



**Міністерство освіти і науки  
України**

**ДЕРЖАВНИЙ  
БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**Факультет мехатроніки та інжинірингу  
Кафедра надійності та міцності машин і споруд  
імені В.Я. Аніловича**

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН  
МЕХАНІЗМ ОДНОРЯДНОГО  
ДВИГУНА**

**Структурний аналіз.  
Побудова планів механізму**

**Методичні вказівки**

**до виконання практичних робіт  
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої  
освіти денної та заочної форм навчання зі  
спеціальностей 133 Галузеве машинобудування,  
131 Прикладна механіка, 208 Агроінженерія,  
274 Автомобільний транспорт**

**Харків  
2023**

Міністерство освіти і науки України  
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

Факультет мехатроніки та інжинірингу  
Кафедра надійності та міцності машин і споруд  
імені В.Я. Аніловича

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН**  
**МЕХАНІЗМ ОДНОРЯДНОГО**  
**ДВИГУНА**

**Структурний аналіз.**  
**Побудова планів механізму**  
**Методичні вказівки**

до виконання практичних робіт

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої  
освіти денної та заочної форм навчання зі спеціальностей  
133 Галузеве машинобудування, 131 Прикладна механіка,  
208 Агроінженерія, 274 Автомобільний транспорт

Затверджено рішенням  
Методичної ради  
ФМІ ДБТУ  
Протокол № 5  
від 06.06.2023 р.

Харків  
2023

## **УДК 621.01**

Схвалено на засіданні кафедри надійності та міцності  
машин і споруд імені В.Я. Аніловича  
протокол № 10 від 24 травня 2023 р.

Теорія механізмів та машин. Механізм однорядного двигуна. Структурний аналіз. Побудова положень механізму: методичні вказівки до виконання практичних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування, 131 Прикладна механіка, 208 Агроінженерія, 274 Автомобільний транспорт. Харків. ДБТУ; уклад.: М. В. Сліпченко, О. М. Шукаєва, В. В. Бредихін, О. А. Свіргун – Харків : [б. в.], 2023. – 32 с.

Методичні вказівки призначені для набуття практичних навичок проектування механізмів і машин.

Розраховані методичні вказівки на студентів вищих учбових закладів технічних спеціальностей.

### **Рецензенти:**

**О. І. Завгородній**, д-р техн. наук, проф., проф. фізики та вищої математики Державного біотехнологічного університету.

**Антощенко Р.В.**, д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю

**Відповідальний за випуск: М. В. Сліпченко**, к.т.н., доцент, зав.каф.

© Сліпченко М.В., Шукаєва  
О.М., Бредихін В.В., Свіргун  
О.А., 2023  
© ДБТУ, 2023

## Завдання для розрахунково-графічного завдання

Тема: «Механізм однорядного двигуна».

Таблиця 1

Вихідні дані	Розмірність	Значення
Кутова швидкість кривошипа: $\omega_1$	$рад / с$	230
Розміри ланок механізму: $\ell_{OA} = \ell_{OC};$ $\ell_{AB} = \ell_{CD};$ $\ell_{AS_2} = \ell_{CS_4} = \frac{1}{3} \ell_{AB}$	$м$ $м$ $м$	0,075 0,3 0,1
Максимальний тиск у циліндрах: $P_{max}$	$МН / м^2$	3,7
Маси ланок: $m_2 = m_4$ $m_3 = m_5$	$кг$ $кг$	3,5 2,5
Моменти інерції ланок: $I_{01}$ $I_{S_2} = I_{S_4}$	$кг \cdot м^2$ $кг \cdot м^2$	0,2 0,035

## **Вступ**

У навчальних планах з дисципліни «Теорія механізмів та машин» поряд із вивченням курсу передбачається обов'язкове виконання РГЗ з теорії механізмів та машин.

Виконання РГЗ сприяє закріпленню, поглибленню та узагальненню теоретичних знань, а також застосуванню цих знань до комплексного вирішення конкретної інженерної задачі з дослідження та розрахунку механізмів та машин.

Завдання для РГЗ, його обсяг та зміст визначає керівник на підставі програми курсу ТММ. Відповідно до цієї програми РГЗ повинно складатися з 4-5 аркушів графічних робіт формату А1 та супроводжуватися пояснювальною запискою.

### **Тематика розділів**

Розділ 1 (лист 1). – Структурний та кінематичний аналіз механізму.

Розділ 2 (лист 2). - Силовий розрахунок механізму.

Розділ 3 (лист 3). - Визначення моменту інерції маховика.

Розділ 4 (лист 4). – Синтез кулачкового механізму.

Розділ 5. Визначення передавального відношення зубчастого механізму.

## Оформлення графічної частини розрахунково-графічної роботи

1. Графічну частину виконують на аркушах формату А1 (841 × 694 мм).

2. Розрахунково-графічна робота виконується олівцем на аркушах креслярського паперу або за допомогою комп'ютера з зображенням всіх допоміжних побудов. На кожному окремому кресленні (планах, діаграмах, малюнках) повинні бути зроблені відповідні написи і поставлені масштаби.

*Масштаби необхідно підбирати так, щоб креслення мав найбільшу чіткість зображення і на аркушах не залишалось невикористаного місця.*

3. Вектори швидкостей, прискорень, сил, які з урахуванням прийнятого масштабу повинні зображуватися відрізками меншими ніж 2 мм, відкладати на кресленнях не слід.

4. Обертальні кінематичні пари на схемі і планах механізму в кожному положенні зображуються колами з діаметром до 2 мм.

5. **Поступальні пари зображуються прямокутниками (8 × 12 мм),** які поміщаються посередині напрямних. При побудові декількох планів механізму на одному кресленні поступальну пару досить показати в одному положенні.

6. На кінцях осей координат проставляють стрілки, що показують позитивний напрямок осей, поруч проставляється відповідне позначення, наприклад і т.д.

7. При побудові планів швидкостей, прискорень, структурних груп, планів сил, номера положень механізму позначають арабською цифрою в кружечку діаметром 12 мм.

8. Кожен лист креслення повинен мати в правому нижньому кутку штамп, в якому вказується назва навчального закладу, група, прізвища керівника проекту і студента, назва і номер листа, дата його закінчення.

## **Оформлення пояснювальної записки**

### *Загальні положення*

1. Пояснювальна записка до РГЗ повинна виконуватись відповідно до вимог до текстових документів.

2. Пояснювальна записка повинна бути написана від руки чорнилом (пастою) з одного боку паперу формату А4 (297×210) або набрана на комп'ютері.

3. Сторінки повинні мати наскрізну нумерацію.

4. Кожен розділ пояснювальної записки рекомендується розпочинати з нової сторінки. Кожен пункт тексту починається з абзацу. Цифри, що вказують на номери пунктів, не повинні виступати за межі абзацу.

### **Побудова пояснювальної записки**

1. Пояснювальну записку поділяють на розділи та підрозділи залежно від кількості сторінок та питань, що розглядаються.

2. Розділи повинні мати порядкові номери в межах записки, позначені арабськими цифрами.

Підрозділи повинні мати нумерацію у межах кожного розділу. Номери підрозділів складаються з номерів розділу та підрозділу, розділених точкою.

Якщо підрозділ має пункти, то нумерація пунктів має бути в межах підрозділу та номера пункту, розділених точкою, наприклад (3.1.1).

3. Назва розділів та підрозділів повинні бути стислими, відповідати змісту та записуватися у вигляді заголовка (з червоного рядка). Перенесення слів у заголовках не допускається. Точку наприкінці заголовка не ставлять.

Відстань між заголовком та подальшим текстом – 15 мм. Таке ж витримується між заголовками розділу та підрозділу.

4. У записці обов'язково наводиться перелік використаної літератури. Літературне джерело і слід розмішувати в порядку появи посилань у тексті.

5. На початку записки необхідно розмістити зміст, який включається до загальної кількості аркушів записки.

6. Записка має бути пошита та мати титульний лист, на якому вказується назва навчального закладу, кафедри, групи, науковий ступінь, вчене звання та прізвище керівника проекту, прізвище студента, назва роботи.

### ***Викладення тексту пояснювальної записки***

1. У пояснювальній записці слід стисло викласти всі етапи виконання проекту. Обчислення та пояснення наводяться для одного із заданих положень механізму. Не рекомендується давати їх крайніх положень, інших положень результати обчислень зводяться в таблицю.

2. Скорочення слів у тексті та написах під малюнками не дозволяється.

3. При визначенні розрахункових величин рекомендується система запису:

а) наводиться формула, за якою виробляються обчислення;



б) підставляють у формулу числові значення і наводиться кінцевий результат, при цьому проміжні обчислення опускаються.

4. Значення символів та чисельних коефіцієнтів, що входять до формули, мають бути наведені безпосередньо під формулою. Значення кожного символу дається з нового рядка у тій послідовності, якою вони наведені у формулі. Перший рядок розшифровки повинен починатися зі слова «де» без двокрапки після нього.

5. Ступінь точності обчислень має дорівнювати ступеню точності вихідних даних.

6. Розмірність того самого параметра в межах одного документа повинна бути постійною (в одній із встановленої одиниці вимірювання).

7. Усі формули у записі нумеруються арабськими цифрами у межах розділу. Номер формули складається з номера розділу та порядкового номера формули, розділених точкою. Номер ставиться праворуч сторінки на рівні формули в круглих дужках, наприклад:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}. \quad (1.3)$$

Посилання в тексті на номер формули дають у круглих дужках, наприклад, «... у формулі (1.3)».

# **I. Структурний аналіз та побудова планів механізму**

## **1.1. Мета структурного аналізу**

Аналіз механізмів зручно виробляти, розглядаючи окремо структурні групи, що входять до їхнього складу. Залежно від виду та класу структурної групи у ТММ розроблено відповідні методи розрахунку.

При виконанні кінематичного (побудови планів швидкостей та прискорень) та силового (визначення тисків у кінематичних парах, тобто сил взаємодії ланок) розрахунків, для спрощення рішення, відповідні векторні рівняння рекомендується складати для структурних груп, з яких складається механізм.

При структурному аналізі механізму визначають:

- • кількість рухомих ланок механізму;
- • кількість та клас кінематичних пар;
- • ступінь свободи механізму;
- • кількість, клас та порядок структурних груп, з яких створено цей механізм;
- • клас механізму та формулу будови механізму.

## **1.2. Структурний аналіз механізму однорядного двигуна**

Метою курсового проектування є аналіз механізму однорядного двигуна, структурна схема якого наведено на рис. 1.

Структурною називається схема механізму, виконана умовними позначеннями ланок та кінематичних пар без дотримання лінійних розмірів.

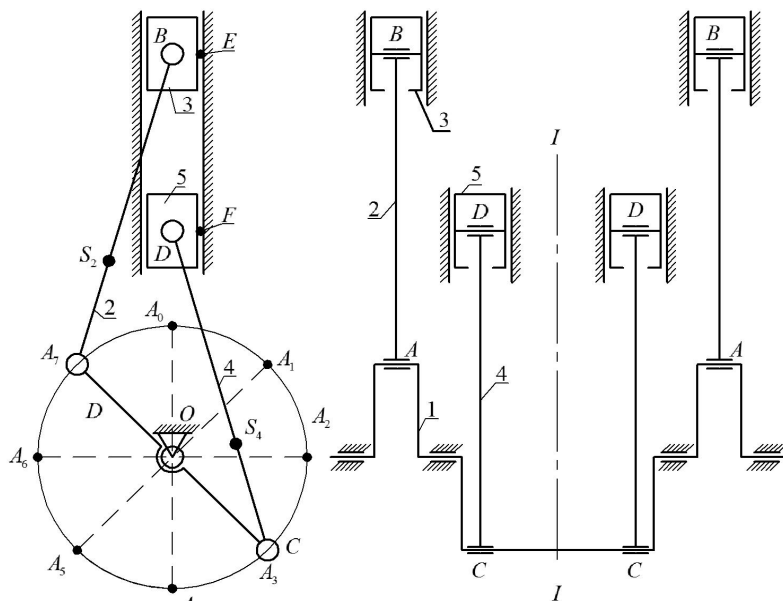


Рис. 1.

Механізм однорядного двигуна (кривошипно-повзунний механізм) внутрішнього згоряння типу Д-50, СМД-14, П-46 (рис.1.1.) перетворює зворотно-поступальний рух поршнів 3 і 5 у обертальний рух колінчастого валу 1. Тиск у циліндрах двигуна змінюється згідно з чотиритактною індикаторною діаграмою рис.2.

***Структурний аналіз механізму проводимо у такій послідовності***

1. Визначаємо рухливі ланки механізму та кінематичні пари.

Умовні позначення ланок механізмів та кінематичних пар наведені у таблицях 1.1 та 1.2.

До складу механізму (рис. 1.1) входять п'ять рухомих ланок: 1 – кривошип; 2, 4 – шатуни, 3, 5 – повзуни.

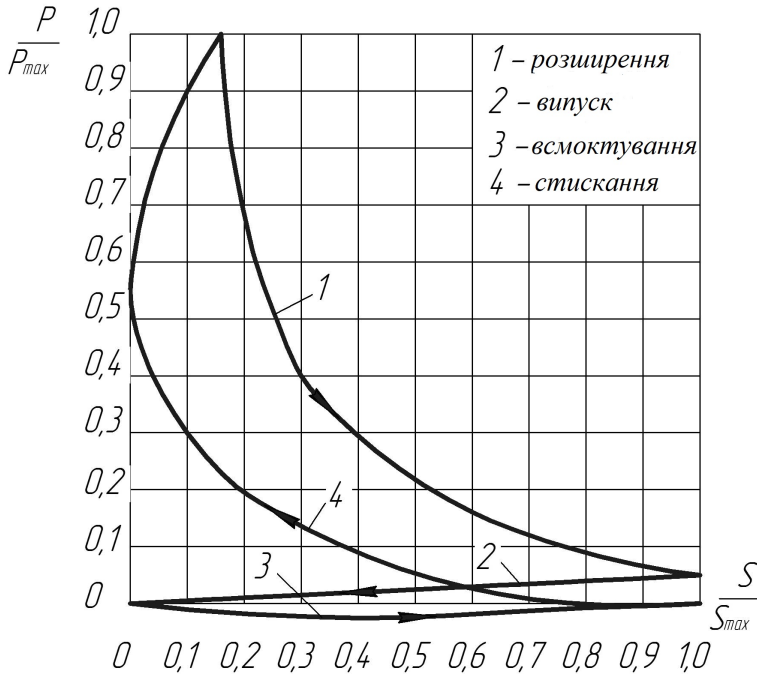


Рис.2. Індикаторна діаграма

2. Визначаємо кількість та клас кінематичних пар.

Ланки механізму з'єднують 7 кінематичних пар 5 класу:  $O$  (0,1),  $A$  (1,2),  $B$  (2,3),  $C$  (1, 4),  $D$  (4, 5),  $E$  (3, 0) и  $F$  (5, 0), де 0 – нерухома ланка (стійка).

3. Визначаємо ступінь рухливості механізму.

Оскільки механізм плоский, то ступінь свободи механізму визначаємо за формулою П.Л. Чебишева:

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

де  $n = 5$  – число рухливих ланок;

$P_5 = 7$  – число кінематичних пар п'ятого класу;

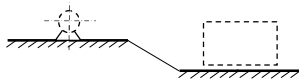
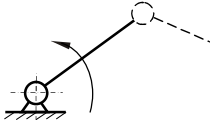
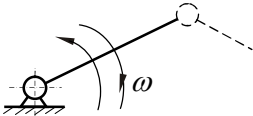
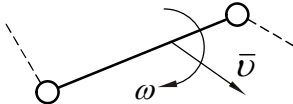
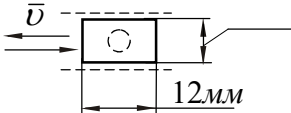
$P_4 = 0$  – число кінематичних пар четвертого класу.

Отже, кінематичний ланцюг даного механізму матиме геометричну визначеність руху всіх ланок при одній початковій ланці, яка пов'язана зі стійкою  $O$ .

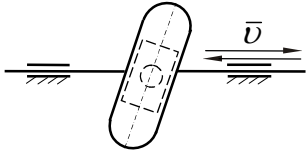
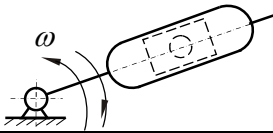
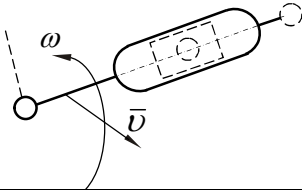
У механізму однорядного двигуна вхідною ланкою, (якому задається закон руху) є повзун 3 і 5, а вихідним (яке здійснює необхідний для виконання технологічного процесу рух) - кривошип 1.

Таблиця 1

Основні типи ланок механізму

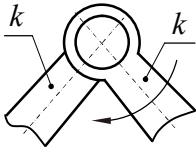
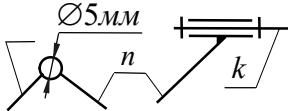
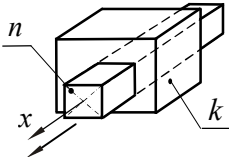
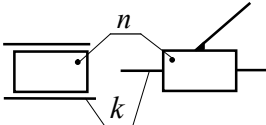
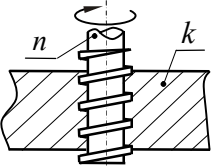
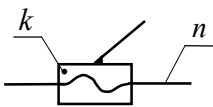
Название	Условное изображение звена	Рух, що виконує ланка
стійка		відсутній
кривошип		обертальний
коромисло		коливальний
шатун		плоский
повзун		поступальний

Продовження таблиці 1

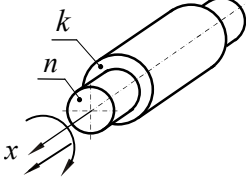
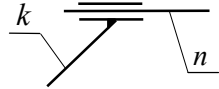
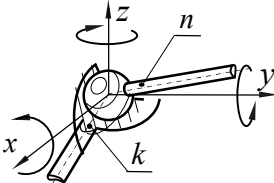
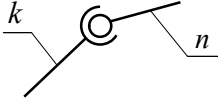
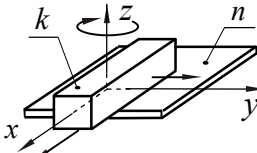
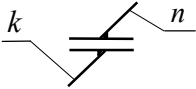
куліса		поступальний
куліса		коливальний чи обертальний
куліса		плоский

Таблиця 2

Умовні позначення кінематичних пар

Рисунок пари	Назва та умовне позначення	Клас	$S$	$H$
	Обертальна 	V	5	1
	Поступальна 	V	5	1
	Гвинтова 	V	5	1

Продовження таблиці 2

	<p>Циліндрична</p> 	IV	4	2
	<p>Сферична</p> 	III	3	3
	<p>Площинна</p> 	III	3	3

Оскільки в завданні до РГЗ задається кутова швидкість кривошипа 1, то як початкова ланка (якому задається закон руху при аналізі механізму) необхідно прийняти кривошип 1.

4. Встановимо, з яких структурних груп (груп Ассура) складається ведена частина механізму, і в якій послідовності вони з'єднуються між собою.

Схеми структурних груп Ассура класу наведено у таблиці 3.

Оскільки за початкову ланку механізму (рис.3,а) прийнятий кривошип 1, який разом зі стійкою 0 утворює механізм -го класу, то кінематичний ланцюг, що включає рухливі ланки 2, 3 і кінематичні пари  $A$ ,  $B$ ,  $C$  є групою Ассура другого класу.

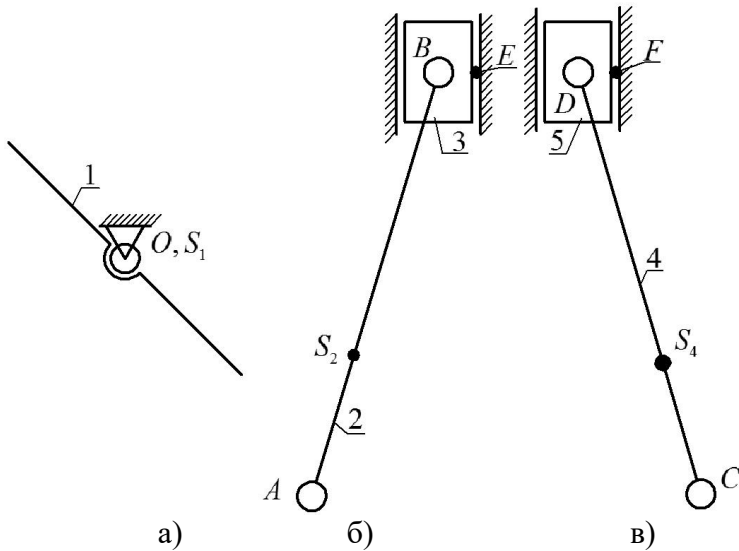


Рис. 3

Таким чином, при утворенні механізму однорядного двигуна (рис.1) до початкової ланки 1 приєднується група 2–3 (кінематичною парою  $A$  – до ланки 1 та кінематичною парою  $E$  – до стійки) та група 4–5 (кінематичною парою  $C$  – до ланки 1 та кінематичною парою  $F$  – до стійки).

Таблиця 3  
Схеми груп Л. В. Ассура II класу

Вид	Схема групи	
	Загальна	Найчастіше використовується
1		



2		
3		
4		
5		

Отже, заданий механізм складається з механізму I класу (рис.3, а) та двох груп II класу II порядку (рис 3, б, рис 3, в).

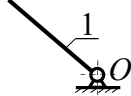
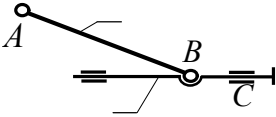
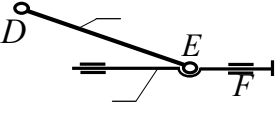
5. Формула будови механізму має вигляд

$$Mex = I(0-1) \Rightarrow \begin{cases} \square II (2-3) \\ \square II (4-5) \end{cases}$$

Враховуючи, що клас механізм визначається вищим класом групи Ассура, яка входить до його складу, то загалом цей механізм відноситься до II класу.

Результати структурного аналізу представлені у таблиці 4.

Таблиця 4

№ п/п	Схема групи	Ланки	Кінемат. пари	$\frac{\text{клас}}{\text{вид}}$
1		0,1	O	$\frac{\text{I}}{-}$
2		2,3	$\begin{matrix} A \\ B \\ C \end{matrix}$	$\frac{\text{II}}{2}$
		4,5	$\begin{matrix} D \\ E \\ F \end{matrix}$	$\frac{\text{II}}{2}$

### 1.3. Побудова планів механізму

При графічних побудовах на кресленнях доводиться зображати як довжини (розміри ланок), а й вектори швидкостей і прискорень точок, вектори сил, і навіть інші величини. Тому в теорії механізмів та машин важливе значення має поняття про масштаб.

#### 1.3.1. Поняття про масштаб

Обчислювальним масштабом (масштабним коефіцієнтом) називається відношення дійсного значення будь-якої

величини до довжини відрізка (мм), який представляє цю величину на кресленні:

$$\mu = \frac{A}{[A]}, \quad (1)$$

де  $\mu$  – масштабний коефіцієнт;

$A$  – дійсне значення величини;

$[A]$  – довжина відрізка, який представляє величину на кресленні, виміряна в міліметрах (мм).

Масштабний коефіцієнт показує, скільки одиниць даної величини полягає в 1 мм відрізка, який зображує цю величину на кресленні.

Вимірявши відрізок  $[A]$  і знаючи масштабний коефіцієнт  $\mu$ , можна з формули (1) визначити величину  $A$ :

$$A = \mu[A] \quad (2)$$

Щоб зобразити величину  $A$  за допомогою масштабного коефіцієнта  $\mu$ , необхідно накреслити відрізок довжиною:

$$[A] = \frac{A}{\mu} \quad (3)$$

Масштабний коефіцієнт зазвичай постачають індексом, що вказує до якої величиною він відноситься.

Масштабний коефіцієнт довжин позначається –  $\mu_\ell$ ; швидкостей –  $\mu_v$ , прискорень –  $\mu_a$ , сил –  $\mu_F$  і т.д.

Довжини, швидкості, прискорення, сили і т.п. беруться в міжнародній системі одиниць [СІ], тобто відповідно в м, м/с, м/с<sup>2</sup>, Н і т.п. Довжина ж відрізка [A] вимірюється в мм. Тому масштабний коефіцієнт  $\mu$  завжди має розмірність.

Розмірність масштабного коефіцієнта довжини:

$$\mu_l = \dots \frac{m}{mm};$$

швидкості:

$$\mu_v = \dots \frac{m/c}{mm};$$

прискорення:

$$\mu_a = \dots \frac{m/c^2}{mm};$$

сили

$$\mu_F = \dots \frac{N}{mm}.$$

Якщо, наприклад, швидкість  $V = 50 \text{ м/с}$  зображується відрізком довжиною 10 мм, то масштабний коефіцієнт швидкостей:

$$\mu_v = \frac{50 \text{ м/с}}{10 \text{ мм}} = 5 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

При виборі масштабу бажано, щоб він висловлювався цілими числами або числами з простої десятковим дробом. Це значно спрощує обчислення. Стандартними є такі масштабні коефіцієнти:

...0,001; 0,01; 0,1; 1; 10; 100...

...0,002; 0,02; 0,2; 2; 20; 200...

...0,005; 0,05; 0,5; 5; 50; 500...

Цими числами рекомендується користуватися при виборі масштабного коефіцієнта.

### 1.3.2. Побудова планів механізму

Взаємне розташування ланок рухомого механізму постійно змінюється, але у кожен момент часу розташування ланок цілком певним.

Графічне зображення взаємного розташування ланок, що відповідає обраному моменту часу, називається планом механізму.

Ряд послідовних планів механізму, побудованих для моментів часу, що йдуть один за одним, дозволяють наочно простежити за рухом ланок механізму.

План механізму (кінематична схема) виконується в масштабі та використовується при кінематичному та силовому аналізі механізму.

При побудові планів механізму бажано дотримуватись наступної послідовності.

1. Вибрати масштабний коефіцієнт побудови кінематичної схеми механізму.

Масштабний коефіцієнт вибирається таким, щоб побудована кінематична схема механізму дозволяла виконувати необхідні графічні побудови і оптимальним чином використовувалося б поле креслення. Для цього розглядають довжини ланок механізму та взаємне їхнє розташування, що забезпечують максимальний розмір механізму по вертикалі або по горизонталі.

Умовимося дійсні довжини ланок позначати буквою  $l$  з індексами назви ланки, тобто  $l_{OA}$ ,  $l_{AB}$ ,  $l_{CB}$  і т.д., а довжини цих же ланок, відкладені на схемі в масштабі, через  $OA$ ,  $AB$ ,  $CB$  і т.д.

Дальнейшие построения и расчеты проведем на примере механизма (рис. 1), имеющего следующие размеры:

довжини ланок:

$$l_{OA} = l_{OC} = 0,075 \text{ м},$$

$$l_{AB} = l_{CD} = 0,3 \text{ м},$$

положення центру мас  $S_2$  ланки 2:

$$l_{AS_2} = l_{AO} / 3 = 0,3 / 3 = 0,1 \text{ м};$$

положення центру мас  $S_4$  ланки 4:

$$l_{CS_4} = l_{CD} / 3 = 0,1 \text{ м}.$$

До вибору масштабного коефіцієнта довжини  $\mu_l$  можна підійти в такий спосіб.

Габаритний розмір механізму висадки дорівнює

$$L = l_{OA} + l_{CD} + l_{AB} = 0,075 + 0,075 + 0,3 = 0,45 \text{ м},$$

за умови, що ланки 1 та 2 витягнуті в одну лінію.

На аркуші формату А1 поле малюнку по вертикалі, що відводиться для кінематичної схеми механізму, рекомендується вибирати трохи більше 520 мм.

Тоді, масштабний коефіцієнт  $\mu_l$  дорівнює

$$\mu_l = \frac{0,45}{520} = 0,000865 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Приймаємо

$$\mu_l = 0,00087 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

На аркуші формату А4 поле для схеми складає 180 мм і для цього формату

$$\mu_\ell = \frac{0,45}{180} = 0,0025 \text{ мм}.$$

Приймаємо

$$\mu_\ell = 0,0025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

**2. Визначити довжини всіх відрізків,** що відображають на схемі відповідні розміри механізму:

$$OA = CD = \frac{\ell_{OA}}{\mu_\ell} = \frac{0,075}{0,0025} = 30 \text{ мм};$$

$$AB = CD = \frac{\ell_{AB}}{\mu_\ell} = \frac{0,3}{0,0025} = 120 \text{ мм};$$

$$AS_2 = \frac{\ell_{AS_2}}{\mu_\ell} = \frac{\ell_{AO} / 3}{\mu_\ell} = \frac{0,1}{0,0025} = 40 \text{ мм};$$

$$AS_4 = \frac{\ell_{AS_4}}{\mu_\ell} = \frac{0,1}{0,0025} = 40 \text{ мм}$$

### 3. Побудова нерухомих елементів механізму

У нижньому лівому кутку листа на відстані  $OA + 25$  мм від лівої та нижньої межі листа намітити точку (рис.4,а), провести через неї взаємно перпендикулярну горизонтальну та вертикальну лінії.

Через отриману таким чином точку  $O$  (початок координат) провести горизонтальну пряму  $Ox$  та вертикальну пряму  $Oy$  – напрямок руху повзуна 3 та 5 (точки  $B$  та відповідно).

Таким чином, всі нерухомі елементи механізму нанесені (на рис.4 побудова механізму, розглянуте як приклад, виконано без урахування масштабу).

Побудова кінематичної схеми проводиться відповідно до формули його будови, яка для даного механізму має вигляд

$$Mex = I(0-1) \Rightarrow \begin{array}{l} \square II(2-3) \\ \square II(4-5) \end{array}.$$

Цей порядок зберігається і за кінематичному дослідженні, тобто. швидкості та прискорення точок механізму визначаються у такій же послідовності.

**4. Побудову плану механізму** починають із зображення ланки 1 групи I (0–1). Оскільки кривошип 1 обертається навколо осі, що проходить через точку  $O$  і здійснює повний оборот, то колом радіуса  $OA$  проводимо траєкторію точки  $A$  (рис.4,а).

**5. Подальша послідовність побудови** плану механізму довільного становища кривошипа  $AC$  показано на рис. 4,б та 4,в.

При утворенні механізму до кривошипу 1 приєднується група 2-3 і група 4-5. У такій же послідовності і визначатимемо становище цієї групи.

**6. Група 2–3** має три кінематичні пари: дві зовнішні  $A$  і  $E$ , і одну внутрішню –  $B$ . Зовнішньої парою  $A$  група кріпиться до кривошипу, а зовнішньою парою  $D$  до стійки  $O$ .

Положення пари  $A$  визначено, а положення точки  $B$  визначимо методом засічок.

Для цього радіусом  $AB$  з точки  $A$ , як із центру, проводимо дугу  $\alpha - \alpha$ . Перетин дуги  $\alpha - \alpha$  з лінією  $Oy$  визначить положення внутрішньої кінематичної пари  $B$  (рис.4, б).



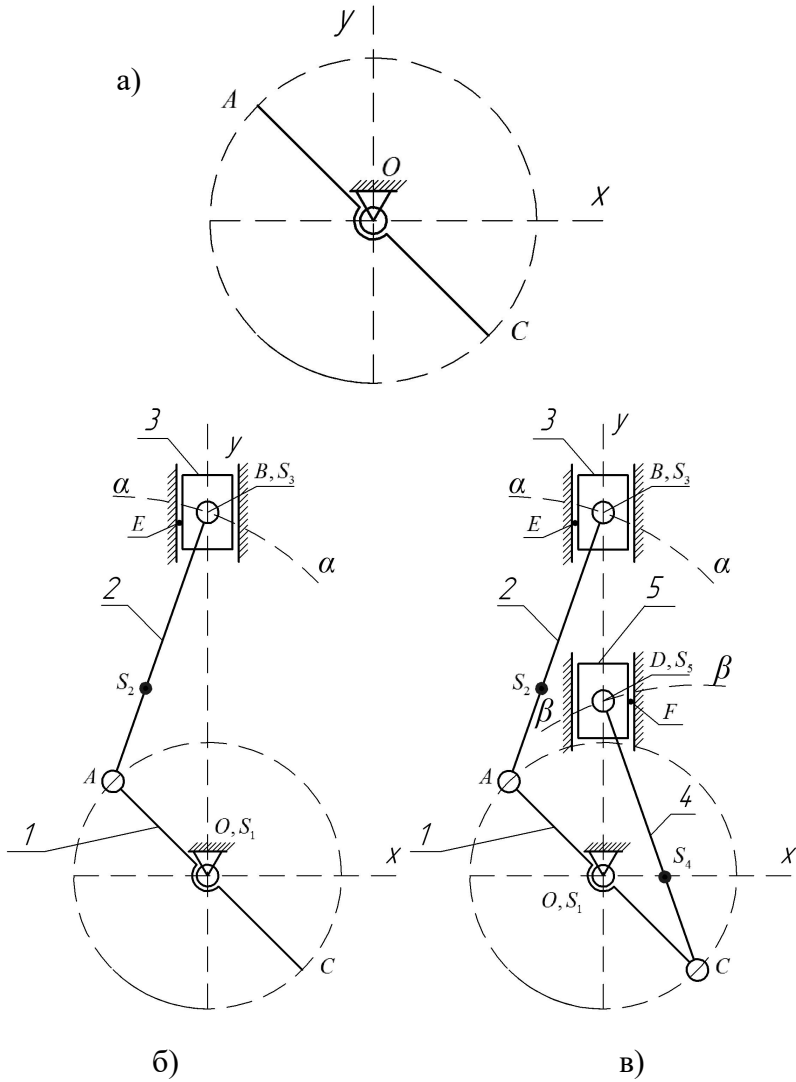


Рис.4

З'єднав відрізком прямої точки  $B$  і  $A$ , отримуємо положення групи 2–3.

7. **Наносимо** на ланку 2 положення центру маси  $S_2$ :  $AS_2 = AB/3$ . Положення центру мас  $S_3$  співпадає з точкою  $B$ .

8. **Група 4–5** має три кінематичні пари: дві зовнішні  $C$  і  $F$ , і одну внутрішню –  $D$ . Зовнішньою парою  $C$  група кріпиться до кривошипу, а зовнішньою парою  $F$  до стійки  $O$ .

Для визначення положення пари  $C$  проводимо пряму  $AO$  до перетину з траєкторією руху точки  $A$ .

Подальша побудова (рис. 4,в) аналогічна побудові групи 2-3.

### ***1.3.3. Визначення крайніх положень механізму та побудова планів положень***

Виробничий цикл механізму однорядного двигуна внутрішнього згорання відбувається за два обороти кривошипу 1, тобто. за  $720^\circ$ . Причому всі положення механізму повторюються за один оберт кривошипа, а змінюється лише тиск, що вимірюється за індикаторною діаграмою (рис. 2).

Цілком очевидно, що верхнє крайнє положення повзун 3 (точка  $B$ ) займатиме тоді, коли кривошип і шатун будуть витягнуті в одну лінію – далі вгору повзун рухатися не зможе. Тому визначення крайнього верхнього положення повзуна достатньо з точки  $O$  радіусом, рівним  $OA + AB = 30 + 120 = 150$  мм провести дугу  $\gamma - \gamma$  (рис. 6) і зробити засічку на траєкторії точки  $B$ . Отримана точка і визначатиме крайнє положення повзуна 3.

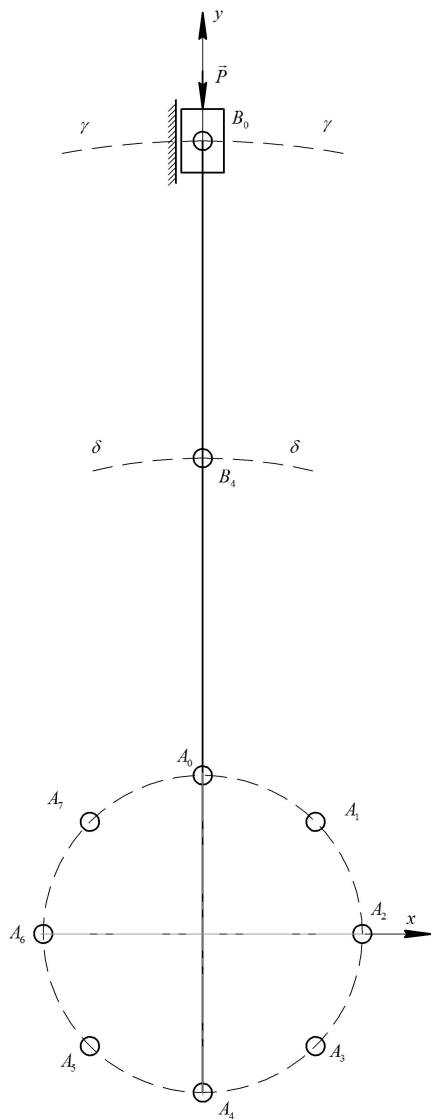


Рис.6

Крайнє нижнє положення повзун займатиме тоді, коли кривошип і шатун складуться в одну лінію. Тому для визначення крайнього нижнього положення повзуна 3 потрібно з точки  $O$  радіусом, що дорівнює різниці довжин шатуна і кривошипа:  $AB - OA = 120 - 30 = 90$  мм провести дугу  $\delta - \delta$  (рис. 6) і зробити засічку на лінії. Отримана точка і визначатиме нижнє крайнє положення повзуна.

З'єднавши точки  $B_0$  і  $B_4$  з центром  $O$ , у перетині проведених прямих з колом точки  $A$ , отримаємо положення центру пальця кривошипа  $A_0$  і  $A_4$ , що відповідають крайнім положенням повзуна.

Хід повзуна  $S$  можна знайти як відстань між крайніми положеннями  $B_0$  та  $B_4$ .

З рис.6 видно, що кривошип в крайніх положеннях механізму ( $O_1A_0$  і  $O_1A_4$ ) ділить кут повороту кривошипа ( $360^\circ$ ) механізму на два рівні сектори.

Сектор  $A_0OA_4$  на такті розширення вважатимемо робочим ходом для повзуна 3 (поршня), а сектор  $A_4OA_0$  холостим ходом механізму.

**Робочий хід** здійснюється механізмом за наявності корисного навантаження (сили  $P$  – тиску газів на такті розширення).

**Холостий хід** відбувається за відсутності корисного навантаження.

Напрямок обертання приймаємо протягом годинної стрілки, тобто. двигун має праве обертання відповідно до ГОСТ 22836-77 Двигуни внутрішнього згорання. Напрямок обертання.

Дослідження механізму проводиться, як зазначали раніше, за повний оборот провідної ланки (кривошипу). При обертанні провідної ланки ведені ланки займають ряд послідовних положень, простеживши яких можна отримати уявлення про рух механізму. Зазвичай будують від 8 до 24 послідовних положень механізму. Що більше положень, то точніше дослідження.

У курсовому проекті ми обмежимося побудовою 8 положень механізму.

Так як кут робочого та холостого ходу рівні, то розділимо оборот механізму на 8 рівновіддалених положень провідної ланки, яким відповідатиме центральний кут між положеннями кривошипу в  $45^\circ$ . Позначимо точки перетину кривошипа 1 з траєкторією точки  $A$  через  $A_0, A_1, A_2, A_3,$  и  $A_4$  (рис.6). Через ці точки послідовно проходить точка кривошипа під час робочого ходу.

Аналогічно зробимо і для холостого ходу, розділивши дугу кола на 4 рівновіддалених положення кривошипу (кут між положеннями  $45^\circ$ ). Отримані положення кривошипа позначимо як  $A_5, A_6$  и  $A_7$  (рис.7).

Раніше (рис.4) було розібрано побудову кінематичної схеми механізму одного положення кривошипа. Аналогічно будуються положення механізму обраних точок  $A_0, A_1 \dots A_{8,0}$  (рис.7).

На рис 6 суцільними жирними лініями показані крайні положення механізму, а тонкими проміжні. На траєкторії  $0-x$  руху повзуна 3 показані положення точки  $B$  при переході послідовно положення 0 в положення 8 (0).

Точка  $C$  розташована на кривошипі 1 і від центру обертання  $t$ . Про тому ж відстані, що й  $t$ .  $A$ , причому  $OA$  паралельна  $OC$ . Тому точка  $C$  займатиме ті самі положення, що й точка  $A$ , але із запізненням на  $180^\circ$ , тобто положенню  $A_0$  буде відповідати  $C_4$ ,  $A_1 - C_5$  і т.д. (Рис. 7). Аналогічно і точка  $D$  займатиме ті самі положення, що й точка  $B$  (рис 7).

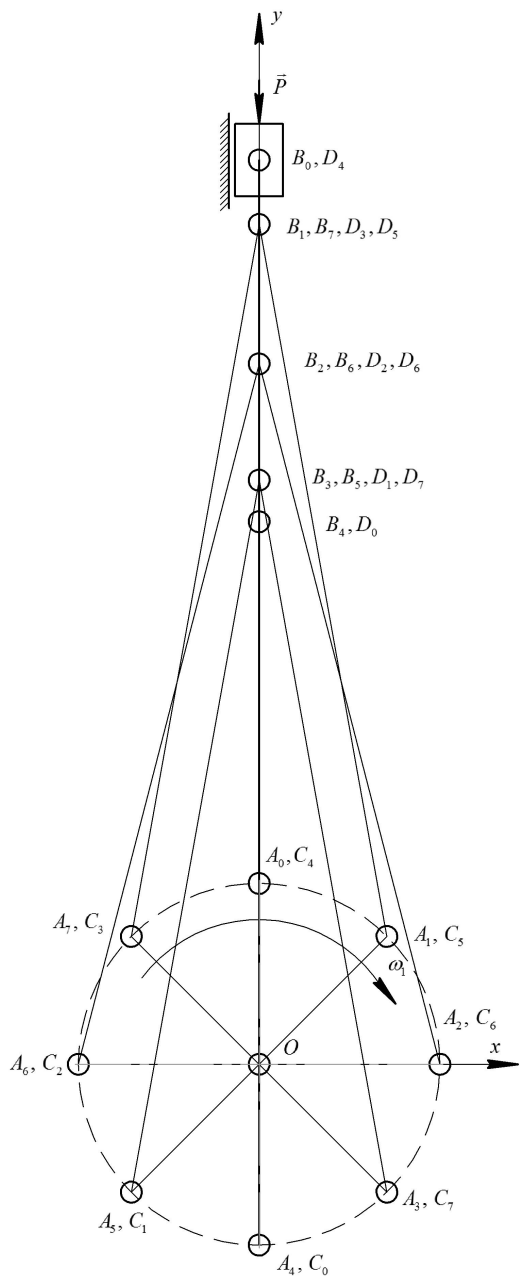


Рис. 7

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Основы теории механизмов и машин. Курс лекций. / В.В. Бурлака, С.И. Кучеренко, Д.И. Мазоренко, Л.Н. Тищенко – Харьков, 2008. – 349с.

2. Кініцький Я.Т. Теорія механізмів і машин. / Я.Т. Кініцький – К.: Наукова думка, 2002. – 660с.

3. Кореяно О.С. Теорія механізмів і машин. / О.С. Кореяно – К.: Вища шк., 1987. – 457с.

4. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский – М.: Высшая шк., 1985. – 279с.

5. Машков А.А. Теория механизмов и машин. / А.А. Машков – Минск.: Высшая шк., 1971. – 471с.

6. Теория механизмов и машин. Учебник для ВТУЗов. / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; под редакцией К. В. Фролова. – М., Высшая школа, 1987. – 496 с.

7. Теорія механізмів і машин. Заняття № 2. Побудова планів механізму : методичні вказівки до виконання практичних робіт для студентів денної та заочної форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальностей 133 Галузеве машинобудування, 208 Агроінженерія, 274 Автомобільний транспорт ; Харків. нац. техн. у-т сіл. госп-ва ім. П. Василенка ; уклад.: В. В. Бурлака, В. П. Ольшанський, М. В. Сліпченко. – Харків : [б. в.], 2019.–15 с



Навчальне видання

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

МЕХАНІЗМ ОДНОРЯДНОГО ДВИГУНА.  
СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ.  
ПОБУДОВА ПЛАНІВ МЕХАНІЗМУ

Методичні вказівки  
до виконання практичних робіт

Укладачі

**СЛІПЧЕНКО** Максим Володимирович  
**ШУКАЄВА** Ольга Миколаївна  
**БРЕДИХІН** Вадим Вікторович  
**СВІРГУН** Ольга Анатоліївна

Формат 60x84\16. Гарнітура Times New Roman  
Папір для цифрового друку. Друк ризографічний.

Ум. друк. арк. 2

Наклад 30 пр.

Державний біотехнологічний університет  
61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44