....9' провести дотичні до кола радіусом  $r_p$ .

Із центра  $O_1$  провести засічки радіусами, рівними відрізкам  $O_1-1$ ,  $O_1-2$ ,...,  $O_1-9$  на дотичних з точок 1'.....9'. Отримані точки 1.....9 з'єднати плавною кривою. Отриманий профіль називається *центровим (теоретичним) профілем* кулачка, він відповідає наявності в механізмі *гострого штовхача* (на практиці не застосовується через велике тертя та зношування поверхні кулачка).

Для кулачкового механізму, що має *роликівий штовхач*, будується так званий *дійсний (практичний) профіль* кулачка. Для цього необхідно з кожної точки центрального

профілю кулачка провести коло (півколо), радіусом, рівним радіусу ролика  $r_p \leq 0,4r_0$ . Внутрішня обвідна, що торкається кожного кола, є дійсним (практичним) профілем кулачка. Інакше, ролик торкається дійсного профілю кулачка, а його центр описує центровий профіль.

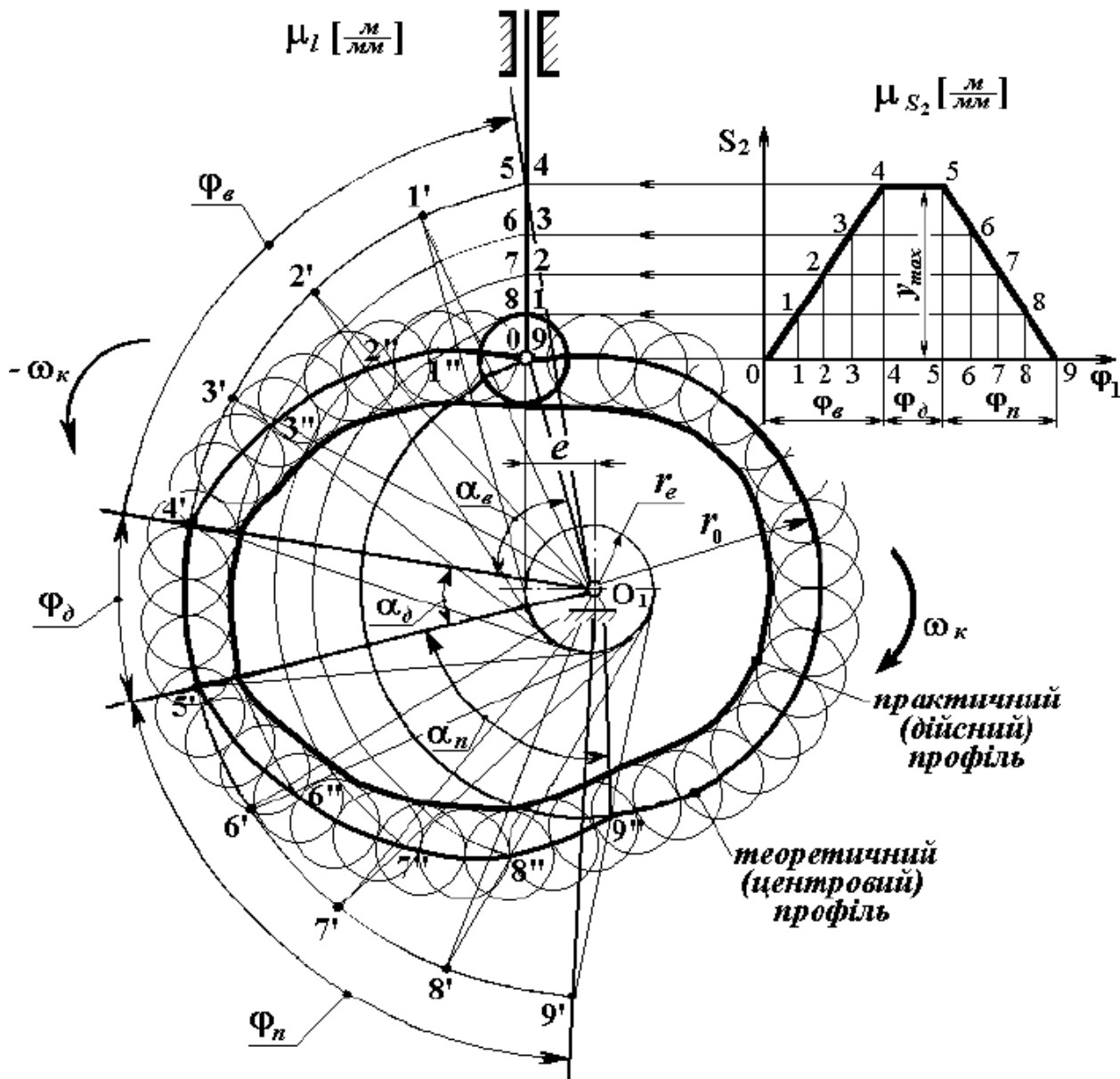


Рис. 6. Кінематичний синтез позацентрального кулачкового механізму з рухомими роликівим штовхачем.

## 2.4.2 Зміст звіту

Лабораторна робота № 7.

*Тема: Графічний синтез кулачкового механізму з поступально рухомим роликівим штовхачем.*

*Мета роботи:*

1 Схема механізму:

2 Вихідні дані:

- ексцентриситет  $e =$  , мм;
- максимальний хід штовхача  $s =$  м;
- фазові кути кулачка  $\varphi_v =$  ;  $\varphi_d =$  ;  $\varphi_n =$  , град.;
- залежність  $S=S(\varphi)$ , визначена в процесі виконання лабораторної роботи № 7.

3 Графічний синтез кулачкового механізму (виконати на лист формату А3 міліметровки).

*Висновки:*

Роботу виконав \_\_\_\_\_ Дата \_\_\_\_\_

Підпис викладача \_\_\_\_\_

## 2.5 Питання для самоконтролю

- 1 У чому полягає задача синтезу кулачкових механізмів?
- 2 У якій послідовності проектується кулачковий механізм?
- 3 Назвіть задачі динамічного і кінематичного синтезу кулачкового механізму.
- 4 Як визначається графічно мінімальний радіус кулачка кулачкового механізму з роликом поступально рухомим, якщо відомі закон руху штовхача і кут тиску?
- 5 У чому полягає метод обернення руху механізму?
- 6 Як пов'язані кути тиску і передачі руху?
- 7 Як впливає кут тиску на працездатність механізму?
- 8 Як впливає ексцентриситет на розміри кулачкового механізму?
- 9 У чому полягає задача синтезу відтворення заданого закону руху?
- 10 Чим відрізняється теоретичний профіль кулачка від практичного?
- 11 Як обирається радіус ролика штовхача?



## **ЗРІВНОВАЖУВАННЯ ОБЕРТОВИХ ЛАНОК З ВІДОМИМ РОЗТАШУВАННЯМ НЕЗРІВНОВАЖЕНИХ МАС**

**Мета роботи:** *набути навичок зрівноваження (балансування) ротора на основі проведених розрахунків за умови заданого розташування незрівноважених мас.*

### **ВКАЗІВКИ З ПІДГОТОВКИ ДО РОБОТИ**

#### **Завдання з самостійної підготовки до роботи**

У машинобудуванні застосовується велика кількість різних ланок, що здійснюють обертовий рух. Кутові швидкості цих ланок бувають дуже значними. Тому зрівноваження відцентрових сил інерції обертових мас має велике значення і відноситься до найбільш актуальних задач сучасного машинобудування.

Треба знати причини не зрівноваженості обертових мас і методи їх усунення. Необхідно ознайомитися з питанням зрівноваження обертових мас, методами статичного і динамічного балансування.

#### **Рекомендована література**

1. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник. Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. - Івано-Франківськ: 1996. - 357 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
4. Кіницький Я.Т. Практикум з теорії механізмів і машин. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 452 с.

### **ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ**

#### **Програма роботи**

*Провести статичне та динамічне зрівноваження ротора із закріпленими на ньому кількома незрівноваженими дисками розміщенням в його опорних перерізах противаг, масу і розташування яких визначити з умови статичної та динамічної рівноваги обертових мас у векторній формі.*

#### **Стислі теоретичні відомості**

*Ротором у теорії балансування (зрівноважування) називається будь-яке обертове тіло. Тому ротором називається якір електродвигуна, колінчастий вал компресора,*

шпиндель токарного верстата, баланс годинників і т.п.

З теоретичної механіки відомо, що тиск обертального тіла на його опори у загальному випадку складається з двох складових: *статичної*, викликаного дією заданих сил (сил тяжіння тіла й ін.), і *динамічної*, зумовленої прискореним рухом матеріальних часток, з яких складається обертальне тіло (тобто ротор).

Якщо маса ротора розподілена так, що головна вісь його інерції не співпадає з віссю обертання, то ротор при обертанні створює крім статичного додатковий динамічний тиск на опори. Такий ротор називається *незрівноваженим*. Технологічний процес, за допомогою якого досягається зрівноваженість обертової ланки, називається *балансуванням*.

Розрізняють статичну та динамічну незрівноваженість.

*Статична незрівноваженість* виникає тоді, коли центр мас  $S$  обертового тіла (ротора) не лежить на вісі обертання  $O$ .

*Динамічне зрівноваженість* виникає тоді, коли вісь обертання ротора не збігається з однією з трьох головних осей інерції, хоча вона й може проходити через центр мас ротора  $S$ .

Для усунення цих незрівноваженостей застосовують *балансування ротора*, яке може бути *статичним* та *динамічним*.

При статичному балансуванні центр мас  $S$  ротора зміщують на вісь обертання для виконання умови зрівноваженості.

При динамічному балансуванні одну з головних осей інерції ротора суміщають з віссю обертання для виконання умови зрівноваженості.

Поняття незрівноваженості зручно пояснити, скориставшись теоремою про зведення сил до заданого центру, яка розглядається в теоретичній механіці.

Розглянемо ротор (рис. 1, а) із закріпленими на його валу масами  $m_1, m_2, m_3$  положення яких задано координатами  $a_i, r_i a_i$ . Припустимо, що маси незрівноважені, тобто головний вектор і головний момент сил інерції системи не дорівнюють нулю. Зрівноважити такий ротор можна, розмістивши в двох довільних площинах, перпендикулярних до його осі, компенсуючи маси  $m_{зр1}$  та  $m_{зр2}$ , які разом із заданими масами задовольняли б такі умови:

$$\sum m_i \vec{r}_i = 0; \quad (1)$$

$$\sum m_i \vec{r}_i a_i = 0; \quad (2)$$

де вектор  $m_1 \vec{r}_1$  – статичний момент маси відносно осі  $O-O$ , спрямований уздовж радіуса  $\vec{r}_1$ ;

вектор  $m_1 \vec{r}_1 a_1$  – відцентровий момент інерції цієї маси відносно осі  $O-O$  в площині, перпендикулярній до неї, і спрямований перпендикулярно до радіуса  $\vec{r}_1$ .

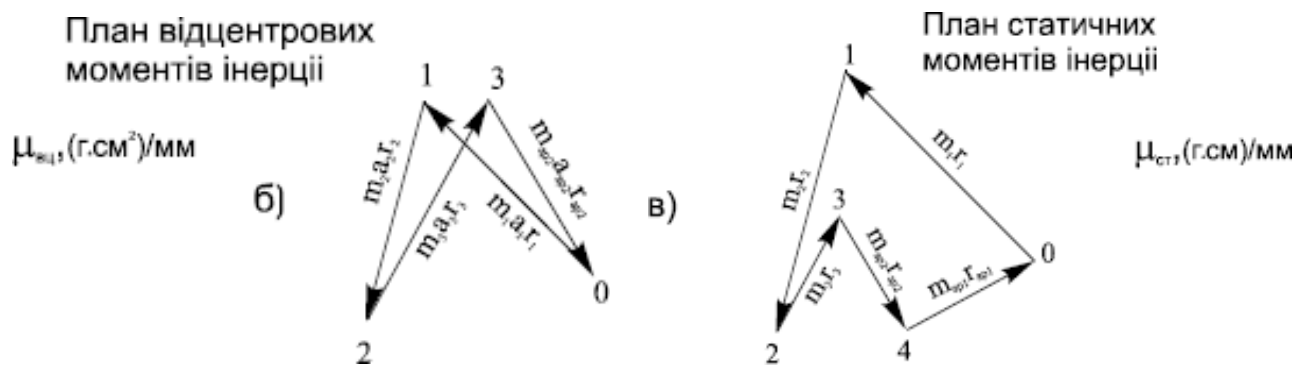
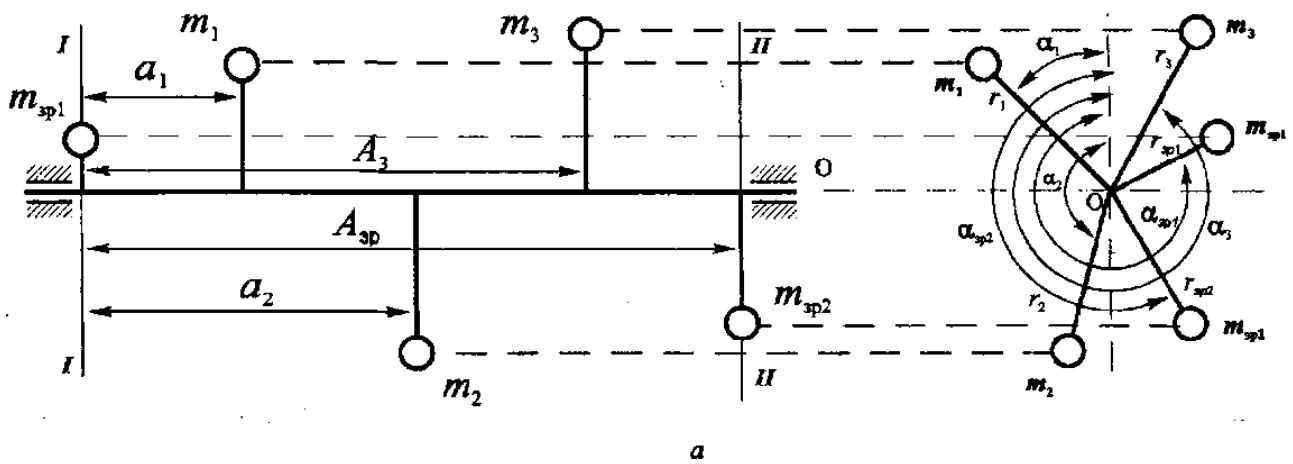


Рис. 1 Схема балансування незрівноваженого ротора

Для прикладу, який показано на рис. 1.а, маємо:

$$m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_{zp1} r_{zp1} + m_{zp2} r_{zp2} = 0; \quad (1)$$

$$m_1 r_1 a_1 + m_2 r_2 a_2 + m_3 r_3 a_3 + m_{zp2} r_{zp2} a_{zp2} = 0; \quad (2)$$

Значення компенсуючі мас  $m_{zp1}$  та  $m_{zp2}$  знаходимо за планами статичних моментів, побудованими за рівнянням (1), та планами відцентрових моментів інерції, побудованими за рівнянням (2). Спочатку будуємо план відцентрових моментів інерції, оскільки в рівнянні (2) одна невідома, причому вектори відцентрових моментів інерції повертаємо на  $90^\circ$ , тобто кожний вектор  $m_i r_i a_i$  направлений паралельно радіусу  $r_i$ . На рис. 1. б у масштабі  $\mu_{ви}(\text{г}\cdot\text{см}^2)/\text{мм}$ , побудовано план відцентрових моментів, з якого, задаючись розміром  $a_{zp}$ , знаходимо числове значення вектора, г·см:

$$m_{zp2} r_{zp2} = \frac{(0-3)\mu_{zp}}{a_{zp}} \quad (3)$$

а його напрям визначаємо за напрямом вектора  $(0-3')$  на плані.

Далі за формулою (1) у масштабі  $\mu_{cm}, (\text{г}\cdot\text{см})/\text{мм}$  будуємо план статичних моментів (рис. 1.в), з якого визначаємо числове значення вектора:

$$m_{зр1} r_{зр1} = \mu_{ст} \cdot 4\theta \quad (4)$$

Задаючи маси вантажів  $m_{зр1}$  та  $m_{зр2}$ , знаходимо за величинами  $m_{зр1} r_{зр1}$  і  $m_{зр2} r_{зр2}$  значення радіусів  $r_{зр1}$  і  $r_{зр2}$  або навпаки, задаючи  $r_{зр1}$  і  $r_{зр2}$ , знаходимо

компенсуючі маси  $m_{зр1}$  та  $m_{зр2}$ . Далі з центру  $O$  (рис.1.а) проводимо радіус  $r_{зр1}$  паралельно відрізку  $4-0$  (рис. 1.в) і радіус  $r_{зр2}$  паралельно відрізку  $0-3$  (рис. 1.б) і знаходимо кутові координати  $\alpha_{зр1}$  і  $\alpha_{зр2}$  (див. рис.1.а). Ці кути відраховуємо від нульової позначки лімба, і вони визначатимуть положення компенсуючих мас у площинах  $I$  і  $II$ .

### Опис приладу

Роботу виконують за допомогою спеціального лабораторного приладу ТММ 35М (рис. 2).

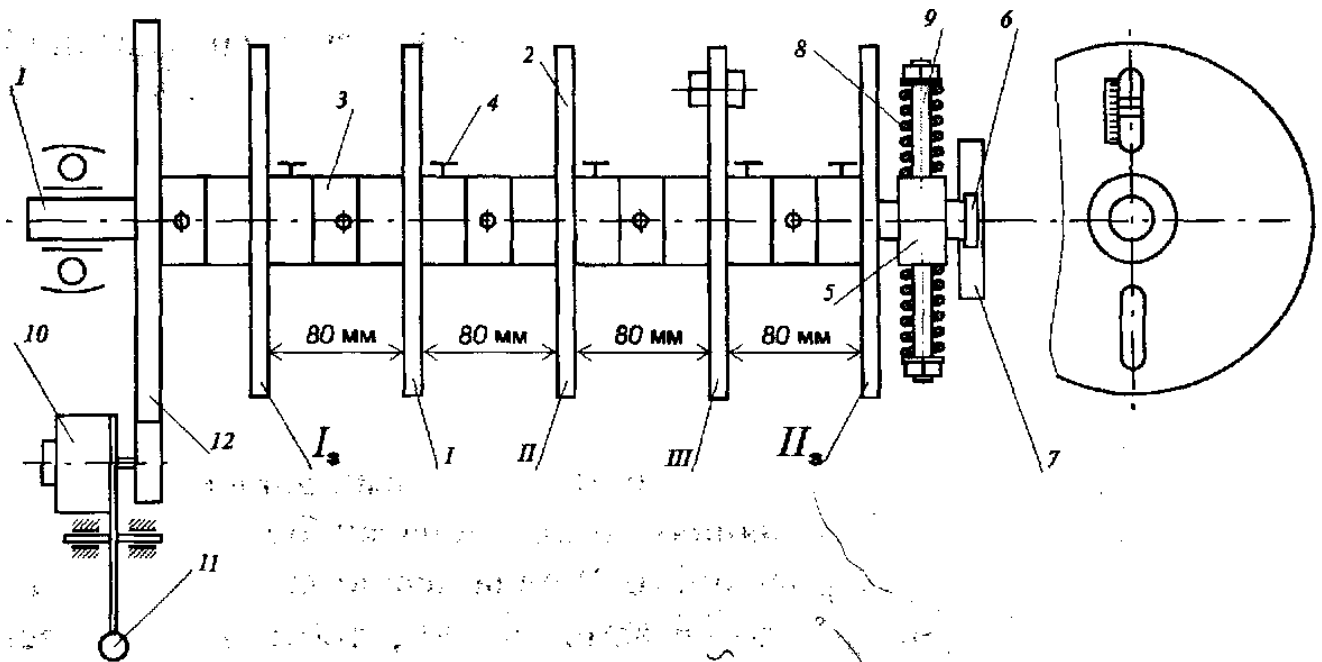


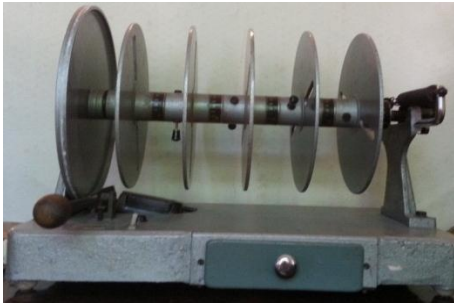
Рис. 2 Кінематична схема приладу ТММ35.

Прилад складається з ротора, закріпленого шарнірними опорами на опорній плиті, і фрикційного механізму. Ротор містить вал  $I$ , диски  $2$ . В осьовому напрямі переміщення дисків обмежується кільцями  $3$ , які жорстко закріплені на валу. Кільця проградуєвані по бічній поверхні через  $1^\circ$ , а на маточині диска є риска. Це дозволяє встановлювати диск під заданим кутом. Фіксуються диски гвинтами  $4$ . На дисках поруч з пазом для кріплення вантажу розміщено шкалу, за допомогою якої вантаж встановлюється на заданий радіус. Ротор змонтовано на двох стояках: лівий кінець вала опирається на сферичний підшипник, який дозволяє йому повертатися в горизонтальній площині на значний кут; правий кінець закріплений в радіальному кульковому підшипнику, який, в свою чергу, закріплений у каретці  $5$ . Каретка за допомогою ролика  $6$  переміщується в напрямній  $7$  і утримується в центральному положенні пружинами  $8$ , які регулюються гвинтами  $9$ . Ротор

приводиться в обертання двигуном **10** через фрикційну передачу. Двигун змонтовано на хитному важелі

Під важелем розташована кнопка подвійної дії. Коли важіль натискають донизу, фрикційний диск **11** притискається до шківів **12** і вмикається електродвигун, який розганяє ротор. Коли рукоятка важеля відпускається, під дією власної ваги двигуна фрикційний диск відходить і двигун вимикається.

Прилад укомплектовано вантажами різної маси для створення дисбалансу та зрівноваження.



### Оснащення робочого місця

Лабораторний прилад ТММ-35М з набором вантажів, креслярські приладдя.

## Рекомендації щодо виконання роботи і оформлення звіту

### Порядок виконання роботи

Розрахункова частина роботи.

- 1 Отримати у викладача прилад і ознайомитися з його конструкцією.
- 2 Вибрати маси вантажів  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  та їх координати  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $r_3$  і  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  (див. рис. 1.а) і, узгодивши вибрані значення з викладачем, занести їх до табл. 1 звіту.
- 3 Побудувати строго в масштабі схему незрівноважених мас, користуючись як прикладом схемою, зображеною на рис. 1.а.
- 4 Обчислити статичні моменти і відцентрові моменти інерції заданих мас і занести їх значення до табл. 2 звіту.
- 5 Вибрати масштаб та згідно з рівнянням (2) побудувати план відцентрових моментів інерції (див. рис. 1. б).
- 6 Визначити згідно з виразом (3) статичний момент зрівноваженої маси  $m_{зр2}r_{зр2}$  та занести знайдене значення до табл. 3 звіту
- 7 Побудувати план статичних моментів за рівнянням (1) і згідно з виразом (4) знайти значення статичного моменту  $m_{зр1}r_{зр1}$ . Занести знайдене значення до табл. 3 звіту.
- 8 Задатись масами  $m_{зр1}$  та  $m_{зр2}$  та визначити радіуси  $r_{зр1}$  і  $r_{зр2}$ . Маси слід вибирати з наявних вантажів, отриманих для виконання роботи, враховуючи, що радіус на приладі можна змінювати в межах 40.. 90 мм.
- 9 На плані незрівноважених мас (рис. 3 звіту) провести радіуси  $r_{зр1}$  і  $r_{зр2}$ ,

визначити кути  $\alpha_{zp1}$  і  $\alpha_{zp2}$  та зобразити на схемі положення зрівноважувальних вантажів у площинах **I-I** та **II-II**.

Експериментальна частина роботи.

1 Закріпити на валу приладу диски, ввімкнути двигун та обертаючи вал навколо осі, переконатися, що він зрівноважений.

2 Вимкнути двигун і переконатися, що ротор зрівноважений динамічно, тобто правий кінець вала з кареткою займає стійке положення в горизонтальній площині.

3 Закріпити вантажі заданих мас  $m_1, m_2, m_3$  відповідно у пазах дисків **I, II, III** на вибраних радіусах  $r_1, r_2, r_3$ . Установити та закріпити диски під заданими кутами  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  (див. табл. 1). Установлюючи диски, їх слід повертати в одному і тому самому напрямі від нульової позначки на кільці на заданий кут.

4 Переконатися, що ротор незрівноважений як статично, так і динамічно за допомогою методу, описаного в пп. 1 і 2.

5 Вважаючи площинами зрівноважування крайні диски **I-I** та **II-II** (див. рис. 1), закріпити на диску **I-I** вантаж  $m_{zp1}$  на радіусі  $r_{zp1}$ , а на диску **II-II** вантаж  $m_{zp2}$  на радіусі  $r_{zp2}$ , і закріпити на валу диск **I** і диск **II-II** під кутами  $\alpha_{zp1}$  та  $\alpha_{zp2}$  відповідно.

6 Переконатися, що ротор зрівноважений статично і динамічно (у присутності викладача).

Примітка. Для виконання цієї роботи студент повинен мати транспортир.

### **Зміст звіту**

#### *Лабораторна робота № 8.*

*Тема: Зрівноважування обертових ланок з відомим розташуванням незрівноважених мас*

*Мета роботи:*

1 Схема незрівноважених мас і плани відцентрових моментів інерції та статичних моментів:

Таблиця 1 – Маса вантажів та їх координати

Маса незрівноважених вантажів, г			Радіуси прикладання вантажів, мм			Кути розташування радіусів, град			Відстань уздовж осі вала між вантажами, мм			
$m_1$	$m_2$	$m_3$	$r_1$	$r_2$	$r_3$	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_{зр}$

Таблиця 2 – Статичні та відцентрові моменти заданих мас

Статичні моменти мас, г·мм			Відцентрові моменти інерції, г·мм <sup>2</sup>		
$m_1r_1$	$m_2r_2$	$m_3r_3$	$m_1r_1a_1$	$m_2r_2a_2$	$m_3r_3a_3$

Таблиця 3 – Параметри компенсуючих мас

$m_{зр2}r_{зр2}a_{зр2}$ , г·мм <sup>2</sup>	$m_{зр2}r_{зр2}$ , г·мм	$m_{зр1}r_{зр1}$ , г·мм	$r_{зр1}$ , мм	$r_{зр2}$ , мм	$\alpha_{зр1}$ , град	$\alpha_{зр2}$ , град	$m_{зр1}$ , г	$m_{зр2}$ , г

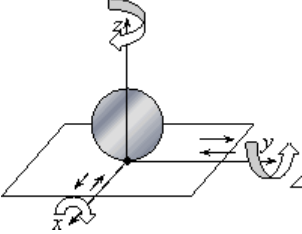

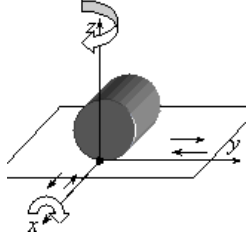

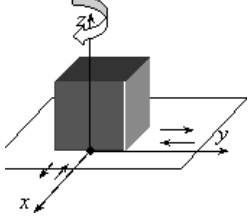

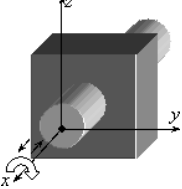

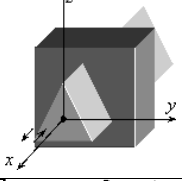

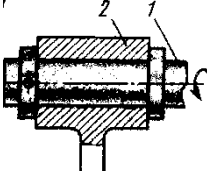

Висновок:

Роботу виконав \_\_\_\_\_ Дата \_\_\_\_\_  
 \_\_\_\_\_ Підпис викладача \_\_\_\_\_

### Питання для самоконтролю

- 1 Як і причини викликають необхідність зрівноважування та віброзахисту машин?
- 2 Задачі зрівноважування та віброзахисту машин.
- 3 Що називається ротором?
- 4 Умови зрівноважування обертової ланки.
- 5 Що називається статичним дисбалансом?
- 6 Що називається динамічним дисбалансом?
- 7 Що називається балансуванням?
- 8 Які види балансування існують?
- 9 Умови статичного балансування обертових мас.
- 10 Задача статичного балансування.
- 11 Задача динамічного балансування.
- 12 Сформулюйте умови повного зрівноважування машин.

Таблиця 1 – Класифікація кінематичних пар за число в'язів.

Клас пари (число в'язів або кількість неможливих рухів)	Ступінь рухомості (кількість можливих рухів)	Назва пари	Рисунок	Умовне позначення
1	5	Шар на площині		
2	4	Циліндрна площині		
3	3	Куб на площині		
4	2	Циліндрична		
5	1	Поступальна		
5	1	Обертова		



**Додаток 2**

Таблиця 2 – Умовне позначення основних типів ланок на кінематичних схемах

Найменування	Умовні позначення	Найменування	Умовні позначення
Стояк		Коромисло	
Кривошип		Куліса	
Повзун		Кулачок	
Шатун		Зубчасте колесо	

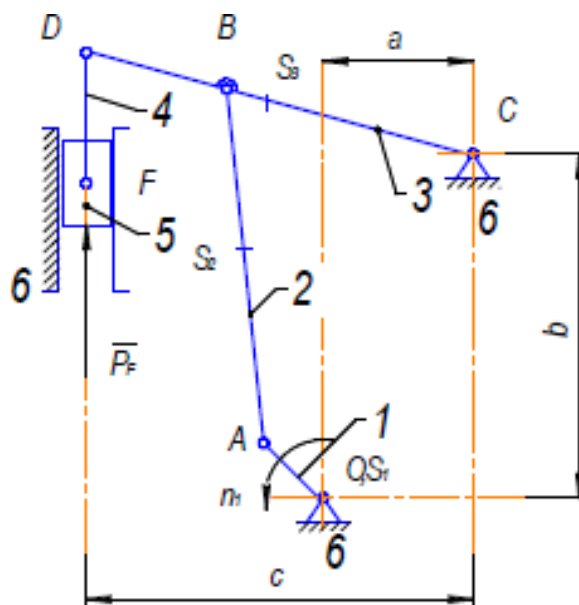
**Додаток 3**

Таблиця 3 – Схеми деяких плоских механізмів

Кривошипно-коромисловий	Кривошипно-повзунний	Кривошипно-кулісний	Зубчасті триланкові
		<p>з коливальною кулісою</p>	<p>із зовнішнім зачепленням</p> <p>з внутрішнім зачепленням</p>

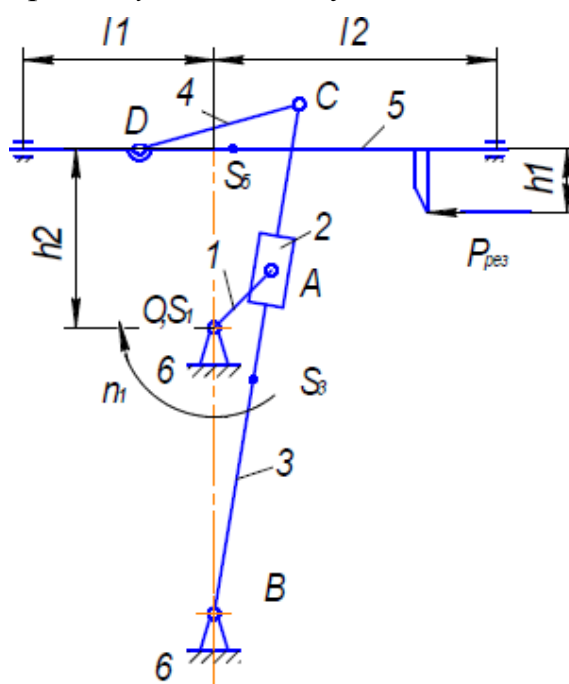
Завдання до лабораторної роботи № 2

**Варіант 1.** *Механізм витяжного пресу* – машина для обробки тиском, робочі частини здійснюють не ударну (статичну) дію на матеріал. Цей процес часто застосовують для холодної штамповки металів, пластичних мас, глини, для отримання брикетів тощо.



Позначення, м	Варіанти числових значень									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{0A}$	0,08	0,11	0,08	0,11	0,07	0,12	0,08	0,12	0,09	0,10
$l_{AB}=2l_{AS_2}$	0,32	0,38	0,29	0,40	0,26	0,45	0,23	0,43	0,36	0,36
$l_{BC}$	0,3	0,26	0,27	0,28	0,24	0,30	0,21	0,29	0,33	0,25
$l_{CD}=2l_{CS_3}$	0,42	0,37	0,38	0,39	0,34	0,44	0,30	0,42	0,47	0,35
$l_{DF}$	0,11	0,09	0,10	0,10	0,09	0,11	0,08	0,10	0,12	0,09
$a$	0,16	0,13	0,14	0,14	0,13	0,15	0,11	0,15	0,17	0,12
$b$	0,29	0,37	0,39	0,39	0,23	0,44	0,20	0,42	0,32	0,35
$c$	0,41	0,35	0,37	0,37	0,33	0,41	0,29	0,39	0,45	0,33

**Варіант 2.** *Механізм поперечно-стругального верстату* – застосовують для обробки плоских і фасонних поверхонь деталей машин. Для перетворення обертового руху кривошипа 1 у зворотно-поступальний рух різцевої призми 5 в подібних верстатах встановлено кривошипно-кулісний механізм. Головний рух здійснює різець разом з повзуном. При русі повзуна 5 вправо різець знімає стружку, а при русі наліво відбувається холостий хід. В залежності від довжини оброблюваної поверхні можна змінювати хід різця за рахунок корекції довжини кривошипа.



Позначення, м	Варіанти числових значень									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{OA}$	0,12	0,07	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,12	0,09
$l_{OB}$	0,27	0,30	0,27	0,30	0,27	0,35	0,27	0,35	0,35	0,30
$l_{BC}$	0,49	0,56	0,49	0,56	0,49	0,64	0,49	0,64	0,64	0,56
$l_{CD}$	0,20	0,20	0,20	0,21	0,20	0,21	0,20	0,21	0,21	0,20
$h_2$	0,19	0,25	0,21	0,25	0,20	0,28	0,20	0,28	0,28	0,24
$l_1$	0,47	0,39	0,39	0,41	0,41	0,41	0,43	0,43	0,43	0,43
$l_2$	0,35	0,29	0,29	0,30	0,30	0,30	0,32	0,32	0,32	0,32
$l_{BS_2}$	0,25	0,30	0,25	0,30	0,25	0,34	0,25	0,34	0,34	0,30
$l_{DS_5}$	0,10	0,10	0,10	0,11	0,10	0,11	0,10	0,11	0,11	0,10
$h_1$	0,13	0,13	0,11	0,12	0,104	0,15	0,10	0,11	0,11	0,12

**Варіант 3.** *Механізм конвеєра, щоко ливається.* Конвеєри – це транспортуючі машини неперервної дії для

переміщення сипучих, кускових або штучних матеріалів. Особливість

таких механізмів у тому, що коромисло 3 обертається

нерівномірно, спонукаючи повзуну 5 зворотно-поступальний рух з

несиметричним законом зміни навантаження. Повзун виконано у

вигляді платформи, теліжки або жолоба з роликowymi катковими опорами, на які насипається вантаж, що транспортується. Рух матеріалу разом з

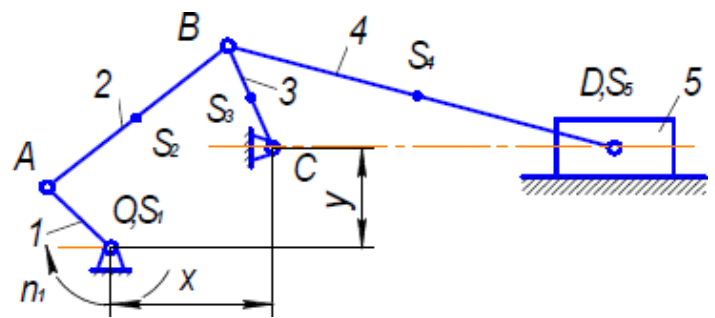
платформою можливий у тому випадку, якщо зберігається визначене відношення між силою тертя і прискоренням платформи з матеріалом. Якщо

прискорення платформи буде вище за критичне прискорення, яке визначається коефіцієнтом тертя покою між матеріалом і поверхнею платформи, то матеріал буде

рухатися відносно платформи за рахунок накопиченої раніше кінетичної енергії. Предмети, що лежать на платформі, будуть ковзати по ній і рухатися

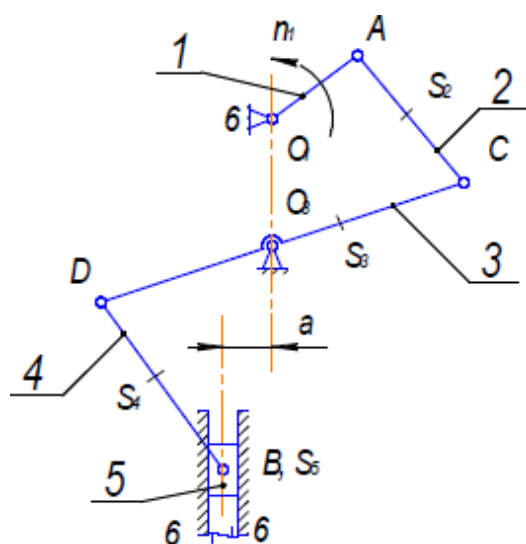
вперед з визначеною швидкістю. Коли швидкості матеріалу і платформи зрівняються по значенню і напрямком, матеріал почне знову рухатися разом з

платформою.



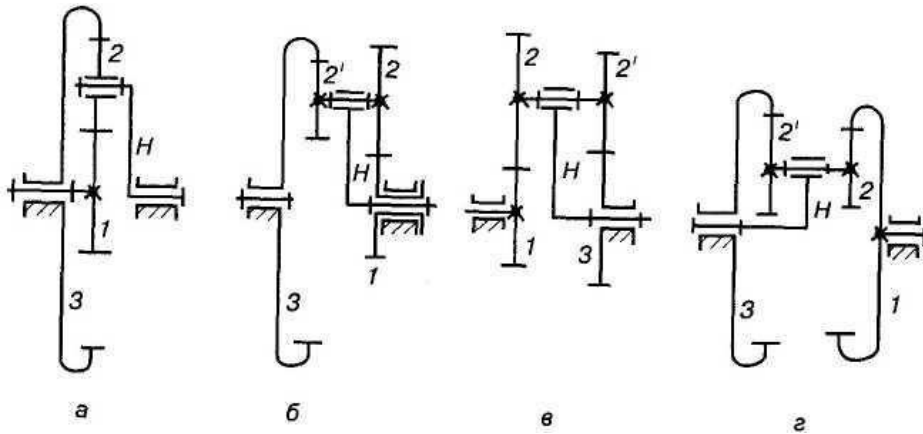
Позначення, м	Варіанти числових значень									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{OA}$	0,09	0,10	0,11	0,12	0,14	0,10	0,12	0,14	0,10	0,12
$l_{AB}$	0,38	0,46	0,42	0,46	0,28	0,45	0,55	0,53	0,45	0,38
$l_{BC}$	0,30	0,33	0,35	0,39	0,35	0,40	0,40	0,45	0,38	0,32
$x$	0,30	0,34	0,32	0,33	0,32	0,35	0,41	0,40	0,35	0,29
$y$	0,06	0,06	0,05	0,06	0,04	0,05	0,07	0,07	0,06	0,05
$l_{BD}$	1,40	1,50	1,40	1,50	1,60	1,50	1,50	1,60	1,50	1,30
$l_{AS_2}=0,5l_{AB}; \quad l_{BS_3}=0,5l_{BC}; \quad l_{BS_4}=0,5l_{BD};$										

**Варіант 4. Механізм поршневого насосу.** Насос – машина, що перетворює механічну енергію двигуна в кінетичну енергію рідини з метою її переміщення або для отримання стислих газів. Дану схему поршневого насосу можна застосовувати в системах водопостачання виробничих приміщень, для транспортування по трубопроводам нафтопродуктів і газів тощо. Кривошипно-коромисловий механізм такого насосу забезпечує рух поршня-плунжера 5 в період всмоктування рідини з більшою швидкістю, ніж в період нагнітання, що підвищує продуктивність насоса.



Позначення, м	Варіанти числових значень									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$l_{OA}$	0,10	0,10	0,15	0,25	0,08	0,16	0,20	0,09	0,05	0,05
$l_{AC}$	0,26	0,26	0,40	0,65	0,21	0,42	0,50	0,24	0,13	0,13
$l_{0_10_3}$	0,24	0,24	0,36	0,60	0,19	0,38	0,46	0,22	0,12	0,12
$l_{0_3C}$	0,14	0,14	0,21	0,35	0,12	0,24	0,28	0,14	0,07	0,07
$l_{0_3D}$	0,08	0,08	0,13	0,20	0,06	0,13	0,16	0,13	0,045	0,045
$l_{BD}$	0,25	0,25	0,40	0,60	0,18	0,35	0,50	0,35	0,15	0,15
$a$	0,02	0,02	0,04	0,10	0,02	0,02	0,05	0,03	0,02	0,02
$l_{AS_2}=0,5l_{AC}; l_{0_3S_3}=0,4l_{0_3C}; \quad l_{DS_4}=0,5l_{BD};$										

Типові планетарні зубчасті механізми:



Таблиця 4 – Формули для визначення передаточних відношень типових планетарних зубчастих механізмів при різних ведучих ланках.

Передаточне відношення	Тип а	Тип б	Тип в і г
$i_3^{(H)1}$	$-\frac{z_3 z_1}{z_2 z_2'}$	$-\frac{z_2 z_3 z_1 z_2'}{z_1 z_2 z_3}$	$\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$
$i_{31}^{(H)}$	$-\frac{z_1 z_2'}{z_3 z_2}$	$\frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3}$	$\frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3}$
$i_H^{(3)1}$	$1 + \frac{z_3}{z_1}$	$1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$	$1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}$
$i_{H1}^{(3)}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_3}{z_1}}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}}$	$\frac{1}{1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}}$
$i_{3H}^{(1)}$	$1 + \frac{z_1}{z_3}$	$1 + \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3}$	$1 - \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3}$
$i_{H3}^{(1)}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_1}{z_3}}$	$\frac{1}{1 + \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3}}$	$\frac{1}{1 - \frac{z_1 z_2'}{z_2 z_3}}$

Таблиця 5 – Основні інтервали передаточних відношень при різних нерухомих ланках.

Тип передачі	Передаточне відношення	Тип а	Тип б	Тип в і г
Звичайні передачі	$i_3^{(H)1}$	-3...-8	-1...-14	—
	$i_{31}^{(H)}$	-0,77...0,125	-1...-0,071	—
Планетарні передачі	$i_H^{(3)1}$	2,3...9,0	2,0...15	32...1500 і більше
	$i_{H1}^{(3)}$	0,445...0,111	0,5...0,067	
	$i_{3H}^{(1)}$	1,77...1,125	20...1,071	
	$i_{H3}^{(1)}$	0,565...0,888	0,5...0,933	

Завдання до лабораторної роботи № 4

Таблиця 1-Варіанти схем

<p>0</p>	<p>1</p>	<p>2</p>
<p>3</p>	<p>4</p>	<p>5</p>
<p>6</p>	<p>7</p>	<p>8</p>
<p>9</p>		

Таблиця 2 – Числа зубців коліс передач

Параметри	Номер варіанту схеми									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$z_1$	16	20	22	19	24	20	22	22	18	26
$z_2$	20	100	82	20	32	25	32	28	27	39
$z_3$	15	18	24	38	88	20	20	30	36	20
$z_4$	20	39	128	30	28	35	25	20	24	42
$z_5$	45	37	18	60	40	23	128	42	18	20
$z_6$	18	20	27	20	28	32	48	44	42	32
$z_7$	37	18	20	32	96	24	62	21	18	84
$z_8$	92	20	25	18	3	30	142	86	40	28
$z_9$	3	27	3	34	30	22	3	2	3	25
$z_{10}$	30	2	24	22	-	32	27	36	24	2
$z_{11}$	-	24	-	33	-	2	-	-	-	40
$z_{12}$	-	-	-	2	-	36	-	-	-	-
$z_{13}$	-	-	-	28	-	-	-	-	-	-

Приклад оформлення титульного аркушу:

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»  
Кафедра «Зварювання»

**ЗВІТ ПО КУРСУ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ**  
**з дисципліни «Теорія механізмів»**

Виконав студент: \_\_\_\_\_

Група: \_\_\_\_\_

Викладач: \_\_\_\_\_

Харків - 2023