



Пирогов В. В., Філімоніхін Г. Б.,
Олійніченко Л. С., Невдаха Ю. А.

ПРАКТИКУМ
**З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ
І МАШИН**

ЧАСТИНА I

Пирогов В. В., Філімоніхін Г. Б.,
Олійніченко Л. С., Невдаха Ю. А.

ПРАКТИКУМ
З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ
І МАШИН

ЧАСТИНА I

Навчальний посібник

Під загальною редакцією В. В. Пирогова

Рекомендовано Вченою радою
Центральноукраїнського
національного технічного
університету як навчальний посібник
для студентів машинобудівних,
транспортних та електротехнічних
спеціальностей.
Протокол № 10 від 25.05.2026 р.

Кропивницький – 2026 р.

УДК 621.01
П334

Рецензенти:

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет “Харківський політехнічний інститут”, Навчально-науковий інститут механічної інженерії і транспорту, професор кафедри автоматизованого проектування та машинознавства;

Воропай Олексій Валерійович – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет “ХНАДУ”, завідувач кафедри деталей машин та теорії механізмів і машин.

П334

Пирогов В. В.

Практикум з теорії механізмів і машин. Частина I: Навчальний посібник / В.В. Пирогов, Г.Б. Філімоніхін, Л.С. Олійніченко, Ю.А. Невдаха; під загальною редакцією В.В. Пирогова. – Кропивницький: ЦНТУ, 2026. – 54 с.

У першій частині практикуму з теорії механізмів і машин розглянуто методикку проведення структурного та кінематичного аналізу важільних та зубчастих механізмів.

У кожній роботі наведено опис обладнання, а також основні теоретичні відомості необхідні для розуміння і запам'ятовування відповідної теми. Викладено основні вимоги до оформлення індивідуальних робіт.

Для студентів машинобудівних, транспортних та електротехнічних спеціальностей закладів вищої технічної освіти.

УДК 621.01

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА.....	5
ОФОРМЛЕННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ РОБОТИ. ПОРЯДОК ЗАХИСТУ	6
ІНДИВІДУАЛЬНА РОБОТА 1. ПОБУДОВА СТРУКТУРНИХ ТА КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ МЕХАНІЗМІВ. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ.....	8
1.1. Мета роботи.....	8
1.2. Основні теоретичні відомості.....	8
1.2.1. Основні поняття і визначення.....	8
1.2.2. Структурні та кінематичні схеми механізмів. Види ланок.....	9
1.2.3. Кінематичні пари та їх класифікація.....	10
1.2.4. Кінематичні ланцюги та їх класифікація.....	13
1.2.5. Формули рухомості кінематичних ланцюгів.....	14
1.2.6. Основний принцип утворення механізмів.....	14
1.2.7. Структурна класифікація плоских механізмів.....	15
1.2.7.1. Структурні групи II класу.....	16
1.2.7.2. Структурні групи III класу.....	16
1.2.7.3. Структурні групи IV та вищих класів.....	17
1.2.8. Структурна формула будови механізму.....	17
1.2.9. Зайві ступені вільності і умови зв'язку.....	19
1.2.10. Структурний аналіз механізмів.....	19
1.2.10.1. Визначення класу механізму.....	19
1.2.10.2. Заміна вищих кінематичних пар нижчими.....	20
1.3. Особливості побудови кінематичної схеми механізму.....	22
1.4. Лабораторне обладнання та приладдя.....	22
1.5. Загальна послідовність виконання роботи.....	22
1.6. Варіанти завдань.....	23
1.7. Контрольні запитання.....	24
ІНДИВІДУАЛЬНА РОБОТА 2. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ.....	26
2.1. Мета роботи.....	26
2.2. Основні теоретичні відомості.....	26
2.2.1. Задачі і методи кінематичного дослідження механізмів.....	26
2.2.2. Графічний метод кінематичного дослідження механізмів.....	27
2.2.2.1. Побудова положень ланок механізму.....	27
2.2.2.2. Діаграма переміщень.....	28



2.2.2.3. Діаграма швидкостей та прискорень	30
2.2.3. Графоаналітичний метод кінематичного дослідження механізмів	32
2.2.3.1. Побудова плану швидкостей	32
2.2.3.2. Побудова плану прискорень	33
2.2.4. Аналітичний метод кінематичного дослідження механізмів	36
2.2.4.1. Метод замкнених векторних контурів	36
2.2.4.2. Аналітична кінематика механізму II класу 1-го виду	37
2.2.4.3. Аналітична кінематика механізму II класу 2-го виду	39
2.3. Лабораторне обладнання та приладдя	40
2.4. Загальна послідовність виконання роботи	40
2.5. Варіанти завдань	40
2.6. Контрольні запитання	41
ДОДАТОК 1	42
ЛІТЕРАТУРА	54



Передмова

Курс теорії механізмів і машин (ТММ) передбачає вивчення основних методів та алгоритмів аналізу і синтезу механізмів і машин. Термінологія та основний теоретичний матеріал ТММ розглядається на лекційних заняттях, а практичне засвоєння і опрацювання отриманих знань здійснюється на практичних заняттях та при виконанні лабораторних робіт.

В першій частині практикуму представлені роботи, в ході виконання яких студент повинен навчитися здійснювати структурний та кінематичний аналіз важільних та зубчастих механізмів.

Перед кожним заняттям необхідно опрацювати відповідний теоретичний матеріал. Успішність виконання індивідуальної роботи визначається рівнем підготовки студента.

Кількість та послідовність виконання необхідного об'єму робіт уточнюється безпосередньо при проведенні занять.

Завдання для індивідуальних робіт видає викладач, який здійснює проведення даного виду аудиторної роботи, безпосередньо перед початком її виконання. Виконані завдання кожен студент повинен самостійно представити викладачу для перевірки. Зауваження під час виконання та оформлення індивідуальної роботи, а також виявлені помилки усуваються студентом самостійно.

Захист індивідуальної роботи проводиться у формі співбесіди, передбачає розв'язок практичних задач або тестів та призначений для виявлення рівня знань студента з відповідної теми.

Оформлення індивідуальної роботи. Порядок захисту

Виконана індивідуальна робота (приклад виконання приведено в додатку 1) оформлюється у вигляді звіту на білих аркушах формату А4 та включає:

- титульний аркуш;
- завдання (за формою 2);
- розв'язок необхідних завдань та пояснень до них, які містять таблиці, необхідні рівняння, розрахунки (за формою 2а);
- список використаних літературних джерел;
- графічні ілюстрації та креслення (виконуються на форматі А4 або А3 та підшиваються до звіту).

При написанні тексту звіту використовуються чорнила синього або чорного кольору, при оформленні графічного матеріалу – прості олівці та креслярське приладдя. Використання цвітних олівців та фломастерів не допускається. Оформлення текстової частини та необхідних графічних побудов виконується у відповідності з вимогами ДСТУ 3008-95.

При оформленні звітів індивідуальних робіт допускається повне або часткове використання ПЕОМ.

Звіти індивідуальних робіт оформлені неохайно та без дотримання необхідних вимог не розглядаються та не зараховуються, і повертаються студенту для доопрацювання.

Виконані та оформлені відповідно до вимог лабораторної роботи повинні бути представлені викладачу для перевірки. Перевірка виконаної та оформленої лабораторної роботи здійснюється на протязі семестру на аудиторних заняттях або консультаціях, які проводяться відповідно до розкладу роботи викладача. Перевірені звіти лабораторних робіт та допущені викладачем до захисту студент повинен самостійно захистити до моменту здачі підсумкового контролю (рубіжного контролю, заліку або екзамену). Термін захисту лабораторних робіт закінчується при завершенні залікової неділі або з початком сесії. Без захисту лабораторних робіт студент до здачі заліку або екзамену не допускається. Захист лабораторних робіт після вказаного терміну проводиться тільки після екзаменаційної сесії.

На протязі семестру до початку сесії можлива організація консультацій або додаткових занять, метою яких є надання консультативної допомоги студентам при оформленні звітів лабораторних робіт та підготовки їх до захисту. При цьому консультації або додаткові заняття зі студентами проводяться при виділенні деканатами відповідних факультетів навантаження (годин). У випадку відсутності



навантаження (годин) для проведення даного виду роботи студенти здійснюють оформлення звітів та підготовку до захисту лабораторних робіт самостійно.

Відповідальність за збереження звітів лабораторних робіт до моменту їх захисту цілком і повністю покладена на студента. У випадку втрати незахищеного звіту з лабораторної роботи студент зобов'язаний самостійно відновити звіт або заново виконати лабораторну роботу та знову представити викладачу для перевірки з послідуочим захистом.

При встановленому факті виконання лабораторної роботи або оформлення звіту не студентом, який представив його для перевірки, а іншою особою, звіт анулюється і студенту видається нове завдання для виконання даного виду роботи.

Індивідуальна робота 1. Побудова структурних та кінематичних схем механізмів. Структурний аналіз механізмів

1.1. Мета роботи

Мета роботи:

1. ознайомитись з різновидами кінематичних пар та їх умовними позначеннями;
2. ознайомитись з методикою побудови структурних та кінематичних схем механізмів;
3. навчитись виконувати структурний аналіз механізмів.

1.2. Основні теоретичні відомості

1.2.1. Основні поняття і визначення

Кожний механізм або машина складається з окремих деталей. **Деталлю** називають ту частину механізму, яка виготовлена без складальних операцій. У стаціонарних машинах і механізмах є нерухомі деталі і рухомі деталі. У рухомих машинах і механізмах, нерухомими деталями умовно вважаються ті, що постійно зв'язані з корпусом.

Кожна рухома деталь або група деталей, які утворюють одну жорстку рухому систему тіл, має назву **рухомої ланки** механізму або машини.

Усі нерухомі деталі утворюють одну нерухому систему тіл, яка називається **нерухомою ланкою** або **стояком**.

Таким чином, у будь-якому механізмі або машині маємо одну нерухому ланку і одну або декілька рухомих ланок.

У механізмах або машинах ланки з'єднуються одна з одною так, що завжди забезпечується можливість їхнього відносного руху. Рухоме з'єднання двох ланок, які стикаються, називається **кінематичною парою**.

Рух ланок відносно одна одної визначається формою елементів ланок якими вони стикаються. Сукупність поверхонь, ліній або точок, які належать ланкам і які стикаються при відносному русі ланок, називають **елементами кінематичних пар**.

Зв'язана система ланок, що входять у кінематичні пари, утворює **кінематичний ланцюг**.



1.2.2. Структурні та кінематичні схеми механізмів. Види ланок

При зображенні механізму на кресленні, розрізняють його структурну схему, із застосуванням умовних позначень ланок та кінематичних пар, і кінематичну схему, яка є його кінематичною моделлю.

Структурна схема містить загальну інформацію про механізм (зображується без дотримання масштабу): про кількість ланок та кінематичних пар, послідовність, способи з'єднання ланок та види можливих рухів (рис. 1.1).

Кінематична схема механізму будується у вибраному масштабі з точним дотриманням всіх розмірів і форм, від яких залежить рух тієї чи іншої ланки. На кінематичній схемі повинно бути вказане все, що є необхідним для вивчення руху.

На схемах ланки позначають арабськими цифрами 0, 1, 2, 3, ..., а кінематичні пари і різні точки ланок (наприклад, центри ваги) – латинськими літерами $A, B, C, S_2 \dots$ (рис. 1.1).

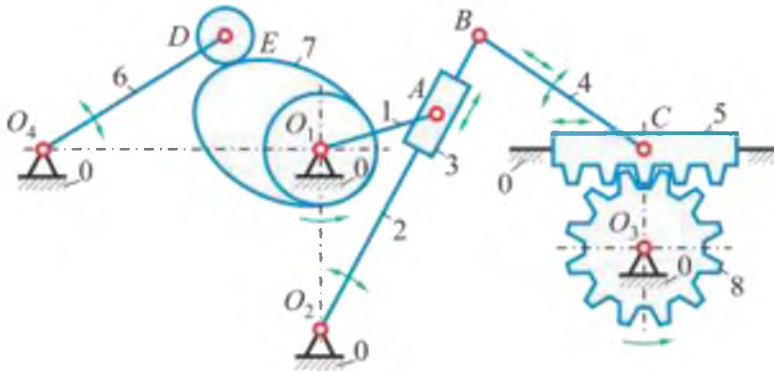


Рис. 1.1

Ланки розрізняють за конструктивними ознаками (корпус двигуна, колінчастий вал, штовхач, поршень, клапан і т.п.), але найчастіше – залежно від характеру їхнього відносного руху:

- **стояк** – це ланка, відносно якої визначають рух усіх інших ланок механізму (рис. 1.1, ланка 0);
- **кривошип** – ланка механізму, яка здійснює повний оберт навколо нерухомої осі (рис. 1.1, ланка 1);
- **куліса** – ланка важільного механізму, яка обертається навколо нерухомої осі і яка утворює з іншою рухомою ланкою поступальну пару (рис. 1.1, ланка 2);

- **кулісний камінь** – ланка, яка здійснює поступальний рух відносно рухомої направляючої – куліси (рис. 1.1, ланка 3);
- **шатун** – ланка важільного механізму, що здійснює плоскопаралельний рух (рис. 1.1, ланка 4);
- **повзун** – ланка, що здійснює поступальний прямолінійний рух відносно стояка, або ланка, яка утворює з стояком поступальну кінематичну пару (рис. 1.1, ланка 5);
- **коромисло** – ланка, яка здійснює коливальний рух або обертова ланка важільного механізму, яка здійснює неповний оберт навколо нерухомої осі (рис. 1.1, ланка 6);
- **кулачок** – ланка, яка має елемент вищої кінематичної пари, виконаної у вигляді поверхні змінної кривизни (рис. 1.1, ланка 7);
- **зубчате колесо** – ланка із замкнутою системою зубців, яка забезпечує неперервний рух іншого зубчатого колеса (рис. 1.1, ланка 8).

1.2.3. Кінематичні пари та їх класифікація

У загальному випадку будь-яке абсолютно тверде тіло ABC (рис. 1.2), що вільно рухається у просторі, має шість видів незалежних можливих рухів: три обертові навколо осей x , y , z і три поступальні рухи вздовж цих осей.

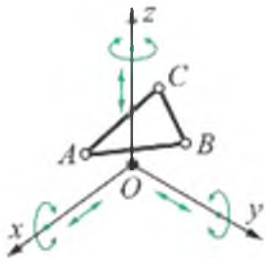


Рис. 1.2

Входження тіла (ланки) у кінематичну пару з іншим тілом (ланкою) накладає на відносні рухи цих ланок певні обмеження. Ці обмеження називають **умовами зв'язку** в кінематичних парах. Очевидно, що число цих умов зв'язку може бути тільки цілим і меншим за шість, оскільки, коли число умов зв'язку дорівнює шести, тіло (ланка) втрачає відносну рухомість. Так само число умов зв'язку не може бути меншим за одиницю, бо у цьому випадку кінематична пара не існує (тіла вільно рухаються у просторі).

Таким чином, число умов зв'язку, накладених на відносний рух кожної ланки кінематичної пари, змінюється у межах від 1–5. Тоді **число ступенів вільності** H ланки кінематичної пари у відносному русі можна виразити рівнянням:

$$H = 6 - S \quad (1.1)$$

де S – **число умов зв'язку**, які накладає кінематична пара на відносний рух ланок.

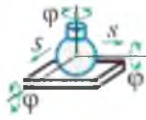

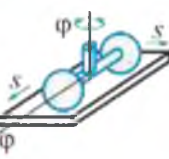
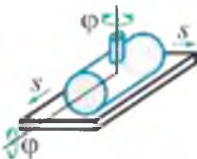

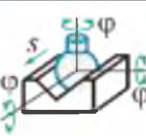
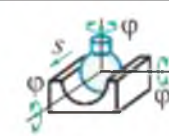

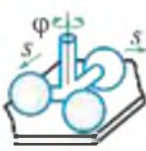
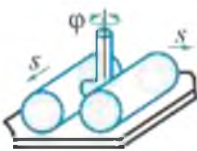
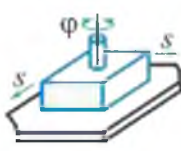

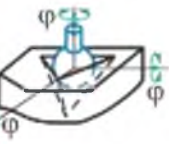
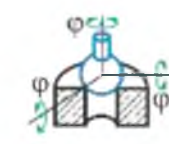
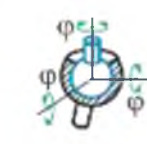

Залежно від числа умов зв'язку (**класифікація Артоблевського**), пари діляться на п'ять класів: I, II, III, IV, V.

Клас кінематичної пари визначається залежністю:


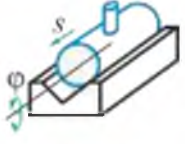
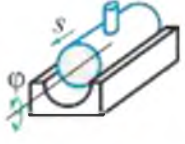

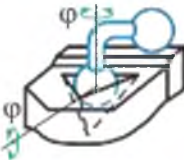







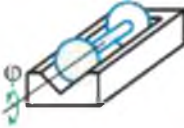
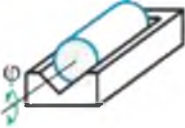
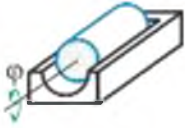

$$S = 6 - H. \quad (1.2)$$

У табл. 1.1 наведено приклади кінематичних пар та їхні умовні позначення з урахуванням елементів кінематичних пар.

Таблиця 1.1

Клас кінематичної пари	Елементи кінематичних пар			Умовні позначення (назва)
	точки	лінії	поверхні	
1	2	3	4	5
I ($S=1$) $2s, 3\phi$		—	—	 куля- площина
II ($S=2$) $2s, 2\phi$ або $s, 3\phi$			—	 циліндр- площина
			—	 куля- циліндр
III ($S=3$) $2s, \phi$ або 3ϕ				 пло- щинна
				 сферична

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5
IV ($S=4$) s, φ або 2φ				 циліндрична
				 сферична з пальцем
V ($S=5$) s або φ				 поступальна
				 обертальна

Залежно від форми елементів кінематичні пари поділяються на нижчі і вищі. **Нижчими кінематичними парами** називають такі пари, у яких елементи кінематичних пар стикаються поверхнями. **Вищими кінематичними парами** називають такі пари, в яких елементи кінематичних пар стикаються по лінії або в точці. Нижчі кінематичні пари характеризуються тим, що можуть передати більше зусилля, ніж вищі, завдяки більшій площі контакту між ланками.

Нижчі пари мають **властивість інверсії** (оборотності руху), тобто характер відносного руху ланок не змінюється від того, яка ланка рухається. Вищі пари такої властивості не мають.

Для того щоб елементи кінематичних пар перебували у постійному контакті, пари повинні бути замкнутими. Замикання може бути **геометричним** або **силовим**. **Геометричне замикання** здійснюється відповідною геометричною формою елементів ланок кінематичної пари або конструкцією кінематичної пари. **Силове замикання** забезпечується силою ваги, силою пружності пружини тощо.

1.2.4. Кінематичні ланцюги та їх класифікація

Кінематичним ланцюгом називається система ланок, які зв'язані між собою кінематичними парами.

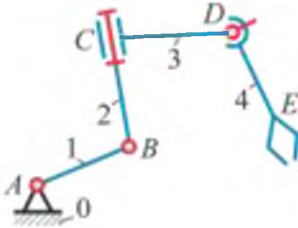


Рис. 1.3

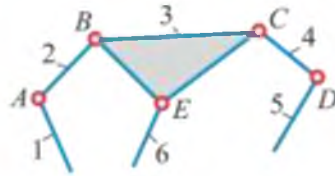


Рис. 1.4

Кінематичні ланцюги поділяються на **прості і складні**. **Простим** кінематичним називається такий ланцюг, у якого кожна ланка входить не більше як до двох кінематичних пар (рис. 1.3). **Складним** кінематичним називається ланцюг, у якому є хоч одна ланка, що входить більше ніж до двох кінематичних пар (рис. 1.4 – ланка 3 входить у три кінематичні пари B, C, E).

У свою чергу, прості і складні кінематичні ланцюги поділяються на **замкнуті й незамкнуті**. У **незамкненому кінематичному ланцюгу** є ланки, що входять тільки в одну кінематичну пару (рис. 1.3, рис. 1.4), у **замкненому кінематичному ланцюгу** (рис. 1.5, 1.6) кожна ланка входить не менше як у дві кінематичні пари.

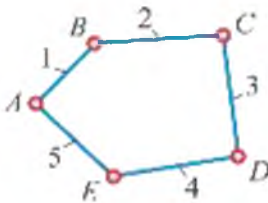


Рис. 1.5

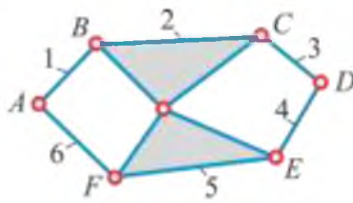


Рис. 1.6

Залежно від форми руху ланок кінематичні ланцюги поділяються на **плоскі і просторові**. **Плоским** називають ланцюг, у якому всі точки ланок описують траєкторії, що лежать в одній або паралельних площинах. **Просторовим** називають ланцюг, у якого точки ланок рухаються у непаралельних площинах.

1.2.5. Формули рухомості кінематичних ланцюгів

Для визначення рухомості ланок просторового кінематичного ланцюга використовують структурну **формулу рухомості Сомова-Матішева**:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (1.3)$$

де n – число рухомих ланок кінематичного ланцюга; p_5 – число кінематичних пар 5-го класу; p_4 – число кінематичних пар 4-го класу; p_3 – число кінематичних пар 3-го класу; p_2 – число кінематичних пар 2-го класу; p_1 – число кінематичних пар 1-го класу.

Для плоских кінематичних ланцюгів число ступенів вільності дорівнює $(6-3)n=3n$, так як на рух усіх ланок механізму в цілому накладено три загальні обмеження. Тому має місце **формула рухомості Чебишева** або **структурна формула плоского кінематичного ланцюга** загального вигляду:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.4)$$

де n – число рухомих ланок кінематичного ланцюга; p_5 – число кінематичних пар 5-го класу; p_4 – число кінематичних пар 4-го класу.

Загальна формула рухомості кінематичних ланцюгів, з урахуванням зв'язків накладених на рух ланок механізму, має вигляд:

$$W = (6 - m)n - \sum_{k=5}^{m+1} (k - m)p_k, \quad (1.5)$$

де m – кількість загальних зв'язків, накладених на рух ланок механізму ($m=0...4$); k – клас кінематичної пари ($k=1...5$). Формула (1.5) має ще назву **формули Добровольського**.

1.2.6. Основний принцип утворення механізмів

Основний принцип утворення механізмів полягає у тому, що **будь-який механізм можна одержати, якщо до початкової ланки (або початкових ланок) і стояка послідовно присднувати кінематичні ланцюги з нульовим ступенем вільності**. Остання умова впливає з того, що весь механізм повинен мати ступінь вільності, який дорівнює сумі ступенів вільності механізмів I класу.

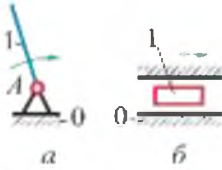


Рис. 1.7

На рис. 1.7 зображено **механізм І класу**, початкові ланки якого утворюють із стояком обертову (рис. 1.7. а) або поступальну (рис. 1.7. б) кінематичну пару V класу.

При послідовному приєднанні груп необхідно керуватися певними правилами.

При утворенні механізму з одним ступенем вільності перша група приєднується вільними елементами ланок до початкової ланки і стояка. Наступні групи можуть приєднуватися до будь-яких ланок одержаного механізму тільки так, щоб ланки групи могли рухатися одна відносно одної. Не можна групу вільними елементами приєднувати до одної ланки, оскільки у цьому випадку отримаємо нерухомий контур.

Кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами пар до інших ланок механізму не змінює його ступінь вільності і який не можна роз'єднати на простіші кінематичні ланцюги нульового ступеня вільності, називається **структурною групою або групою Ассура**.

1.2.7. Структурна класифікація плоских механізмів

В **основу структурної класифікації** механізмів покладено основний принцип утворення механізмів (основи закладено Л.В. Ассуром). Перевагою цієї класифікації є те, що вона пов'язана з методами кінематичного, силового та динамічного дослідження механізмів. Для плоских механізмів умова існування структурних груп має вигляд:

$$p_5 = 3n/2. \quad (1.6)$$

Оскільки числа ланок і пар можуть бути тільки цілими, то умову (1.6) задовольнятимуть тільки такі сполучення чисел ланок і кінематичних пар, які входять у групу (табл. 1.2):

Таблиця 1.2

n	2	4	6	8	...
p_5	3	6	9	12	...

Вибираючи різні сполучення цих чисел, які задовольняють умову (1.6), можна дістати групи різного виду. Усі добути таким способом групи можна поділити на класи. Поділ груп на класи зумовлений методами кінематичного і силового аналізу.

1.2.7.1. Структурні групи II класу

Найпростішою буде група, яка складається з двох ланок і трьох кінематичних пар V класу ($n=2, p_5=3$) (рис. 1.8, а). Така група має назву **структурної групи (групи Ассура) II класу II порядку**. Порядок групи визначається кількістю елементів пар, якими група приєднується до основного механізму. У групі, зображеній на рис. 1.8, а, вільні елементи мають дві пари (В і D), якими група може приєднуватися до інших ланок.

Групи II класу бувають п'яти видів залежно від кількості обертових і поступальних пар та їхнього взаємного розташування (рис. 1.8).

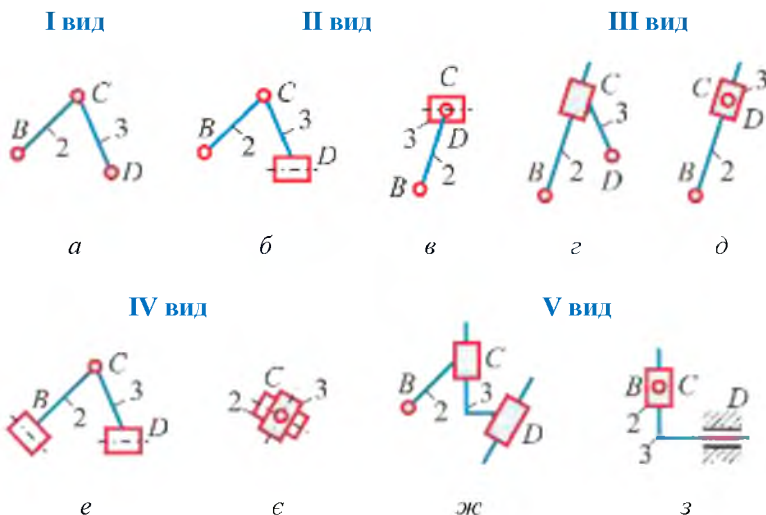


Рис. 1.8

Механізми, до складу яких входять тільки групи II класу, називаються **механізмами II класу**.

1.2.7.2. Структурні групи III класу

Для випадку, коли $n=4, p_5=6$, отримуємо **групу III класу III порядку**. Групи III класу можуть бути різних видів, які одержують шляхом заміни обертових пар поступальними. Приклади таких груп показані на рис. 1.9, а, б, в.

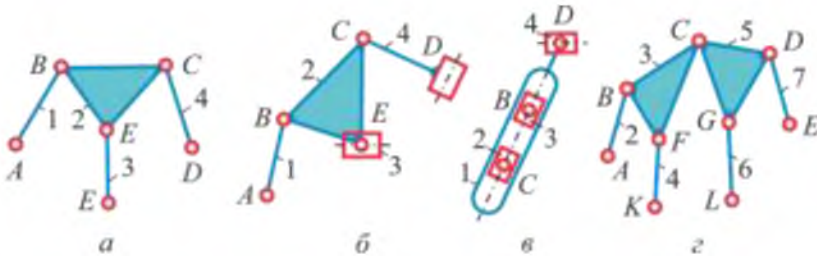


Рис. 1.9

Групи III класу у своєму складі можуть мати кількість ланок, більше чотирьох, і пар, більше шести (рис. 1.9, г).

Механізми, до складу яких входять групи, не вище за групи III класу, називаються **механізмами III класу**.

1.2.7.3. Структурні групи IV та вищих класів

Група, до складу якої входить чотирикутний замкнутий рухомий контур $DEFG$, належить до **групи IV класу II порядку**, оскільки вона приєднується до основного механізму вільними елементами кінематичних пар B, C (рис. 1.10). Ступінь рухомості такого контуру $W=1$.

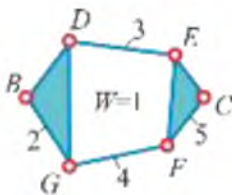


Рис. 1.10

Механізми, до складу яких входять групи не вище IV класу, називаються **механізмами IV класу**.

Якщо перейти до подальших сполучень ланок і пар, що задовольняють умову структурної групи, то до складу груп V класу увійде п'ятикутний контур ($W=2$), до складу груп VI класу – шестикутний ($W=3$) і т. д.

1.2.8. Структурна формула будови механізму

На основі зазначеного можна зробити такі висновки: до складу групи III класу входить так званий контур III класу; до складу групи IV класу – контур IV класу тощо. **Клас контуру** визначається кількістю кінематичних пар, до складу яких входять ланки, що його утворюють. **Клас групи** визначається найвищим класом контуру, що входить до її складу (рис. 1.11). **Клас механізму** визначається найвищим класом груп, що входять до його складу. Наприклад, якщо механізм утворений

двома групами – групою III класу і групою IV класу, – то він належить до механізмів IV класу.

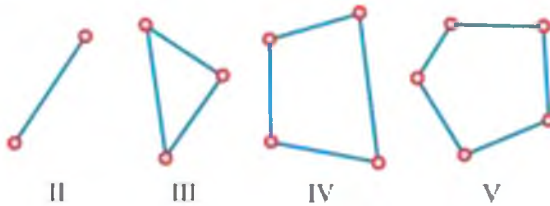


Рис. 1.11

Склад і послідовність приєднання структурних груп механізму можна виразити **формулою будови механізму**. Наприклад, формула будови для механізму IV класу, який зображений на рис. 1.12 матиме вигляд:

$$\begin{array}{ccccccc}
 I(0,1) & \rightarrow & II(2,3) & \rightarrow & IV(8,9,10, 11) & \rightarrow & II(12,13) \\
 & & \downarrow & & & & \\
 & & III(4/5,6, 7) & & & &
 \end{array}$$

де I, II, III, IV – класи груп. Номери ланок, що входять до складу структурних груп, вказані в дужках. У групі III класу окремо виділена базисна ланка.

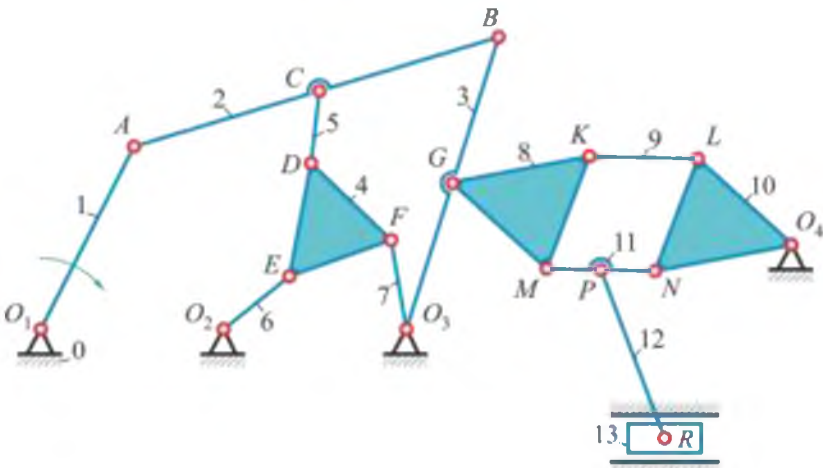


Рис. 1.12

1.2.9. Зайві ступені вільності і умови зв'язку

Ступені вільності або зв'язки, що не впливають на рухомість механізму в цілому та не змінюють кінематику його ланок, але впливають на ступінь рухомості, називають **зайвими**.

Виявлення зайвих зв'язків або ступенів вільності має важливе значення, так як дозволяє вірно вибрати клас кінематичних пар, які з'єднують ланки механізму, і зробити конструкцію більш робото-здатною (зменшується зношування кінематичних пар, покращуються експлуатаційні характеристики механізму, навантаження краще розподіляється).

Для виявлення зайвих ступенів вільності або зв'язків використовують формули:

- для просторового механізму

$$q = W + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 - 6n, \quad (1.7)$$

- для плоского механізму

$$q = W + 2p_5 + p_4 - 3n. \quad (1.8)$$

Якщо $q > 0$, то механізм має зайві зв'язки, якщо $q < 0$, то – зайві ступені вільності.

1.2.10. Структурний аналіз механізмів

Структурний аналіз має за мету дослідження будови механізмів, їхнє видозмінення та класифікацію.

1.2.10.1. Визначення класу механізму

Структурна схема механізму формується послідовним приєднанням структурних груп до вхідних ланок, тому їх виокремлення з структурної схеми розпочинається з груп, в які входять вихідні ланки. При цьому визначають ступінь рухомості решти механізму, який повинен дорівнювати ступеню рухомості вихідного механізму, і перевіряють, чи не розпався кінематичний ланцюг на не зв'язані між собою частини.

Слід зазначити, що клас структурних груп в механізмі залежить від вибору вхідної ланки. Так як методи кінематичного і динамічного досліджень простіші для механізмів більш низьких класів, то при структурному аналізі доцільно прийняти за вхідну таку ланку, при якій клас механізму зменшується.

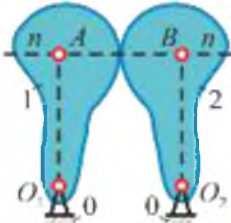
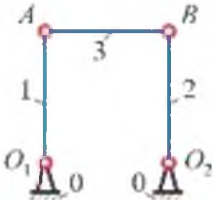
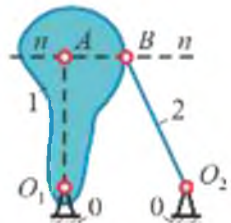
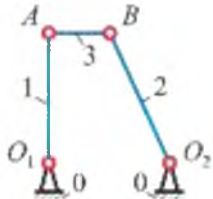
1.2.10.2. Заміна вищих кінематичних пар нижчими

Для використання більш простих алгоритмів розрахунку механізмів з вищими кінематичними парами проводять структурні перетворення в групах з вищими парами шляхом заміни їх структурно і кінематично еквівалентними кінематичними ланцюгами з нижчими кінематичними парами. При цьому має задовольнятися **умова структурної еквівалентності**, тобто характер миттєвого відносного руху та число ступенів вільності еквівалентного механізму змінюватись не повинно.

Заміну пар вищого класу на пари нижчого класу проводять наступним чином (див. табл. 1.3):

1. через точку дотику ланок 1 та 2 проводять нормаль $n-n$ до контуру профілів, які утворюють вищу пару (рис. 1.13, а; рис. 1.14, а);

Таблиця 1.3

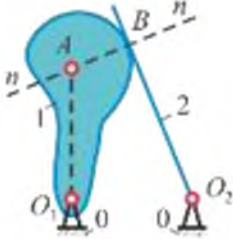
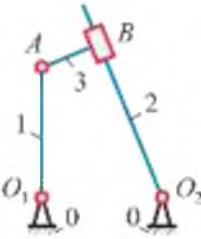
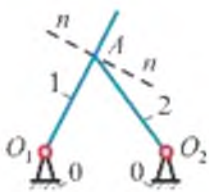
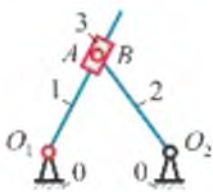
Радіуси кривини	Схема	
	дійсна	еквівалентна
1	2	3
$r_1 > 0,$ $r_2 > 0$	 <p>Рис. 1.13, а</p>	 <p>Рис. 1.13, б</p>
$r_1 > 0,$ $r_2 = 0$	 <p>Рис. 1.14, а</p>	 <p>Рис. 1.14, б</p>

2. на нормалі у центрах кривини O_1 та O_2 профілів вихідних ланок розміщують обертальні кінематичні пари 5-го класу, які з'єднують умовною невагомою ланкою 3 (рис. 1.13, б; рис. 1.14, б).

Слід зазначити, що отримані еквівалентні механізми в загальному випадку, коли профілями вищих пар є криві змінної кривизни, кінематично еквівалентні дійсному механізму тільки в розглядуваному положенні вхідної ланки.

Коли один з профілів є прямою, то центр його кривини нескінченно віддалений, і відповідна обертальна пара перетворюється в поступальну (див. табл. 1.4: рис. 1.15, а, б; рис. 1.16, а, б).

Таблиця 1.4

Радіуси кривини	Схема	
	дійсна	еквівалентна
1	2	3
$r_1 > 0,$ $r_2 = \infty$	 <p>Рис. 1.15, а</p>	 <p>Рис. 1.15, б</p>
$r_1 = \infty,$ $r_2 = 0$	 <p>Рис. 1.16, а</p>	 <p>Рис. 1.16, б</p>

1.3. Особливості побудови кінематичної схеми механізму

При побудові кінематичної схеми механізму визначають габаритні розміри механізму, розміри та величину лінійних і кутових переміщень окремих ланок механізму. Ключовими є відстані між осями обертальних кінематичних пар, радіуси кривизни, що визначають відносне положення ланок, положення нерухомих напрямних тощо.

Порядок викреслювання кінематичної схеми механізму наступний:

1. обираємо систему координат з початком в центрі кінематичної пари, утвореної початковою ланкою і стояком;
2. визначаємо положення центрів нерухомих шарнірів, а також осей напрямних поступальних пар в обраній системі координат;
3. викреслюємо ведучу ланку, положення якої обираємо так, щоб інші ланки були чітко видні і не перекривали одна одну;
4. послідовно викреслюємо положення ведених ланок, користуючись методом засічок.

Під кінематичною схемою доцільно вказати значення, що визначають розміри механізму: лінійні – в міліметрах; кутові – в градусах.

Ланки, як і на структурній схемі, нумеруються арабськими цифрами у послідовності їх приєднання до ведучої ланки, а кінематичні пари позначають великими літерами латинського алфавіту.

Кінематичну схему слід зображати в масштабі зменшення (1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10).

1.4. Лабораторне обладнання та приладдя

В якості лабораторного обладнання використовують окремі моделі механізмів, а також комплект моделей плоских механізмів типу ТММ-5М. Для виконання роботи необхідні також вимірювальні (лінійка, транспортир) та креслярські інструменти.

1.5. Загальна послідовність виконання роботи

При виконанні лабораторної роботи слід дотримуватись наступної послідовності дій.

1. Ознайомитись з механізмом, встановити його назву (з огляду на особливості його руху) та обрати таке його положення, при якому добре видно взаємне розташування його ланок.

2. Використовуючи прийняті умовні позначення, скласти кінематичну схему розглядуваного механізму.

3. Побудувати структурну схему механізму.
4. Пронумерувати всі ланки механізму, а кінематичні пари позначити буквами латинського алфавіту (виконати для кінематичної і структурної схеми механізму).
5. Визначити число рухомих ланок та кількість кінематичних пар різних класів використовуючи структурну схему.
6. Визначити ступінь рухомості механізму, відкинувши при цьому ланки, які створюють зайві зв'язки та/або зайві ступені вільності.
7. Здійснити заміну вищих кінематичних пар (якщо такі є) нижчими (5-го класу) та окремо викреслити структурну схему замінного механізму.
8. Визначити ступінь рухомості замінного механізму та перевірити розрахунком з попереднім значенням рухомості механізму (ступінь рухомості не повинен змінитися).
9. Виділити початкові ланки, кількість яких визначається числом ступенів рухомості механізму.
10. Розбити механізм на структурні групи. При розбитті на структурні групи слід притримуватись наступних рекомендацій:
 - відокремлення структурної групи бажано здійснювати з ланок і пар, найвіддаленіших від початкової ланки;
 - розпочинати слід зі спроби від'єднати від механізму групи II класу;
 - від'єднуючи структурні групи, перевіряємо число ступенів рухомості W тієї частини механізму, яка залишилась (W при цьому змінюватися не повинно);
 - групи слід відокремлювати до того часу, поки не залишаться одна початкова ланка і стояк (механізм I класу), чи кілька початкових ланок, кількість яких дорівнює одержаному числу ступенів вільності;
 - якщо спроби відокремлення груп II класу не дадуть такого результату, треба переходити до спроб відокремлення груп III класу, потім IV тощо.
11. Визначити клас та порядок структурних груп. Визначити клас механізму.
12. Записати формулу будови механізму.

1.6. Варіанти завдань

Завдання 1. Виконати пункти 1, 2 та 4.

Завдання 2. Виконати пункти 1, 3 – 8.



Завдання 3. Виконати пункти 1, 3, 4, 9 – 12. При виконанні даного завдання необхідно знайти та відкинути ланки (якщо такі є), які створюють зайві зв'язки та/або зайві ступені вільності.

Завдання 4. Виконати пункти 1 – 6.

Після виконання всіх пунктів завдання необхідно оформити звіт з лабораторної роботи у відповідності з вимогами та підготувати його до захисту. Приклад оформлення звіту представлений в додатку 1.

1.7. Контрольні запитання

1. Що називається деталлю, ланкою?
2. Що називають кінематичною парою та елементом кінематичної пари?
3. В чому полягає різниця між кінематичною та структурною схемою?
4. Що називають умовами зв'язку в кінематичних парах? В чому полягають особливості класифікації кінематичних пар по Артоболевському?
5. Чим відрізняються нижчі кінематичні пари від вищих кінематичних пар? Наведіть переваги та недоліки вищих і нижчих кінематичних пар.
6. Що називають геометричним та силовим замиканням кінематичних пар?
7. Що називають кінематичним ланцюгом? Що називають простим і складним, замкнутим і незамкнутим, плоским і просторовим кінематичним ланцюгом?
8. Які структурні формули використовують для плоских і просторових кінематичних ланцюгів?
9. У чому полягає основний принцип утворення механізмів?
10. Що називають структурною групою Ассура?
11. Що покладено в основу структурної класифікації?
12. Які структурні групи називають структурними групами II класу, III класу, IV класу?
13. Які механізми називають механізмами I класу, II класу, III класу, IV класу?
14. Як визначається клас контуру, групи, механізму?
15. Що називають зайвими ступенями вільності та умовами зв'язку? За якими формулами визначаються зайві зв'язки та ступені вільності для просторового та плоского механізму?



16. Для чого використовують зайві зв'язки, а для чого зайві ступені вільності?

17. В чому полягає зміст умови структурної еквівалентності механізмів?

18. Яким чином проводять заміну пар вищого класу на пари нижчого класу?

19. Назвіть основні етапи проведення структурного аналізу механізму?

Індивідуальна робота 2. Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів

2.1. Мета роботи

Мета роботи:

1. вивчити методи кінематичного аналізу;
2. навчитись виконувати кінематичний аналіз плоских важільних механізмів.

2.2. Основні теоретичні відомості

2.2.1. Задачі і методи кінематичного дослідження механізмів

При кінематичному дослідженні механізму розглядається рух його ланок без урахування сил, які діють на них, тобто розглядається рух ланок з геометричної точки зору.

Так як будь-який рух тіла характеризується переміщенням, швидкістю і прискоренням, то **основні задачі кінематичного дослідження** механізмів полягають у наступному:

1. визначення положень ланок механізму, побудова траєкторій його окремих рухомих точок;
2. визначення швидкостей окремих точок і ланок механізму;
3. визначення прискорень окремих точок і ланок механізму.

В результаті такого дослідження встановлюють відповідність **кінематичних параметрів (переміщень, швидкостей і прискорень)** заданим умовам роботи механізму, а також одержують вихідні дані для визначення сил і моментів (сил інерції, моментів сил інерції), кінетичної енергії та потужності механізму.

Більшість механізмів і машин здійснює періодичний рух. Під **періодом (циклом) руху** розуміють проміжок часу, після закінчення якого механізм повертається у початкове положення, а його кінематичні параметри набувають початкового значення, після цього рух повторюється за тим самим законом. Отже, для кінематичного дослідження достатньо одного періоду роботи механізму. При цьому повинні бути задані кінематична схема механізму (розміри всіх його ланок) і закон руху початкової ланки.

Існує чотири методи кінематичного дослідження механізмів: **графічний, графоаналітичний, аналітичний і експериментальний.**

Графічний метод кінематичного дослідження дозволяє встановити картину взаємного розташування ланок під час руху машини і усунути можливість їх співударів. Крім того, завдяки універсальності та



наочності досліджень, графічний метод можна використовувати для кінематичного дослідження механізмів будь-якої складності.

Графоаналітичний метод на відміну від графічного методу дозволяє визначити не тільки величину, але й напрямки кінематичних параметрів (швидкість, прискорення) для будь-яких точок механізму.

Аналітичний метод, завдяки можливості проведення багато-варіантних досліджень, використовується для підбору параметрів механізму, які забезпечують найкращі умови його роботи.

Експериментальний метод дослідження використовується для отримання дійсних значень кінематичних параметрів механізму та перевірки результатів теоретичних досліджень. Зумовлено це тим, що для графічних і аналітичних методів розв'язання задач кінематики доводиться приймати ряд ідеалізованих припущень (ланки вважаються абсолютно жорсткими, у кінематичних парах відсутні зазори, всі ланки виготовлені абсолютно точно, головний вал машини обертається з постійною швидкістю тощо). У зв'язку з цим теоретичні залежності ідеалізованих механізмів можуть значно відрізняються від дійсних.

2.2.2. Графічний метод кінематичного дослідження механізмів

2.2.2.1. Побудова положень ланок механізму

Для побудови положення ланок механізму (планів механізму) **графічним методом** треба задати кінематичну схему механізму (розміри всіх його ланок) і закон руху початкової (початкових) ланки. При цьому **приймають**, що **рух початкової ланки є рівномірним** ($\omega = \text{const}$ або $v = \text{const}$), **всі ланки механізму умовно вважають абсолютно твердими тілами** (тобто розміри ланок незмінні), **а зв'язки між ними ідеальні** (у кінематичних парах відсутні зазори).

Побудову положень ланок плоских механізмів здійснюють за допомогою **методу засічок**. Приклад реалізації даного методу показаний на рис. 2.1.

Побудову здійснюють у певному масштабі. Для цього використовують **масштабний коефіцієнт**, під яким розуміють відношення фізичної величини (шляху, швидкості тощо) до довжини відрізка, який цю величину зображає на рисунку. Масштабний коефіцієнт позначимо літерою μ з індексом тієї величини, яка зображена графічно. Наприклад, при зображенні лінійних розмірів механізму масштаб визначатиметься за формулою:

$$\mu_l = l_{OA} / OA, \quad [m/mm], \quad (2.1)$$

де l_{OA} – дійсна величина кривошипа OA , m ; OA – довжина кривошипа на кресленні (mm), де $OA = OA_i$ ($i=0, 1, 2, \dots, n$).

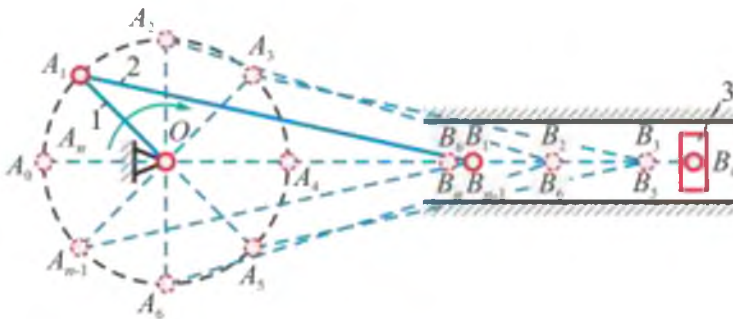


Рис. 2.1

Для знаходження положення всіх точок і ланок механізму послідовно розглядають рух кожної ланки від початкової до вихідної. Кривошип 1 здійснює рівномірний обертальний рух навколо нерухомого центра – точки O . Шатун 2 здійснює плоский рух: центр шарніра – точка A рухається по колу радіуса OA , центр шарніра – точка B рухається по прямій разом із повзуном 3 вздовж нерухомої напрямної (рис. 2.1).

За початкове положення механізму обирають таке, за якого одна з вихідних ланок (повзун B) займатиме одне з крайніх (мертвих) положень. Далі, траєкторію точки A ділять на довільно вибране число рівних частин, як це показано на рис. 2.1, а точки поділу позначають $A_0, A_1, A_2, \dots, A_i (i=0, 1, 2, \dots, n)$ у напрямку обертання кривошипа. Тобто перехід з одного положення в інше здійснюється за час T/n , де T – період обертання кривошипа.

Положення точки B визначають з огляду на те, що довжина шатуна 2 протягом руху залишається незмінною. Для цього з одержаних точок $A_0, A_1, A_2, \dots, A_i$ радіусом AB роблять дугові засічки на траєкторії точки B , у результаті чого знаходять положення центрів шарніра $B_0, B_1, B_2, \dots, B_i$. З'єднавши точки A_i і B_i , відрізками A_iB_i , одержимо положення шатуна 2 і повзуна 3 ($i=0, 1, 2, \dots, n$) (рис. 2.1). Побудову планів положень механізму закінчують побудовою положень ланок останньої групи.

2.2.2.2. Діаграма переміщень

При дослідженні механізмів часто недостатньо знайти тільки форму шляху – траєкторію руху точки; треба ще знати характер зміни довжини пройденого шляху залежно від часу або кута повороту кривошипа (узагальненої координати). Для цього будують діаграми лінійних $s=s(t)$ або кутових $\varphi=\varphi(t)$ переміщень.

Розглянемо побудову діаграми переміщень повзуна B (рис. 2.2) для кривошипно-повзункового механізму зображеного на рис. 2.1.

Рух початкової ланки приймають рівномірним, тоді за рівні проміжки часу кривошип OA повертатиметься на однакові кути. Переміщення повзуна зображують відрізками B_0B_i , ($i=0, 1, 2, \dots, n$). Потім будують прямокутну систему координат (рис. 2.2): на осі абсцис відкладають відрізок L – $0-n$, який зображує у масштабі $\mu_t=T/L$ ($с/мм$), період T одного обороту кривошипа OA (або кут $\varphi_1=2\pi$); на осі ординат – лінійні переміщення повзуна B у масштабі $\mu_s=S_{max}/B_0B_k$, ($м/мм$), де S_{max} – максимальний хід повзуна B , $м$; B_0B_k – відрізок, в $мм$, на діаграмі, який зображує цей хід. Відрізок L ділять на таку кількість відрізків $0-1, 1-2, \dots, n-1-n$, на яку розбита траєкторія точки A .

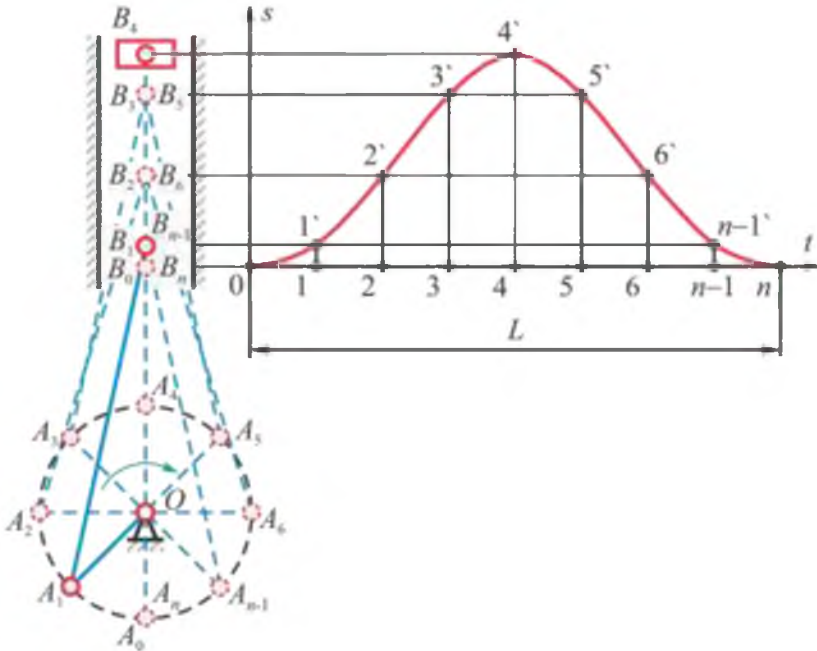


Рис. 2.2

Точки $0, 1, 2, \dots$ відповідають моментам часу, коли механізм займатиме відповідно положення $0, 1, 2, \dots$. На ординатах відкладають у вибраному масштабі μ_s переміщення точки B від крайнього положення B_0 за певні проміжки часу. Причому відрізки $1-1', 2-2', \dots$ на діаграмі переміщень будуть відповідно рівні відрізкам B_0B_1, B_0B_2, \dots на плані механізму. Одержані точки $0, 1', 2', \dots$ з'єднують плавною кривою, яка і буде діаграмою переміщень повзуна $B - s=s(t)$ (рис. 2.2).

2.2.2.3. Діаграма швидкостей та прискорень

В основі методу кінематичних діаграм лежать методи графічного диференціювання або інтегрування. Наприклад, за допомогою методу графічного диференціювання, використовуючи діаграму перемішень точки (ланки) механізму, можна визначити її швидкість і прискорення. Методом графічного інтегрування, використовуючи діаграму прискорень (швидкостей) точки (ланки) механізму, можна визначити її швидкість (переміщення). Зазначимо, що метод графічного інтегрування є оберненим до методу графічного диференціювання.

Розглянемо **диференціювання методом хорд**. Даний метод ґрунтується на відомій теоремі про кінцевий приріст функції: якщо функція та її перша похідна безперервні, то на будь-якому інтервалі, наприклад $0-1$ (рис. 2.3), хорда $0-1'$, яка стягує дугу, паралельна дотичній до кривої $s=s(t)$ хоча б в одній точці, що лежить у середині цього інтервалу. На діаграмі перемішень проводять хорди $0-1'$, $1'-2''$, $2''-3'''$, ... (рис. 2.3). На діаграмі швидкостей (рис. 2.3) із точки P_1 проводять промені P_11'' , P_12''' , P_13'''' , ... , які паралельні відповідним хордам на діаграмі перемішень, до перетину з віссю ординат v . На діаграмі прискорень (рис. 2.3) із точки P_2 проводять промені P_21'''' , P_22''''' , P_23'''''' , ... , які паралельні відповідним хордам на діаграмі швидкостей, до перетину з віссю ординат a . Відрізки $0-1''$, $0-2'''$, $0-3''''$, ... , у масштабі μ_v , визначають значення швидкостей посередині відповідних інтервалів часу, а відрізки $0-1''''$, $0-2'''''$, $0-3''''''$, ... , у масштабі μ_a , визначають значення прискорень посередині відповідних інтервалів часу. При побудові діаграм швидкостей і прискорень, відрізки $0-1''$, $0-2'''$, $0-3''''$, ... , та відрізки $0-1''''$, $0-2'''''$, $0-3''''''$, ... , відкладають посередині відповідних інтервалів часу, а отримані точки з'єднують плавною кривою. Отримані криві є відповідно діаграмою швидкостей $v=v(t)$ та діаграмою прискорень $a=a(t)$.

Масштаб швидкостей μ_v визначають за формулою:

$$\mu_v = \mu_s / (H_1 \mu_t) \cdot m / (mm \cdot c), \quad (2.2)$$

де μ_s , μ_t – масштаби переміщення і часу відповідно; H_1 – полюсна відстань для діаграми швидкостей.

Масштаб прискорень визначають за формулою:

$$\mu_a = \mu_v / (H_2 \mu_t) \cdot m / (mm \cdot c^2), \quad (2.3)$$

де H_2 – полюсна відстань для діаграми прискорень.

Зауважимо, що ділянку, де крива має екстремум, бажано розділяти на менші ділянки (проміжки часу).

Із залежностей (2.2) та (2.3) видно, що за допомогою відрізків H_1 та H_2 , можна змінювати масштаб побудови діаграми швидкостей та прискорень.



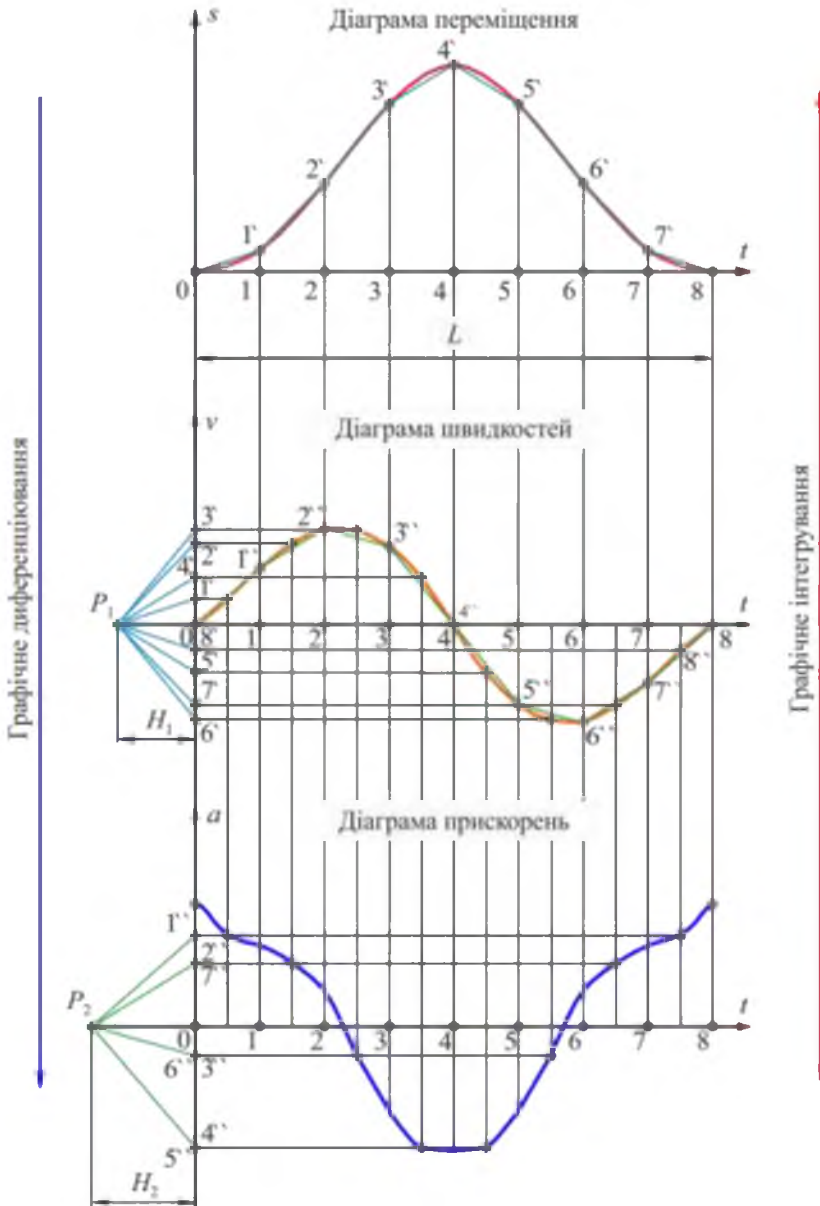


Рис. 2.3

2.2.3. Графоаналітичний метод кінематичного дослідження механізмів

2.2.3.1. Побудова плану швидкостей

Планом швидкостей будь-якого тіла (ланки) є геометричне місце кінців векторів швидкостей крайніх точок тіла, відкладених з однієї довільної точки, що називається полюсом плану швидкостей.

Для побудови плану швидкостей використовують **метод векторних рівнянь** в основі якого лежить **теорема кінематики про переміщення плоскої фігури**: довільне переміщення плоскої фігури в її площині можна здійснити шляхом поступального переміщення разом з довільною точкою – **полюсом**, і обертального руху навколо полюса.

Розглянемо побудову плану швидкостей на прикладі кривошипно-повзункового механізму (рис. 2.4).

Для знаходження швидкостей точок механізму скористаємося теоремою кінематики про переміщення плоскої фігури. Тоді рух шатуна AB можна розкласти на два прості (рис. 2.4, а): поступальний рух полюса – точки A , зі швидкістю \vec{v}_A (положення A_1B_1), та обертальний рух навколо полюса зі швидкістю \vec{v}_{BA} (положення A_1B_1). Векторне рівняння плоского руху шатуна має вигляд:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}. \quad (2.4)$$

Вектор \vec{v}_A направлений перпендикулярно до кривошипа OA в бік його руху. На плані швидкостей вектор \vec{v}_A зображаємо відрізком pa (рис. 2.4, б), який у масштабі

$$\mu_v = v_A/pa = \omega_1 l_{OA}/pa,$$

визначає величину (модуль) швидкості точки A .

Проведемо через точку a (рис. 2.4, б) лінію, яка паралельна напрямку вектора швидкості \vec{v}_{BA} , а з полюса p – лінію, паралельну руху повзуна B ($\parallel x-x$). Точка перетину цих ліній визначить точку b – кінець векторів \vec{v}_B і \vec{v}_{BA} . Відрізок ab визначає у масштабі величину (модуль) швидкості \vec{v}_{BA} .

Знайдемо швидкість центра мас шатуна – точки C . З пропорції

$$ac/ab = AC/AB,$$

одержимо довжину відрізка



$$ac = (ab \cdot AC)/AB.$$

Відкладемо відрізок ac на плані швидкостей і, з'єднавши точку c з полюсом p , отримаємо швидкість точки C : $v_C = (pc)\mu_v$.

Знайдемо кутову швидкість шатуна AB за формулою:

$$\omega_2 = v_{BA}/l_{AB},$$

де $v_{BA} = (ab)\mu_v$. Кутова швидкість ω_2 , відповідно до рис. 2.4, а, буде направлена за рухом годинникової стрілки.

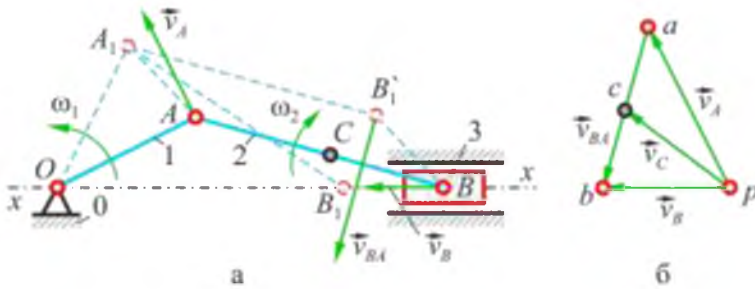


Рис. 2.4

Отже, з приведенного означення та прикладу, впливають наступні **властивості плану швидкостей**:

1. всі вектори, з яких побудований план швидкостей, є векторами швидкостей характерних точок тільки для розглядуваного положення механізму;
2. всі вектори швидкостей, які виходять з полюсу плану швидкостей (точка p), є векторами абсолютних лінійних швидкостей характерних точок механізму;
3. всі вектори швидкостей, які не проходять через полюс плану швидкостей (точка p), є векторами відносних швидкостей характерних точок механізму;
4. швидкості характерних точок механізму, які дорівнюють нулю, зображуються точковими векторами, що лежать в полюсі плану швидкостей (точці p).

2.2.3.2. Побудова плану прискорень

Плани прискорень будують аналогічно планам швидкостей.

Планом прискорень будь-якого твердого тіла (ланки) називають геометричне місце кінців векторів прискорень крайніх його

точок, відкладених з однієї довільної точки, що називається полюсом плану прискорень.

Розглянемо побудову плану прискорень на прикладі кривошипно-повзункового механізму (рис. 2.5). Скористаємося векторним рівнянням плоского руху шатуна:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}, \quad (2.5)$$

де вектор прискорення \vec{a}_B направлений уздовж напрямної $x-x$.

Прискорення точки A (рис. 2.5, а) є геометричною сумою нормального (доцентрового) і дотичного (тангенціального) прискорень:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^{\tau}. \quad (2.6)$$

Нормальне прискорення \vec{a}_A^n напрямлене вздовж кривошипа до його центра обертання – точки O , а дотичне \vec{a}_A^{τ} – перпендикулярно кривошипу і направлене в бік напрямку кутового прискорення ε_1 ланки 1. Модулі цих прискорень знаходять за формулами:

$$a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} = v_A^2 / l_{OA}, \quad a_A^{\tau} = dv_A / dt = \varepsilon_1 l_{OA}.$$

Якщо початкова ланка обертається рівномірно ($\omega_1 = \dot{\varphi}_1 = const$), то $\varepsilon_1 = \dot{\omega}_1 = 0$, а отже, $a_A^{\tau} = 0$, тобто векторне рівняння (2.6) набуде наступного вигляду:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n. \quad (2.7)$$

Прискорення \vec{a}_{BA} розкладається теж на дві складові:

$$\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^{\tau}. \quad (2.8)$$

Вектор нормального прискорення \vec{a}_{BA}^n направлений уздовж шатуна від точки B до A , а дотичне \vec{a}_{BA}^{τ} – перпендикулярно до шатуна ($\vec{a}_{BA}^n \perp \vec{a}_{BA}^{\tau}$).

Отже, з врахуванням (2.7) та (2.8), рівняння (2.5) матиме вигляд:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A^n + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^{\tau}. \quad (2.9)$$

Прийнявши деяку точку π за полюс плану прискорень (рис. 2.5, б), відкладемо вектор, який зображує нормальне прискорення точки A , у вигляді відрізка πa . Тоді масштаб (масштабний коефіцієнт) прискорень знайдемо зі співвідношення:

$$\mu_a = a_A / \pi a, \quad m / (mm \cdot c^2).$$



Модуль прискорення \vec{a}_{BA}^n визначається за формулою:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} = v_{BA}^2 / l_{AB}.$$

Прискорення \vec{a}_{BA}^n зображено відрізком $an = a_{BA}^n / \mu_a$, який прикладено своїм початком у точку a . Через його кінець (точку n) проведемо лінію паралельну дотичному прискоренню \vec{a}_{BA}^t , а через полюс π – лінію паралельну прискоренню точки B ($\parallel x-x$). Точка перетину напрямків прискорень \vec{a}_B і \vec{a}_{BA}^t визначить точку b – кінець векторів \vec{a}_B і \vec{a}_{BA}^t . З'єднавши точки a і b , знайдемо вектор повного прискорення \vec{a}_{BA} . З'єднавши точку π з серединою відрізка ab , знайдемо прискорення \vec{a}_C ($a_C = (\pi c) \mu_a$).

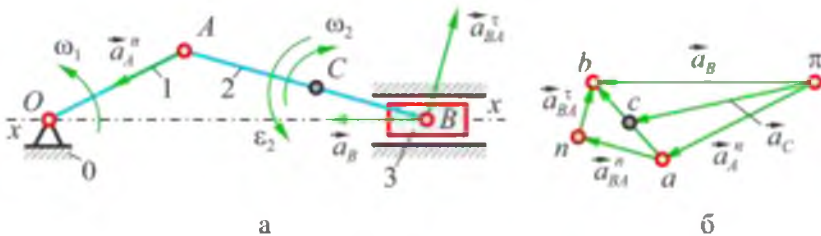


Рис. 2.5

Модуль кутового прискорення шатуна $\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_{AB}$. Відповідно до рис. 2.5, а, кутове прискорення ε_2 направлено проти руху годинникової стрілки. Отже, рух шатуна AB в цьому положенні сповільнений, оскільки кутова швидкість ω_2 має інший напрямок (рис. 2.5, а).

Отже, з приведеного означення та прикладу, випливають наступні **властивості плану прискорень**:

1. всі вектори, з яких побудований план прискорень, є векторами прискорень характерних точок тільки для розглядуваного положення механізму;

2. всі вектори прискорень, які виходять з полюсу плану прискорень (точка π), є векторами абсолютних прискорень характерних точок механізму;

3. всі вектори прискорень, які не проходять через полюс плану прискорень (точка π), є векторами відносних прискорень характерних точок механізму;

4. прискорення характерних точок механізму, які дорівнюють нулю, зображуються точковими векторами, що лежать в полюсі плану прискорень (точці π).

2.2.4. Аналітичний метод кінематичного дослідження механізмів

2.2.4.1. Метод замкнених векторних контурів

Згідно з теорією, кожен ланку механізму, в тому числі і стояк, зображують вектором з відповідним напрямком. Вектори утворюють один чи декілька замкнених контурів.

Векторним рівнянням замкненості називається векторна сума векторів одного замкненого контуру. Залежно від збігу або протилежності напрямків векторів обходу контуру, вони входять в рівняння зі знаком «+» чи «-». Коли у ланцюгу механізму декілька контурів, збільшується кількість рівнянь замкненості. З усієї сукупності цих рівнянь треба вибрати найбільшу сукупність незалежних, а решту відкинути.

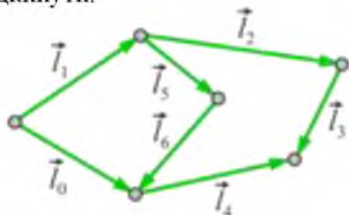


Рис. 2.6

Наприклад, для складного векторного ланцюга (рис. 2.6) можна скласти три рівняння замкненості:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_3 - \vec{l}_4 - \vec{l}_0 = 0,$$

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_5 + \vec{l}_6 - \vec{l}_0 = 0,$$

$$\vec{l}_2 + \vec{l}_3 - \vec{l}_4 - \vec{l}_6 - \vec{l}_5 = 0.$$

Незалежними, з приведеної системи рівнянь, будуть тільки два з них (третє рівняння – різниця першого і другого).

Незалежні рівняння замкненості проєктують на відповідні осі обраної системи координат. Диференціюючи за часом рівняння проєкцій, знаходять лінійну систему алгебраїчних рівнянь для визначення залежних кутових швидкостей ланок через незалежні. Аналогічну систему алгебраїчних рівнянь для визначення залежних кутових прискорень ланок, як функцій від незалежних, одержують після подвійного диференціювання за часом проєкцій рівнянь замкненості контурів.

Напрямки векторів обирають таким чином, щоб вони вказували послідовність побудови схеми механізму. Спочатку розмічають його нерухомі точки, потім у вигляді вектора зображують початкову ланку. При цьому вектор виходить з нерухомої точки. Обходячи кожен векторний контур схеми у довільно взятому напрямку, складають рівняння замкненості, в котрих вектори, спрямовані проти напрямку обходу контуру, входять зі знаком «-».

За початок системи координат здебільшого беруть центр шарніру, який з'єднує початкову ланку із стояком. Кут між вектором і віссю x , кутові швидкості та прискорення рахують додатними, коли вони напрямлені проти ходу годинникової стрілки. У протилежному випадку їх вважають від'ємними.

Послідовність розрахунку механізму визначається формулою його будови і здійснюється від останньої приєднаної групи до початкової ланки.

2.2.4.2. Аналітична кінематика механізму II класу 1-го виду

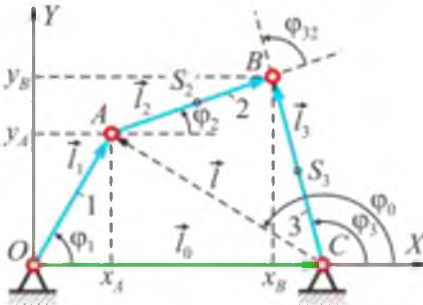


Рис. 2.7

Розглянемо кінематику механізму II класу 1-го виду на прикладі кривошипно-коромислового механізму (рис. 2.7). Його схема утворюється входною ланкою OA та групою Ассур II класу 1-го виду. Схема цього механізму має вигляд замкнутого векторного контуру $OABC$, якому відповідає рівняння замкненості:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 - \vec{l}_3 - \vec{l}_0 = 0. \tag{2.10}$$

Проектуючи рівняння (2.10) на осі нерухомої системи координат XOY , знайдемо:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= l_0 + l_3 \cos \varphi_3, \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= l_3 \sin \varphi_3. \end{aligned} \tag{2.11}$$

В отриманій системі рівнянь кут φ_1 – незалежний, а φ_2, φ_3 – залежні від нього.

Використовуючи схему механізму (рис. 2.7), знаходимо геометричні співвідношення:

$$\begin{aligned} l &= \sqrt{l_1^2 + l_0^2 - 2l_1l_0 \cos \varphi_1}, \quad \cos \varphi_0 = (l_1 \cos \varphi_1 - l_0)/l, \\ \cos(\varphi_3 - \varphi_2) &= \cos \varphi_{32} = (l_2^2 + l_3^2 - l^2)/(2l_2l_3), \\ \cos(\varphi_0 - \varphi_3) &= \cos \varphi_{03} = (l_3^2 + l^2 - l_2^2)/(2l_3l), \\ \varphi_3 &= \varphi_0 - \varphi_{03}, \quad \varphi_2 = \varphi_3 - \varphi_{32}. \end{aligned}$$

Координати, проекції швидкостей та прискорень точок A , B , S_2 , S_3 , знаходимо за формулами:

$$\begin{aligned}x_A &= l_1 \cos \varphi_1, & x_B &= l_0 + l_3 \cos \varphi_3, \\x_{S_2} &= l_1 \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \cos \varphi_2, & x_{S_3} &= l_0 + l_{CS_3} \cos \varphi_3, \\y_A &= l_1 \sin \varphi_1, & y_B &= l_3 \sin \varphi_3, \\y_{S_2} &= l_1 \sin \varphi_1 + l_{AS_2} \sin \varphi_2, & y_{S_3} &= l_{CS_3} \sin \varphi_3;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v_{Ax} &= -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1, & v_{Bx} &= -l_3 \omega_3 \sin \varphi_3, \\v_{S_2x} &= -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l_{AS_2} \omega_2 \sin \varphi_2, & v_{S_3x} &= -l_{CS_3} \omega_3 \sin \varphi_3, \\v_{Ay} &= l_1 \omega_1 \cos \varphi_1, & v_{By} &= l_3 \omega_3 \cos \varphi_3, \\v_{S_2y} &= l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l_{AS_2} \omega_2 \cos \varphi_2, & v_{S_3y} &= l_{CS_3} \omega_3 \cos \varphi_3;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}a_{Ax} &= -l_1(\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1), & a_{Bx} &= -l_3(\omega_3^2 \cos \varphi_3 + \varepsilon_3 \sin \varphi_3), \\a_{S_2x} &= -l_1(\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1) - l_{AS_2}(\omega_2^2 \cos \varphi_2 + \varepsilon_2 \sin \varphi_2), \\a_{S_3x} &= -l_{CS_3}(\omega_3^2 \cos \varphi_3 + \varepsilon_3 \sin \varphi_3), \\a_{Ay} &= -l_1(\omega_1^2 \sin \varphi_1 - \varepsilon_1 \cos \varphi_1), & a_{By} &= -l_3(\omega_3^2 \sin \varphi_3 - \varepsilon_3 \cos \varphi_3), \\a_{S_2y} &= -l_1(\omega_1^2 \sin \varphi_1 - \varepsilon_1 \cos \varphi_1) - l_{AS_2}(\omega_2^2 \sin \varphi_2 - \varepsilon_2 \cos \varphi_2), \\a_{S_3y} &= -l_{CS_3}(\omega_3^2 \sin \varphi_3 - \varepsilon_3 \cos \varphi_3).\end{aligned}$$

Значення кутових швидкостей ω_2 та ω_3 , кутових прискорень ε_2 та ε_3 знаходимо, продиференціювавши систему рівнянь (2.11):

$$\begin{aligned}\omega_2 &= -\omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, & \omega_3 &= \omega_1 \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{l_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}, \\ \varepsilon_2 &= \frac{-l_1 \omega_1^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - l_2 \omega_2^2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) + l_3 \omega_3^2}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)} + \varepsilon_1 \frac{\omega_2}{\omega_1}, \\ \varepsilon_3 &= \frac{l_1 \omega_1^2 \cos(\varphi_1 - \varphi_2) - l_3 \omega_3^2 \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + l_2 \omega_2^2}{l_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)} + \varepsilon_1 \frac{\omega_3}{\omega_1}.\end{aligned}$$

Абсолютні значення швидкостей та прискорень точок A , B , S_2 , S_3 , знаходимо за формулами:

$$\begin{aligned}v_A &= l_1 \omega_1, & a_A &= l_1 \sqrt{\omega_1^4 + \varepsilon_1^2}, \\v_B &= l_3 \omega_3, & a_B &= l_3 \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2}, \\v_{S_2} &= \sqrt{v_{S_2x}^2 + v_{S_2y}^2}, & a_{S_2} &= \sqrt{a_{S_2x}^2 + a_{S_2y}^2}, \\v_{S_3} &= \sqrt{v_{S_3x}^2 + v_{S_3y}^2}, & a_{S_3} &= \sqrt{a_{S_3x}^2 + a_{S_3y}^2}.\end{aligned}$$



2.2.4.3. Аналітична кінематика механізму II класу 2-го виду

Кривошипно-повзунний механізм (рис. 2.8) складається з кривошипа (початкової ланки) та структурної групи II класу 2-го виду.

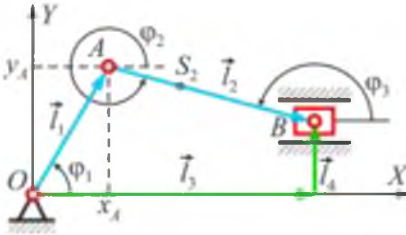


Рис. 2.8

Складаємо рівняння замкненого контуру

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 - \vec{l}_3 - \vec{l}_4 = 0. \quad (2.12)$$

Проектуючи рівняння (2.12) на осі нерухомої системи координат XOY, знайдемо:

$$\begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 &= l_3, \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 &= l_4. \end{aligned} \quad (2.13)$$

З рівнянь (2.13) знаходимо:

$$\sin \varphi_2 = (l_4 - l_1 \sin \varphi_1) / l_2.$$

Координати, проекції швидкостей та прискорень точок A, B, S2, знаходимо за формулами:

$$\begin{aligned} x_A &= l_1 \cos \varphi_1, \quad x_B = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2, \quad x_{S2} = l_1 \cos \varphi_1 + l_{AS2} \cos \varphi_2, \\ y_A &= l_1 \sin \varphi_1, \quad y_B = l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2, \quad y_{S2} = l_1 \sin \varphi_1 + l_{AS2} \sin \varphi_2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_{Ax} &= -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1, \quad v_{Bx} = -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l_2 \omega_2 \sin \varphi_2, \\ v_{S2x} &= -l_1 \omega_1 \sin \varphi_1 - l_{AS2} \omega_2 \sin \varphi_2, \\ v_{Ay} &= l_1 \omega_1 \cos \varphi_1, \quad v_{By} = l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l_2 \omega_2 \cos \varphi_2, \\ v_{S2y} &= l_1 \omega_1 \cos \varphi_1 + l_{AS2} \omega_2 \cos \varphi_2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a_{Ax} &= -l_1 (\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1), \\ a_{Bx} &= -l_1 (\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1) - l_2 (\omega_2^2 \cos \varphi_2 + \varepsilon_2 \sin \varphi_2), \\ a_{S2x} &= -l_1 (\omega_1^2 \cos \varphi_1 + \varepsilon_1 \sin \varphi_1) - l_{AS2} (\omega_2^2 \cos \varphi_2 + \varepsilon_2 \sin \varphi_2), \\ a_{Ay} &= -l_1 (\omega_1^2 \sin \varphi_1 - \varepsilon_1 \cos \varphi_1), \\ a_{By} &= -l_1 (\omega_1^2 \sin \varphi_1 - \varepsilon_1 \cos \varphi_1) - l_2 (\omega_2^2 \sin \varphi_2 - \varepsilon_2 \cos \varphi_2), \\ a_{S2y} &= -l_1 (\omega_1^2 \sin \varphi_1 - \varepsilon_1 \cos \varphi_1) - l_{AS2} (\omega_2^2 \sin \varphi_2 - \varepsilon_2 \cos \varphi_2). \end{aligned}$$

Значення кутової швидкості ω_2 та кутового прискорення ε_2 знаходимо, продиференціювавши систему рівнянь (2.13):

$$\omega_2 = -\omega_1 \frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2}, \quad \varepsilon_2 = \frac{l_1 \omega_1^2 \sin \varphi_1 + l_2 \omega_2^2 \sin \varphi_2}{l_2 \cos \varphi_2} + \varepsilon_1 \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

Абсолютні значення швидкостей та прискорень точок A , B , S_2 , знаходимо за формулами:

$$v_A = l_1 \omega_1, \quad a_A = \sqrt{a_{A_x}^2 + a_{A_y}^2}, \quad v_B = \sqrt{v_B^2 + v_B^2}, \quad a_B = \sqrt{a_B^2 + a_B^2}, \\ v_{S_2} = \sqrt{v_{S_2x}^2 + v_{S_2y}^2}, \quad a_{S_2} = \sqrt{a_{S_2x}^2 + a_{S_2y}^2}.$$

2.3. Лабораторне обладнання та приладдя

В якості лабораторного обладнання використовують окремі моделі механізмів, а також комплект моделей плоских механізмів типу ТММ-5М. Для виконання роботи необхідні також вимірювальні (лінійка, транспортир) та креслярські (косинці, циркуль) інструменти.

2.4. Загальна послідовність виконання роботи

При виконанні лабораторної роботи слід дотримуватись наступної послідовності дій.

1. Ознайомитись з роботою механізму, характером абсолютного та відносного руху його ланок, встановити його назву (з огляду на особливості його руху).

2. За допомогою вимірювальних інструментів визначити розміри всіх ланок механізму, необхідних для побудови його кінематичної схеми.

3. Вибрати масштаб та побудувати кінематичну схему механізму для n -ої кількості положень (6-ти, 8-ми або 12-ти) (обов'язково на схемі показати крайні положення механізму).

4. Виконати кінематичне дослідження механізму графічним методом (побудувати діаграму переміщення, швидкості, прискорення для характерних точок механізму).

5. Виконати кінематичне дослідження механізму графоаналітичним методом (побудувати план швидкостей та прискорень механізму для будь-яких чотирьох його положень).

6. Виконати кінематичне дослідження механізму аналітичним методом для структурних груп Ассура II класу 1 та 2-го видів (якщо такі є). Розробити програму для обчислення кінематичних параметрів механізму в середовищі Mathcad.

7. Виконати порівняльний аналіз кінематичних параметрів, виконаних графічним та графоаналітичним/аналітичним методом, відповідних точок та ланок механізму, для положень заданих викладачем.

2.5. Варіанти завдань

Завдання 1. Виконати пункти 1 – 4.

Завдання 2. Виконати пункти 1 – 3, 5.

Завдання 3. Виконати пункти 1 – 3, 6.

Завдання 4. Виконати пункти 1 – 3, 7.

Після виконання всіх пунктів завдання необхідно оформити звіт з лабораторної роботи у відповідності з вимогами та підготувати його до захисту. Приклад оформлення звіту представлений в додатку 2.

2.6. Контрольні запитання

1. Назвіть основні задачі та методи кінематичного дослідження механізмів?

2. В чому полягає основна мета визначення кінематичних параметрів механізмів?

3. Що називають масштабним коефіцієнтом?

4. Як побудувати план швидкостей?

5. Як побудувати план прискорень?

6. За якими формулами визначається швидкість та прискорення точок при плоскопаралельному русі ланки?

7. Який напрямок мають швидкості і прискорення точок, що належать кривошипу?

8. В чому полягають особливості застосування аналітичного методу кінематичного дослідження?

Додаток 1

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний
університет

Кафедра: Деталей машин та прикладної механіки

Індивідуальне завдання

з теорії механізмів і машин

Механізм компресора

Студента III курсу _____

групи _____

напрямку підготовки: _____

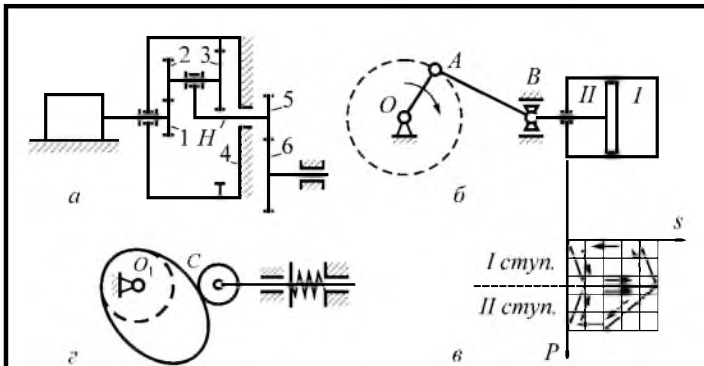
Керівник: _____

Національна шкала: _____

Кількість балів: _____ Оцінка: ECTS _____

Кропивницький – 20__ рік





Примітки: $S_I / S_{II} = 2$; $P_{II \max} / P_{I \max} = 2$; $G_2 / S_{II} = 0,43 \text{ МПа}$;
 $G_3 / S_I = 0,8 \text{ МПа}$; $l_{IC_2} = 0,3 l_{AB}$; $I_{C_2} = m_i l_i^2 / 6$; $\varphi_{6,0} = 0,2 \varphi_n$;
 $P_I = P_{II \max} S_{II} - P_{I \max} S_I$.

Величина	Параметр	$S, \text{ мм}$	S/D	$\lambda = r/l$	δ	$P_{I \max}, \text{ МПа}$	$n_{\text{пов}}, \text{ об/хв}$	$h, \text{ мм}$	$\varphi_n, \text{ град}$	$\varphi_{6,0}, \text{ град}$	N	U_{II}	z_5	z_6	$m, \text{ мм}$
		20	1,26	1/3,3	1/90	2,2	2940	5	60	70	1	4,2	17	19	4

Хв.	Арк.	Модуси.	Помпе	Дата											
Резуб.															
Перев.															
Ревиз.															
Н. Кошп.															
Затвер.															
Механізм компресора										Лит.	Арк.	Аркути			
Технічне завдання										ЦНТУ гр.					



1. ВСТУП

Індивідуальне завдання на тему “Механізм компресора ” виконано по варіанту _____ і розроблено на кафедрі ДМ та ПМ. Видано до проектування “___” _____ 20 ___ року.

2. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ГАЛУЗЬ ЗАСТОСУВАННЯ

Механізм компресора призначений для стиску газів та одержання стиснутого повітря. Рух від двигуна передається кривошипну через механізм приводу (рис. а). Перетворення обертального руху кривошипа у зворотно-поступальний рух повзуна здійснюється кривошипно-повзунним механізмом (рис. б). Зміна тиску у циліндрі при русі повзуна характеризується діаграмою (рис. в). Для подачі мастила використовують кулачок, який приводить у дію штовхач (плунжер) (рис. г). Для отримання необхідної рівномірності руху на кривошипному валу кріпиться маховик.

3. ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА

Коефіцієнт нерівномірності руху $\delta=1/90$
 Сила стискання $P_{\text{тmax}}=2,2 \text{ кН}$
 Число обертів двигуна $n_{\text{дв}} = 2940 \text{ об/хв}$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.					Механізм компресора	Літ.	Арк.	Архивна
Перевір.								
Реценз.						ЦНТУ гр.		
П. Комир.								
Затверд.								



4. РОЗРАХУНКИ, ЯКІ ПІДТВЕРДЖУЮТЬ РОБОТОСПРОМОЖНІСТЬ КОНСТРУКЦІЇ

4.1. Кінематичний розрахунок механізму

Вихідні дані для кінематичного розрахунку:

Число обертів двигуна	$n_{дв} = 2940$ об/хв ;
Відношення ходу повзуна до його діаметра	$S/D = 1,26$;
Хід повзуна	$S = 20$ мм ;
Кількість зубців шестерні 5 привода	$z_5 = 17$;
Кількість зубців шестерні 6 привода	$z_6 = 19$;
Відношення $\lambda = r/l$	$\lambda = 1/3,3$.

4.1.1. Структурний аналіз механізму компресора

Основою виконуючого механізму компресора є чотирьохланковий кривошипно-повзунний механізм (рис. 1).

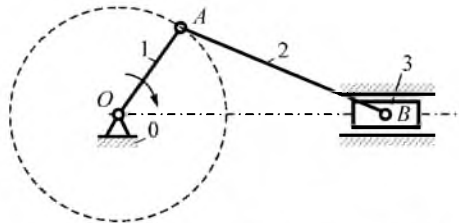
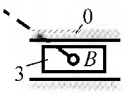


Рис. 1. Кінематична схема механізму компресора

Механізм має чотири ланки – одну нерухому та три рухомих (табл. 4.1).

						Арк.
Зм.	Арк.	№ опису.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1 – Рухомі ланки механізму компресора

Позначення	Умвне зображення	Назва
1		Кривошип
2		Шатун
3		Повзун

Ланки складають чотири нижчі кінематичні пари V-го класу (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Кінематичні пари механізму компресора

Позначення	Умвне зображення	Клас пари	Назва
O (0; 1)		V	Нижча оберտальна
A (1; 2)		V	Нижча оберտальна
B (2; 3)		V	Нижча оберտальна
B (3; 0)		V	Нижча поступальна

						Арк
Зн.	Арк.	№ док.у.	Прізви.	Дата		



Визначаємо ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева:

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

де n – кількість рухомих ланок механізму;

p_5, p_4 – кількість кінематичних пар відповідного класу.

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Розбиваємо механізм на групи Ассура і класифікуємо їх (рис. 2).

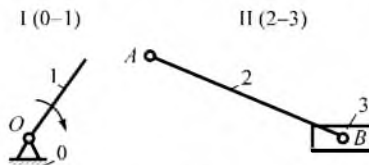


Рис. 2. Структурна схема механізму компресора

Формула будови механізму має вигляд:

$$I(0-1) \rightarrow II(2-3).$$

Механізм відноситься до II класу.

4.1.2. Синтез механізму компресора

Визначаємо невідомі розміри механізму. Знаходимо довжину кривошипа:

$$l_{OA} = R = S/2 = 20/2 = 10 \text{ мм},$$

де S – хід поршня.

Довжина шатуна буде

$$l_{AB} = R/\lambda = \frac{10}{1/3,3} = 3,3 \cdot 10 = 33 \text{ мм}.$$

Обираємо масштаб довжини або перемішень:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,01}{40} = 2,5 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Будуємо 8 планів положень механізму в обраному масштабі.

						Арх
Зн.	Арх.	Модель.	Пиття	Дата		

4.1.3. Побудова діаграми перемішень, швидкостей та прискорень повзуна (точки В)

Визначасмо число обертів кривошипа:

$$n_6 = \frac{n_{\text{дв}}}{U_{\text{лв}}} = \frac{2940}{z_0/z_5} = \frac{2940}{4,2 \cdot \frac{19}{17}} \approx 626 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

Визначасмо кутову швидкість кривошипа:

$$\omega_6 = \frac{\pi n_6}{30} = \frac{3,14 \cdot 626}{30} \approx 65,52 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Визначасмо масштаб часу:

$$\mu_t = \frac{60}{n_6 L} = \frac{60}{626 \cdot 200} \approx 4,792 \cdot 10^{-4} \frac{\text{с}}{\text{мм}},$$

де L – відрізок 0–0, який зображує період одного обороту кривошипа OA (приймаємо рівним 200 мм).

Використовуючи плани положень механізму, будемо графік перемішень повзуна (точки B) в масштабі:

$$\mu_s = \mu_t = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м.мм.}$$

Використовуючи метод хорд, будемо графік швидкостей повзуна (точки B). Масштаб швидкості визначасмо за формулою:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \mu_t} = \frac{2,5 \cdot 10^{-4}}{30 \cdot 4,792 \cdot 10^{-4}} \approx 17,4 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м/с}}{\text{мм}},$$

де H_1 – полюсна відстань (10 ... 50 мм).

Використовуючи метод хорд, будемо графік прискорень повзуна (точки B). Масштаб прискорення визначасмо за формулою:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \mu_t} = \frac{17,4 \cdot 10^{-3}}{40 \cdot 4,792 \cdot 10^{-4}} \approx 0,9078 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}},$$

де H_2 – полюсна відстань (10 ... 50 мм).

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Література

1. Кіницький Я.Т. **Теорія механізмів і машин: підручник.** – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
2. Кіницький Я.Т. **Практикум із теорії механізмів і машин.** Навчальний посібник. – Львів, «Афіша», 2002 – 452 с.
3. Кіницький Я.Т. **Короткий курс теорії механізмів і машин.** Навчальний посібник. – Львів, «Афіша», 2004 – 272 с.
4. **Теорія механізмів і машин** / А.С. Кореняко; Під ред. М.К. Афанасьєва. – К.: Вища шк. Головне вид-во, 1987. – 206 с.
5. Бурлака В.В. **Основи теорії механізмів і машин. Курс лекцій.** Підручник / В.В Бурлака, С.І. Кучеренко, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тищенко – Харків, 2009. – 340 с.
6. **Теорія механізмів і машин: практикум для навчання в умовах інформаційно-освітнього середовища:** навчальний посібник / Д. В. Бабенко, Н. А. Доценко, О. А. Горбенко. – Миколаїв : МНАУ, 2019. – 168 с.
7. Арендаренко В.М., Дудніков І.А. **Теорія механізмів і машин в прикладах і задачах.** Навчальний посібник. – Полтава, 2020. – 176 с.
8. Арендаренко В.М. **Основи дослідження і проектування механізмів і машин.** Навчальний посібник / В.М. Арендаренко, О.М. Іванов, О.О. Назаренко – Полтава, 2016. – 272 с.
9. **Курсове проектування з теорії механізмів і машин: учбовий посібник** / Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчікаш та ін. – Івано-Франківськ: 1996. – 357 с.
10. **Теорія механізмів і машин.** Курс лекцій для студентів спеціальності „Динаміка і міцність машин” / Автор: О.П. Заховайко. – К.: НТУУ "КПІ", 2010. – 243 с.
11. **Теорія машин та механізмів.** Практичні заняття. / Автор: П.В. Лук'янов. – К.: НТУУ "КПІ", 2022. – 104 с.
12. Коваленко В. В., Матвієнко О. О., Передерій В. К., Хіоні В. З. **Курсове проектування по теорії механізмів і машин.** Навчальний посібник. – Кіровоград: КДТУ, 2001. – 167 с.
13. **Розрахунок важільних і кулачкових механізмів з допомогою ПЕОМ.** Навчальний посібник / Ф.Й. Златопольський, Г.Б. Філімоніхін, В.В. Коваленко, О.Б. Чайковський. – 2-е вид., пер. і доп. – Кіровоград: ПП «Код», 2003. – 149 с.
14. **Теорія механізмів і машин. Частина 1.** Навчальний посібник / Укл. Г.Б. Філімоніхін та ін. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 88 с.



Теорія механізмів і машин. Практикум. Частина 1

Навчальний посібник

Укладачі: В. В. Пирогов;
Г. Б. Філімоніхін;
Л. С. Олійніченко;
Ю. А. Невдаха.

Комп'ютерний набір
кафедра ДМ та ПМ
т. (0522) 597-547

Підп. до друку Формат 60x84 1/16 (A5). Папір друк №3. Друк офсетний.
Умов. друк. арк. 5 Ум. фарбо-відб. Облік.-вид.арк. . Тираж прим.
Зам. №

Центральноукраїнський національний технічний університет
25030, м. Кропивницький. пр. Університетський, 8