

Міністерство освіти і науки України  
Херсонський державний університет

В.Г. Кострицький

# **ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

Навчально-методичний посібник

Херсон, 2019

УДК 621.01 (075.8)

ББК 34.41 я 73

**Кострицький В.Г.**

Матеріали для самостійної роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин» (розділ 1 – структурний аналіз плоских механізмів)

Навчально-методичний посібник для здобувачів ступеня вищої освіти бакалавр спеціальностей 015 Професійна освіта (Транспорт) та 015 Професійна освіта (Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства)/В.Г. Кострицький. – Херсон: Видавництво ТОВ «Айлант», 2019. – 102с.

Укладачі: Кострицький Віталій Григорович – кандидат технічних наук, доцент кафедри технологічної та професійної освіти Херсонського державного університету

**Рецензенти:** **Букстов А.В.** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри транспортних технологій Херсонської державної морської академії  
**Дубовик Л.П.** – кандидат педагогічних наук, доцент кафедри професійної освіти ДНЗ Херсонського державного аграрного університету

Обговорено на засіданні кафедри технологічної та професійної освіти  
Протокол №2 від 09 вересня 2019р.

Розглянуто на засіданні науково-методичної ради факультету економіки і менеджменту

Протокол № 2 від 07 жовтня 2019р.

Схвалено науково-методичною радою ХДУ

Протокол № 1 від 15 листопада 2019р.

Рекомендовано до друку Вченою радою ХДУ

Протокол № 6 від 20 грудня 2019р.

ISBN

Кострицький В.Г., 2019  
Айлант, 2019

## ПЕРЕДМОВА

Дисципліна «Теорія механізмів і машин» є однією з основних загально-інженерних дисциплін, які вивчають у вищих навчальних закладах студенти спеціальностей, що мають інженерно-технічний зміст підготовки. Програма дисципліни передбачає одержання знань, умінь і навичок з дослідження властивостей механізмів і машин та проектування їхніх схем. Знання теорії механізмів і машин необхідні для майбутнього фахівця професійної освіти, так як у процесі викладання технічних дисциплін у професійно-технічних навчальних закладах учнів необхідно ознайомити з будовою, принципом дії, технічними характеристиками та застосуванням великої кількості різноманітних машин, механізмів, приладів.

Теорія механізмів і машин являється науковою основою дисциплін, що вивчають методи проектування машин та їх будову, та має такі задачі:

- навчити студентів загальним методам дослідження і проектування механізмів і машин;
- навчити студентів розуміти загальні принципи реалізації руху з допомогою механізмів, взаємодію механізмів у машині, що обумовлює кінематичні і динамічні властивості механічної системи.

Рівень кваліфікації випускників сучасної вищої школи багато в чому залежить від організації їх навчальної роботи взагалі, та самостійної роботи зокрема. Наприклад на вивчення дисципліни «Теорія механізмів і машин» діючим робочим навчальним планом підготовки здобувачів ступеня вищої освіти «бакалавр» спеціальності 015 «Професійна освіта» відведено на денній формі навчання 32 години на аудиторні заняття та 58 годин на самостійну роботу.

Зрозуміло, що для студентів, які навчаються на заочній формі навчання, раціональна організація самостійної роботи має ще більше значення.

Це обумовило необхідність розробки даного комплексного за змістом посібника. Основною метою посібника автори вважають надання допомоги студентам різних форм навчання у організації їх самостійної та аудиторної роботи з вивчення теорії механізмів і машин.

Звіт про результати вивчення питань , винесених на самостійне опрацювання студенти надають у вигляді стислої доповіді або реферату.

Відомості, що наведені у посібнику, з точки зору авторів створюють умови для кращого засвоєння студентами матеріалу дисципліни, формування у них необхідного обсягу понять, умінь та навичок. Студенти мають можливість вивчати матеріал лекцій у темпі , який індивідуально їм підходить , зупинитись на складних для розуміння місцях , визначати питання до викладача, детально вивчати рисунки, які неможливо достатньо чітко виконати під час читання лекції. Неодноразове перечитування матеріалу ( до і після лекції , при підготовці до виконання і захисту лабораторних робіт, при підготовці до модульного та семестрового контролю знань тощо ) створює умови для усвідомленого та глибокого засвоєння матеріалу . З цією ж метою до кожної з тем наведені практичні завдання , виконання яких допоможе закріпленню знань , отриманих при вивченні відповідного матеріалу.

Програма дисципліни « Теорія механізмів і машин » приведена у посібнику (6).

При розробці посібника авторами використані певні матеріали із приведених у списку літературних джерел підручників та навчальних посібників , які були опрацьовані і перероблені з урахуванням власного досвіду викладання дисципліни «Теорія механізмів і машин» на факультеті Технологій та сфери обслуговування Херсонського державного університету та відкориговані відповідно до змісту робочої програми.

## **ТЕМА 1. ВСТУП. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ**

**Теорія механізмів і машин** ( далі ТММ ) – наука про загальні методи дослідження властивостей механізмів і машин та проектування їх схем.

За визначенням І.І.Артоболовського – теорія механізмів і машин – наукова дисципліна , що вивчає будову ( структуру ) , кінематику і динаміку механізмів у зв'язку з їх аналізом та синтезом.

Підкреслимо , що викладаємі в теорії механізмів і машин методи придатні для дослідження і проектування будь-якого механізму і не залежать від його технічного призначення , а також фізичної природи робочого процесу машин.

**Мета ТММ** – аналіз та синтез типових механізмів та їх систем.

**Задачі ТММ** – розробка загальних методів дослідження структури ,кінематики і динаміки типових механізмів та їх систем.

**Типовими механізмами** називають прості механізми , що мають при різних функціональних призначеннях широке використання в машинах та для яких розроблені типові методи і алгоритми аналізу та синтезу.

Приклад такого механізму – кривошипно-повзунний механізм . Цей механізм широко використовується в різних машинах: двигунах внутрішнього згорання, поршневих компресорах і насосах, верстатах, пресах та ін. У кожному варіанті функціонального призначення при проектуванні необхідно враховувати специфічні вимоги до механізму. Але математичні залежності, що описують структуру, кінематику і динаміку механізму для всіх випадків застосування будуть практично однаковими.

Головна відмінність теорії механізмів і машин від дисциплін, що вивчають методи проектування спеціальних машин полягає в тому, що ТММ основну увагу приділяє вивченню методів аналізу і синтезу, що є загальними для даного виду механізму і не залежними від його конкретного функціонального призначення. Спеціальні дисципліни вивчають проектування тільки механізмів даного конкретного призначення, приділяючи основну увагу специфічним вимогам. При цьому широко використовуються і загальні методи аналізу і синтезу що вивчаються в ТММ.

Кінематична схема механізму являється «кістяком» реальної конструкції машини. Вибір і проектування схеми механізмів визначає перший етап конструювання машин. Вибір матеріалів та розмірів деталей майбутньої машини визначає зміст наступних етапів конструювання.

**Схемами** називають конструкторські документи , в яких у вигляді умовних зображень або позначень показані складові

частини виробу, їх взаємне розташування, а також зв'язки між ними.

Згідно відповідного стандарту, схеми залежно від видів елементів і зв'язків, які входять у склад виробу, поділяються на види: електричні, гідравлічні, пневматичні, кінематичні та ін.

Залежно від призначення ( що визначає та показує – основні функціональні частини, склад елементів та зв'язків між ними, принцип роботи тощо ) схеми поділяють на типи: структурна, функціональна, принципова, розташування та ін.

Схеми виконуються без збереження масштабу . Дійсне просторове розташування складових частин виробу може на схемі не враховуватись.

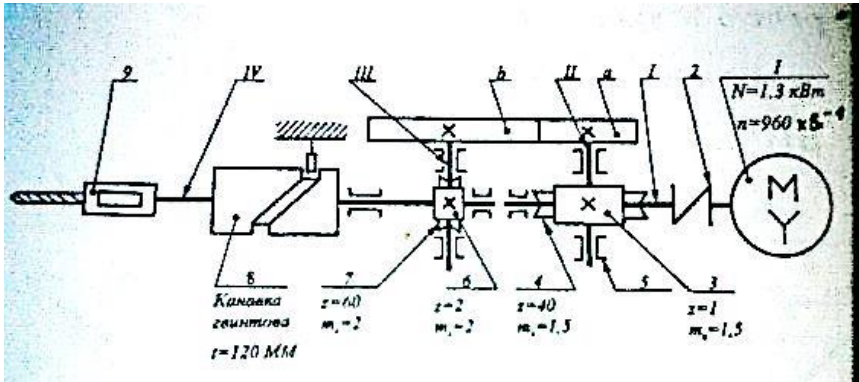
Кінематичні схеми встановлюють склад механізмів і пояснюють умови взаємодії їх елементів. Правила виконання кінематичних схем та умовні графічні призначення елементів, що входять до складу виробу, встановлені відповідними стандартами ЄСКД.

Співвідношення розмірів умовних графічних позначень взаємодіючих елементів на схемі повинно приблизно відповідати дійсному співвідношенню розмірів цих елементів у виробі.

Кінематичні схеми виконуються як правило, у вигляді розгортки: всі вали і осі умовно вважаються розташованими в одній площині. Схеми також можуть бути виконані в аксонометричній проекції.

Зазначимо, що в теорії механізмів і машин при виконанні кінематичного або динамічного аналізу або синтезу використовуються схеми, що виконані в певному масштабі.

Для прикладу на рис. 1.1 приведена кінематична схема малогабаритної установки для свердління отворів, а на рис. 1.2 – кінематична схема коливального піднімача.. Схема дозволяє легко зрозуміти принцип і послідовність дії елементів установки.



Числа зубців змінних коліс

	1	1	2	2
a	4	8	2	6
b	2	2	2	1
	8	4	0	6

Рисунок 1.1 - Приклад виконання кінематичної схеми, де:

1 - електродвигун; ; 2 – муфта; 3,6 - черв'як; 4,7 - черв'ячне колесо; колеса; 8 – механізм подачі свердла; 9 – патрон; a,b – змінні зубчасті колеса; I,II,III,IV – вали

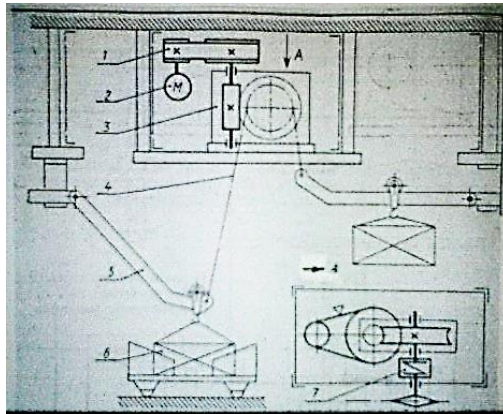


Рисунок 1.2.Кінематична схема привода коливального піднімача

- |                           |                          |
|---------------------------|--------------------------|
| 1 – клинопасова передача; | 5 – підйомний монорельс; |
| 2 – електродвигун         | 6 – вантаж;              |
| 3 – черв'ячний редуктор;  | 7 – муфта;               |
| 4 – тяговий ланцюг;       |                          |

На рис 1.3 приведена кінематична схема одноступінчастого черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка, а на рис. 1.4 та 1.5 відповідно варіанти конструктивного виконання редуктора.

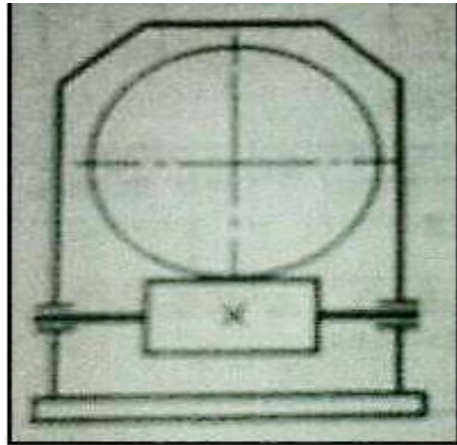


Рисунок 1.3 – Кінематична схема одноступінчастого черв'ячного редуктора

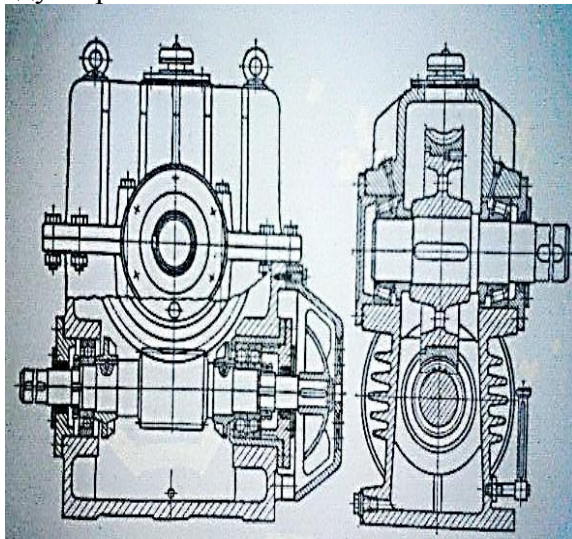


Рисунок 1.4 – Редуктор черв'ячний одноступінчастий



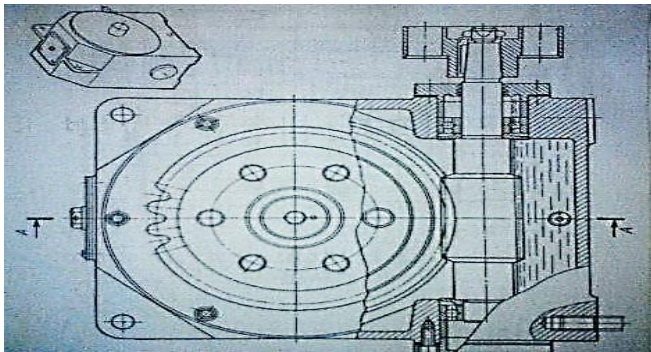
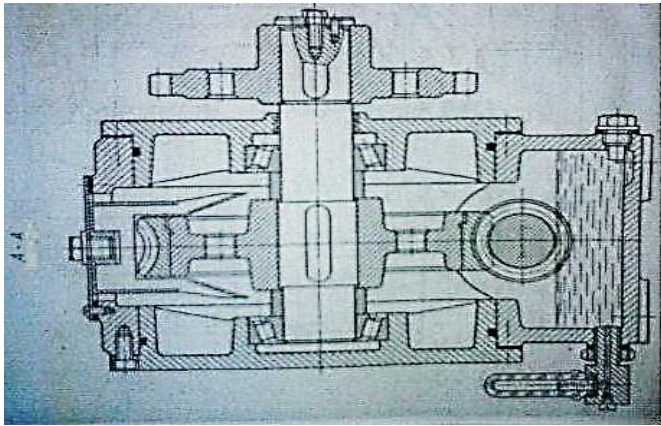


Рисунок 1.5 – Редуктор черв'ячний одноступінчастий

На рис. 1.6(а) представлена кінематична схема трьохступінчастого зубчастого редуктора, а на рис. 1.6(б) її втілення в певну конструкцію після вибору матеріалів і визначення розмірів деталей на підставі відповідних розрахунків.

На рис. 1.7(а) приведено конструктивне виконання, а на рис. 1.7(б) умовне позначення на схемі сферичної пари.

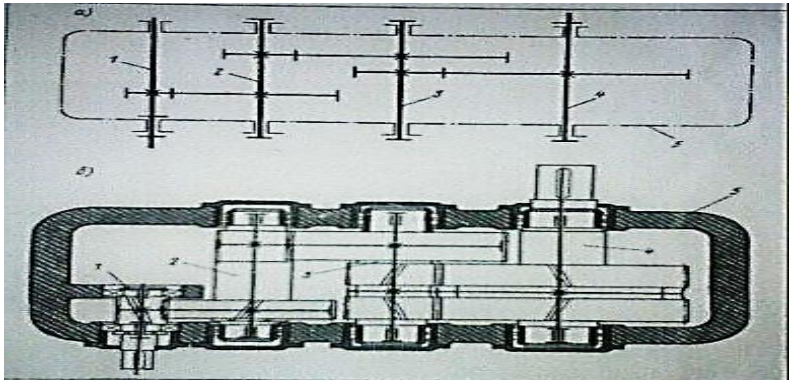


Рисунок 1.6 – Редуктор зубчастий трьохступінчастий:  
 1,2,3,4 – вали з закріпленими на них зубчастими колесам;, 5 – корпус.

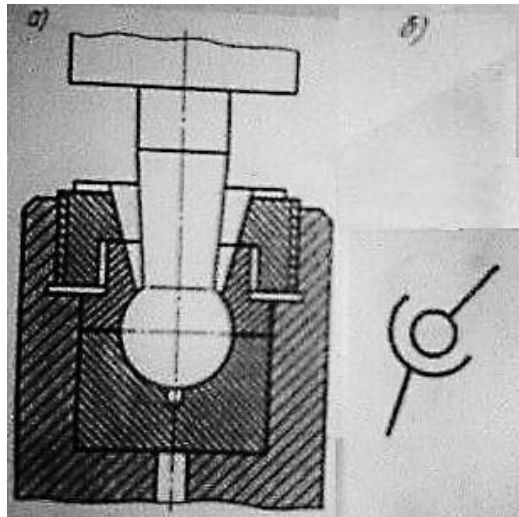


Рисунок 1.7 – Сферична пара

## ЗМІСТ ДИСЦИПЛІНИ

ТММ ділять на дві частини: теорію механізмів і теорію машин.

У теорії механізмів вивчається будова, кінематика і динаміка механізмів та методи їх проектування.

Проблеми теорії механізмів ділять на дві групи: перша – аналіз, тобто дослідження існуючих механізмів; друга – синтез, тобто проектування нових механізмів, що виконували б задані умови.

Розділи аналізу механізмів:

- Структурний аналіз;
- Кінематичний аналіз;
- Динамічний аналіз.

**Структурний аналіз** – вивчення теорії будови механізмів, їх видозмінення та класифікація.

**Кінематичний аналіз** – дослідження руху тіл, які утворюють механізми, з геометричної точки зору, тобто без врахування сил, що викликають рух цих тіл.

**Динамічний аналіз** – вивчення методів визначення сил, що діють на тіла, які утворюють механізм і встановлення взаємозв'язків між рухом цих тіл, силами, що на них діють, і масами, які ці тіла мають.

Задача **синтезу механізмів** полягає в розробці методів проектування механізмів наперед вибраної структури за заданими кінематичними і динамічними умовами.

У **теорії машин** розглядаються загальні методи проектування схем машин як сукупності окремих механізмів, питання автоматичного керування і регулювання машин. Обидві частини теорії механізмів і машин нерозривно зв'язані між собою, тому що механізми складають основу будь-якої машини.

## **КОРОТКІ ВІДОМОСТІ З ІСТОРІЇ РОЗВИТКУ НАУКИ ПРО МЕХАНІЗМИ І МАШИНИ**

Як самостійна наукова дисципліна теорія механізмів і машин подібно до інших прикладних розділів науки, виникла в результаті промислової революції, початок якої відноситься до 30-х років XVIII ст. Але машини існували задовго до цього. Тому в історії розвитку ТММ можна умовно виділити чотири періоди.

1-й період – до початку XIX сторіччя. Період емпіричного машинобудування, протягом якого створюють велику кількість різноманітних простих механізмів і машин: піднімачі, млини,

каменедробарки, верстати ( токарні, фрезерні, ткацькі та інші ), парові машини ( Леонардо да Вінчі, І.І. Ползунов, Д. Уатт, А.К.Нартов та інші ). Одночасно закладаються і основи теорії: теорема про перетворення і збереження енергії, зв'язок між зміною енергії і виконанням механічної роботи, «золоте правило» механіки, закони тертя, уявлення про передаточне відношення та ін. (Н.Л.С.Карно, Ш.Кулон, Г.Ремер, Л.Ейлер).

2-й період – від початку до середини ХІХ сторіччя. Період початку розвитку теорії механізмів і машин, яка формувалась під назвою «Прикладна механіка». У цей час розробляються такі розділи, як кінематика (Г.Г.Коріоліс), розрахунок маховика (С.Понселе), класифікація механізмів за функцією перетворення руху (Г.Монж, В.Лану) та інші розділи.

3-й період – від другої половини ХІХ сторіччя до початку ХХ сторіччя.

Період фундаментального розвитку ТММ. За цей період розроблені: основи структурної теорії (П.Л.Чебишев, П.Й.Сомов, О.П.Малишев), основи теорії регулювання машин (І.О.Вишнеградський), основи графоаналітичної динаміки (Ф.Віттенбауер, М.І.Мерцалов), структурна класифікація і структурний аналіз (Л.В.Ассур), метод планів швидкостей і прискорень та інші розділи ТММ.

4-й період – від початку ХХ сторіччя до сучасності. Період інтенсивного розвитку всіх напрямків ТММ. Необхідно відмітити узагальнюючі роботи І.І.Артоболєвського, у галузі структури механізмів – роботи Л.Решетова, О.Озала, кінематики механізмів – роботи Л.Смирнова, М.Колчіна, геометрії зубчастих передач – роботи Ф.Литвина, М.Новікова, динаміки механізмів- роботи В.Горячкіна, С.Кожевнікова та ін.

## АРХІВ ІСТОРІЇ НАУКИ



### **Артоболевський Іван Іванович (1905 – 1977)**

Радянський вчений в області теорії машин і механізмів, академік АН СРСР, Герой Соціалістичної праці. Розробив класифікацію просторових механізмів і дав методи їх кінематичного аналізу. Розробив методи кінематичного аналізу складних багатоланкових механізмів. Працював над проблемами теоретичних і експериментальних методів вивчення динаміки робочих машин.



### **Ассур Леонід Володимирович (1878 – 1920)**

Російський вчений – механік, один із засновників російської наукової школи з теорії механізмів і машин. Створив раціональну класифікацію простих шарнірних механізмів. Розробив методіку створення плоских механізмів будь-якої складності методом послідовного нашарування кінематичних ланцюгів, що отримали назву «груп Ассура». Запропонував поділ механізмів по сімействам, класам, видам, порядкам.



### **Віттенбауер (Wittenbauer) Фердинанд (1875-1922)**

Німецький інженер, працював у галузі застосування графічних методів досліджень механізмів.



### **Вишнеградський Іван Олексійович (1832-1895)**

Російський вчений і державний діяч, основоположник теорії автоматичного регулювання. Належить велика заслуга в створенні наукових основ конструювання машин. Дав метод розрахунку регуляторів прямої дії.



### **Горячкін Василь Прокопович (1868-1935)**

Радянський вчений, основоположник науки про сільськогосподарську техніку. Розробив загальну теорію плуга, методів подібності, зрівноважування сил інерції, теорію мас і швидкостей стосовно сільськогосподарських машин і знарядь.



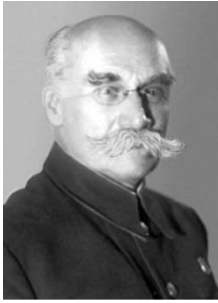
### **Грасгоф (Grashof) Франц (1826-1893)**

Німецький вчений, розробив математичне формулювання умови повертання ланки плоского важільного механізму, що необхідно при його синтезі.



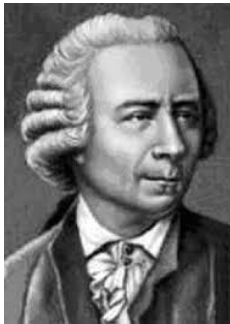
### **Д'Аламбер (D'Alembert) Жан Лерон (1717-1783)**

Французький математик і філософ, член Паризької, Петербурзької та інш. Академій наук. Сформулював загальні правила складання диференціальних рівнянь руху будь-яких матеріальних систем, звівши задачі динаміки до більш простих методів статички (принцип Д'Аламбера). Метод широко використовується в інженерній практиці. Особливо зручно користуватись цим методом для визначення реакції в'язей у випадках коли закон руху відомий або знайдений із рішення відповідних рівнянь.



**Добровольський Володимир**  
**Володимирович**  
**(1880-1956)**

Радянський вчений в області теорії механізмів, член-кореспондент АН СРСР. Автор багатьох праць з аналізу та синтезу механізмів. Запропонував єдину систему класифікації механізмів, в якій механізми об'єднуються в однорідні групи за структурними і кінематичними ознаками, що сприяло розвитку кінематики і кінетостатики механізмів. Розробив теорію сферичних механізмів, основу на використанні аналогії між плоскими і сферичними механізмами. Частина робіт присвячена теорії і розрахунку зубчастих механізмів.



**Ейлер (Euler) Леонард**  
**(1707-1783)**

Математик, фізик, механік, член Петербурзької Академії наук, а також Берлінської, Паризької Академії наук, Лондонського королівського товариства та інш. Розробив теорію евольвентного зачеплення, що сприяло розвитку зубчастих передач. Досліджував коливання і остійність пружних тіл. В своїх роботах (список праць Ейлера включає близько 850 назв) охоплює всі розділи сучасної йому математики і механіки, теорію пружності, фізику, оптику, математику, теорію машин, балістику, морську науку та інш. Виклав в своїх працях динаміку точки за допомогою математичного аналізу, розглянув вільний рух точки під дією різних сил; розробив кінематику і динаміку твердого тіла. Його дослідження стимулювали розвиток теорії диференціальних рівнянь, методів аналізу спеціальних функцій та інш.



### **Жуковський Микола Єгорович (1847-1921)**

Російський математик і механік, заснувавший гідро- і аеродинаміку. Автор ряду наукових робіт з прикладної механіки і теорії регулювання ходу машин, механіки твердого тіла, гідродинаміки, математики. Розробив методи аеродинамічних і міцносних розрахунків конструкцій літаків.



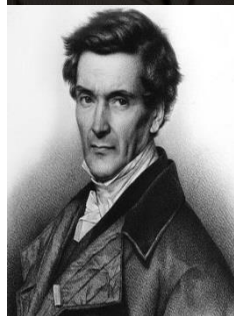
### **Карно (Carnot) Нікола Леонар Сади (1796-1832)**

Французький фізик, один із засновників термодинаміки. Автор теореми про коефіцієнт корисної дії теплових двигунів, теореми про втрату кінетичної енергії при абсолютному непружному ударі.



### **Кіницький Ярослав Тимофійович**

Доктор технічних наук, професор, завідуючий кафедрою машинознавства Технологічного Університету Поділля. Автор багатьох праць в області теорії механізмів і машин.

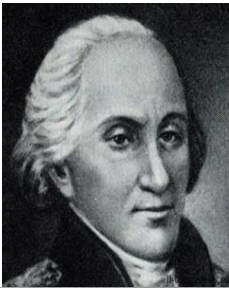


### **Коріоліс (Coriolis) Гюстав Гаспар (1792-1843)**

Французький механік, член Паризької академії наук. Дав формулювання теорії відносного руху, ввівши поняття про так звану Коріолісову силу і Коріолісове прискорення. Коріолісова сила – одна із сил інерції, що вводиться для врахування впливу обертання рухомої системи відліку на відносний рух матеріальної точки. Коріолісове прискорення – частина повного прискорення точки, що з'являється, коли переносний рух не

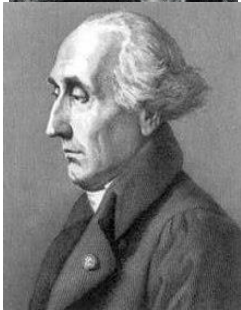


являється поступальним. Поняття Коріолісове прискорення і Коріолісова сила використовують при розв'язанні ряду задач кінематики і динаміки.



### **Кулон (Coulomb) Шарль Огюстен (1736-1806)**

Французький фізик і інженер, член Паризької академії наук. Запропонував формули для визначення сил тертя, кочення і ковзання, сформулював закон сухого тертя.



### **Лагранж (Lagrange) Жозеф Луї (1736-1813)**

Французький математик і механік, член Паризької і Берлінської академії наук, створив аналітичну механіку, в основу всієї статистики поклав принцип можливих переміщень, а в основу всієї динаміки – поєднання принципу можливих переміщень з принципом Д'Аламбера (Д'Аламбера-Лагранжа принцип), ввів узагальнені координати – незалежні між собою параметри, що визначають положення рухомої механічної системи, надав рівнянню руху форму, що називають його іменем. Лагранжа рівняння широко використовуються при розв'язуванні багатьох задач механіки (в динаміці машин і механізмів, в теорії коливань, теорії гіроскопів та інш). Лагранжу також належать видатні дослідження з різних питань математичного аналізу.



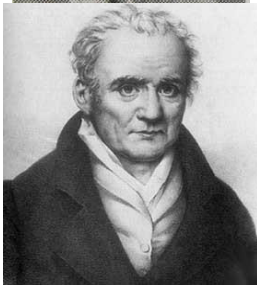
### **Леонардо да Вінчі (Leonardo da Vinci) (1452-1519)**

Італійський живописець, скульптор, архітектор, вчений, інженер. Як вчений і інженер збагатив своїми дослідженнями майже всі області науки того часу. Особливу увагу приділяв механіці. Зробив спробу визначити коефіцієнт тертя при ковзанні, вивчав опір матеріалів, займався гідравлікою. Йому належать геніальні конструктивні здогадки, набагато випередившими епоху: проекти металургійних печей, прокатних станів, ткацьких верстатів, друкарських, деревообробних та інших машин, танка, підводного човна, конструкцій літальних апаратів і парашута.



### **Малишев Олександр Петрович (1879-1962)**

Радянський вчений, працював в області теорії механізмів і машин. Запропонував теорію структурного аналізу і синтезу складних плоских і просторових механізмів.



### **Монж (Monge) Гаспар (1746-1818)**

Французький математик і громадянський діяч, член Паризької академії наук. Основні праці відносяться до геометрії. Йому належить створення загального методу зображення просторової фігури на площині, а також належать роботи по математичному аналізу, хімії, оптиці, метеорології і практичній механіці.



### **Нартов Андрій Костянтинович (1693-1756)**

Російський вчений, механік і скульптор. Наукова і громадська діяльність багатогранна. Як механік розробив і збудував ряд механізованих верстатів для копіювання творів прикладного мистецтва, а також інші верстати, в тому числі перший в світі токарно-гвинторізний верстат з механізованим супортом і набором змінних зубчатих коліс.



### **Новіков Михайло Леонт'євич (1915-1956)**

Професор, лауреат Ленінської премії СРСР. Винахідник нового типу зачеплення зубчастих передач підвищеної несучої здатності.



### **Ползунов Іван Іванович (1728-1766)**

Російський теплотехнік, один із винахідників теплового двигуна, творець першого в світі парового двухциліндрового двигуна з об'єднанням роботи циліндрів на один спільний вал, тобто двигуна, універсального за своїм технічним використанням.

### **Понселе (Poncelet) Жан Віктор (1788-1867)**

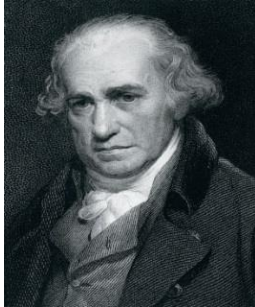
Французький математик і інженер, член Паризької Академії наук. Створив нові геометричні методи дослідження проєктивних властивостей фігур. Крім того, йому належать роботи з технічної механіки і гідравліки.





**Сомов Павло Йосипович  
(1852-1917)**

Російський вчений-механік, вперше в узагальненому вигляді поставив задачу про структуру кінематичних ланцюгів і дав строге її рішення.



**Уатт (Watt) Джеймс  
(1736-1819)**

Англійський винахідник, створивший універсальну парову машину. Ввів першу одиницю потужності – кінську силу (пізніше його ім'ям була названа інша одиниця потужності – ватт). Парова машина Уатта в зв'язку з економічністю отримала широке розповсюдження і відіграла велику роль в переході до машинного виробництва.



**Чебишев Пафнутій Львович  
(1821-1894)**

Академік Петербургської Академії наук, а також член Берлінської АН, Болонської АН, Паризької АН, Шведської АН, член-кореспондент Лондонського королівського товариства, видатний математик і механік, заснував російську школу теорії механізмів і машин, працював в області структури і синтезу важільних механізмів. Теорія механізмів і машин була однією з тих дисциплін, якими Чебишев цікавився все життя. Багато робіт присвячено синтезу шарнірних механізмів. Велику увагу приділяв конструюванню і виготовленню різноманітних механізмів. Так створив машину, що імітує рух тварини при ходьбі, а також автоматичний арифмометр

## ВІДОМОСТІ ПРО МЕХАНІЗМИ І МАШИНИ ТА ЇХ КЛАСИФІКАЦІЮ

**Механізм** – це система тіл, що призначена для передачі і перетворення заданого руху одного або декількох тіл у потрібні рухи інших тіл. Метою цих перетворень може бути досягнення більш високих або більш низьких швидкостей, збільшення або зменшення переміщень, отримання заданих траєкторій руху окремих елементів механізму або заданих законів зміни переміщень з часом. Важливо, що обов'язковою властивістю будь-якого механізму є цілеспрямове перетворення руху

За іншими визначеннями:

**Механізм** – це система рухомо зв'язаних твердих тіл, що рухаються певним чином відносно одного з тіл, що прийняте за нерухоме.

**Механізм** – це система певним чином взаємозв'язаних тіл, що призначена для перетворення заданого руху одного або кількох тіл у потрібні рухи інших тіл.

Так як в основі будь-якого механізму лежить кінематичний ланцюг, то наведемо ще одне визначення механізму, враховуючи, що механізми складаються з ланок – тіл, кожне з яких виконує певний рух відносно інших тіл.

**Механізм** – це кінематичний ланцюг з однією нерухомою ланкою (стояком), призначений виконувати цілком визначені доцільні рухи.

Механізми не здійснюють корисної роботи. Вони призначені тільки для здійснення необхідних законів руху їх ланок.

Механізми класифікують за наступними ознаками:

1. За функціональним призначенням на такі механізми:

- двигунів і перетворювачів;
- передавальні;
- виконавчі;
- керування, контролю і регулювання;
- подачі, транспортування, живлення, сортування об'єктів.

2. За видом передаточної функції на механізми:

- з постійною передаточною функцією;
- із змінною передаточною функцією, які можуть бути нерегулюємі (синусні, тангенціальні) або регулюємі. Регулюємі у свою чергу поділяються на механізми з безступінчастим

регулюванням (варіатори), та механізми із ступінчастим регулюванням (коробки передач).

3. За видом перетворення руху на механізми, що перетворюють:

- обертовий рух в обертовий. Серед цих механізмів виділяються редуктори ( $\omega_{вх} > \omega_{вих}$ ); мультиплікатори ( $\omega_{вх} < \omega_{вих}$ ) та муфти ( $\omega_{вх} = \omega_{вих}$ ).

- обертовий рух в поступальний;
- поступальний рух в обертовий;
- поступальний рух в поступальний.

4. За змінністю структури механізму на механізми:

- з незмінною структурою ( кривошипно – повзунні та ін.);
- із змінною структурою (маніпулятори тощо).

5. За розташуванням ланок у просторі на механізми:

- просторові;
- плоскі, точки ланок яких описують траєкторії, що лежать в паралельних площинах;
- сферичні.

6. За ступенем вільності на механізми:

- з одним ступенем вільності  $w=1$ ;
- з декількома ступенями вільності  $w>1$ , які поділяють на інтегральні (сумуючі) та диференціальні (розділяючі).

7. За видом кінематичних пар (КП) на механізми (рис. 1.8):

- з нижчими КП (а) – називаються важільними;
- з вищими КП, коли хоча б одна КП вища (б);
- шарнірні, коли всі КП механізму обертальні шарнірні (в).

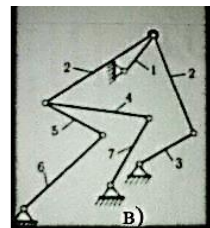
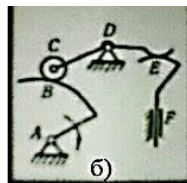
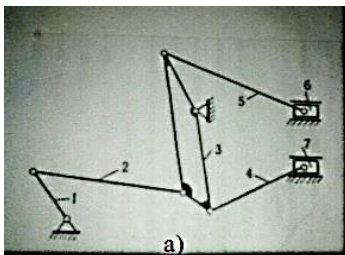


Рисунок 1.8 – Види механізмів за видом кінематичних пар

8. За способом передачі і перетворення потоку енергії на механізми:

- фрикційні (зчеплення);

- зачепленням;
- хвильові;
- імпульсні.

9. За формою, конструктивному виконанню і рухом ланок на механізми (рисунок 1.9):

- важільні (а);
- зубчасті (б);
- кулачкові (в);
- планетарні (г);
- маніпулятори (д).

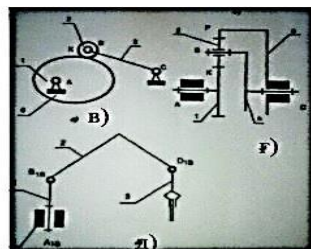
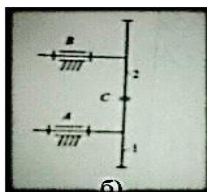
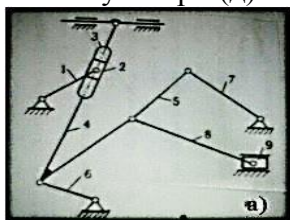


Рисунок 1.9 – види механізмів за формою, конструктивному виконанню і рухом ланок

Як приклад на рис. 1.10 представлена конструкція робототехнічної системи, що оснащена маніпуляторами.

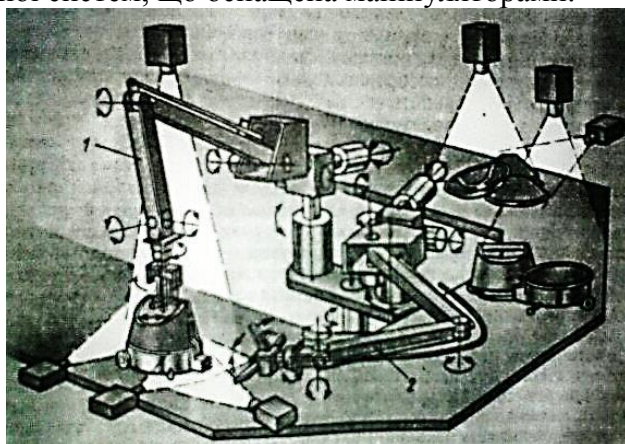


Рисунок 1.10 – Конструкція робототехнічної системи

**Машина** – це технічний пристрій, який виконує перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою заміни або полегшення розумової праці людини, підвищення її якості та продуктивності.

Машина обов'язково здійснює корисну роботу.

Машини і механізми взаємно оборотні один в одного. Наприклад, вимкнений токарний верстат, на якому не виконується обробка деталі, являється механізмом; з початком обробки деталі верстат стає машиною.

Машини розділяють на наступні види:

1. **Енергетичні машини** – перетворюють енергію одного виду в енергію іншого виду. Ці машини бувають двох різновидів:

Двигуни – перетворюють будь-якого виду енергію в механічну (електродвигуни, двигуни внутрішнього згорання тощо) і служать для перетворення в рух технологічних і транспортних машин.

**Генератори** – перетворюють механічну енергію в енергію іншого виду (електрогенератор, гідравлічна турбіна тощо)

2. **Робочі машини** – машини, що використовують механічну енергію для виконання роботи по переміщенню та перетворенню матеріалів. Ці машини бувають двох різновидів:

**Транспортні машини** – служать для зміни положення об'єкту (автомобілі, трактори, літаки, крани, транспортери, ліфти тощо).

**Технологічні машини** – виконують роботу по зміні властивості, стану, форми, розмірів об'єкту (верстати, сільськогосподарські машини, машини легкої і харчової промисловості та інші).

3. **Інформаційні машини** – машини, що призначені для обробки і перетворення інформації. Вони розділяються на:

**Математичні машини** – перетворюють вхідну інформацію в математичну модель об'єкту (лічильно-обчислювальні машини, механічні інтегратори та інші).

**Контрольно – керуючі машини** – перетворюють вхідну інформацію в сигнали керування робочою або енергетичною машиною, а також використовуються для автоматизації виробництва і керування швидко протікаючими і безперервно контролюємими процесами.

**Кібернетичні машини** – машини, що керуючи робочими або енергетичними машинами, здатні змінювати програму дій в залежності від стану оточуючого середовища, тобто мають елементи штучного інтелекту (автооператори, роботи,



маніпулятори та інші). Також ці машини дозволяють швидко розв'язувати складні дослідницькі і виробничі задачі, підвищують продуктивність розумової праці.

## ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОГО ВИРІШЕННЯ

Класифікувати механізм згідно ознак, що наведені в теоретичних відомостях.

### Завдання 1.

На рис. 1.11 представлена будова одноважільної системи керування двома блоками зубчастих коліс. Якщо рукоятку 3 повертати в горизонтальній площині в той чи інший бік, то через вал 4 зубчасте колесо 10 буде переміщувати зубчасту рейку 11 і з допомогою прикріпленої до неї вилки переміщувати вздовж вала 9 в одне із трьох можливих положень трійчастий блок зубчастих коліс 12. Поворотом рукоятки 3 в вертикальній площині навколо осі 1 переміщується в осьовому напрямку вгору або вниз вал 4. Кругла зубчаста рейка 8 обертає зубчасте колесо 7 на валу 6 і з допомогою вилки 14 переміщує вздовж вала 5 подвійний блок 13 в одне з двох положень. Якщо рукоятку 3 розташувати поза вирізами в планці 2, то обидва блоки зубчастих коліс будуть знаходитись в нейтральному положенні.

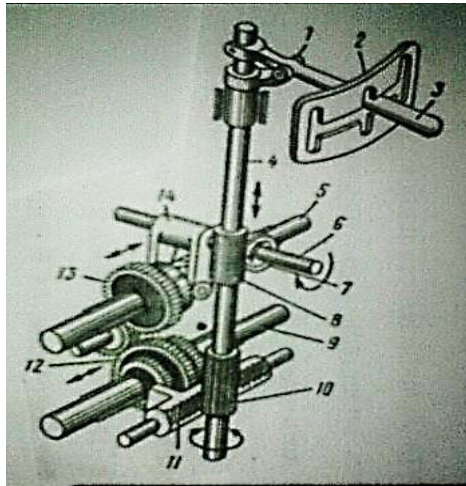


Рисунок 1.11 – Одноважільна система керування зубчастими колесами

## Завдання 2.

На рис. 1.12 представлена будова кулачково – важільного затискача. Заготовка затискається повзуном 1, що приводиться в дію кулачком 2 через важіль 3 і шток 4 пневмопривода. Привод двосторонньої дії.

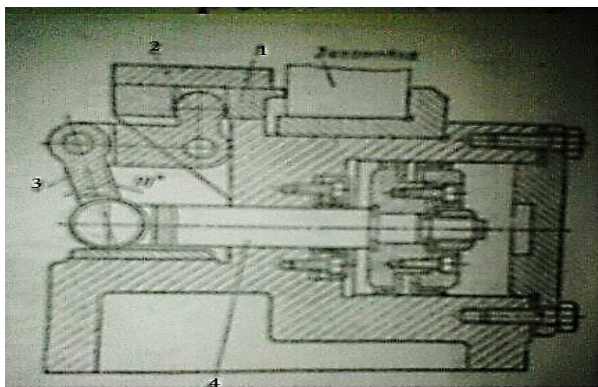


Рисунок 1.12 – Затискач кулачково-важільний

## ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ЗАВДАННЯ

На рис. 1.13 представлена будова поперечних супортів токарно – револьверного автомату.

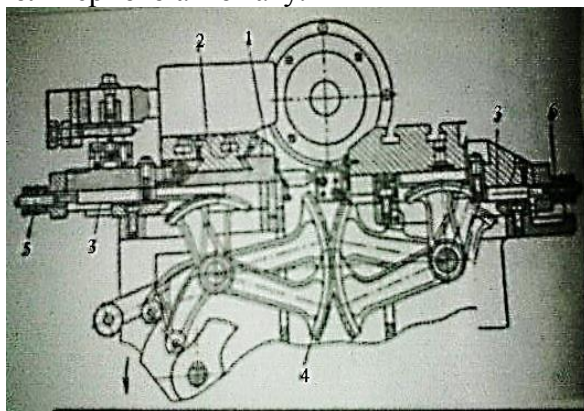


Рисунок 1.13 – Поперечні супорти токарно – револьверного автомату

Поперечні супорти отримують поступальне переміщення до осі шпінделя від важелів із зубчастими секторами 4, що зв'язані із зубчатыми рейками 3, а установочні переміщення при налагоджуванні верстату від гвинтів 5 і 6. На передньому супорті установлені поздовжні напрямні 1, по яким переміщується паралельно осі шпінделя або під кутом до нього поздовжній супорт 2. Робоче переміщення супорти отримують від кулачків, що встановлені на розподільчому валі верстата (не показані).

### **КЛАСИФІКАЦІЯ МЕХАНІЗМУ ЗА ПЕРЕЛІКОМ ОЗНАК:**

1. За функціональним призначенням:
  - виконавчий.
2. За видом передаточної функції:
  - з постійною передаточною функцією.
3. За видом перетворення руху:
  - обертовий в поступальний.
4. За розташуванням ланок у просторі:
  - просторовий.
5. За змінністю структури:
  - з незмінною структурою.
6. За способом передачі і перетворення енергії:
  - зачепленням.
7. За формою, конструктивному виконанню і рухом ланок:
  - важільно – зубчасті і кулачкові ( робоче переміщення супортів);
  - гвинтові (установочне переміщення супортів).

### **ТЕМА 2. ОСНОВИ СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ МЕХАНІЗМІВ**

Кожний механізм або машина складаються з окремих рухомих з'єднаних твердих тіл-ланок, рух яких визначається рухом однієї або кількох ланок, що називаються ведучими.

**Деталь** – це частина механізму або машини, що виготовлена без складальних операцій. Тобто, деталь – це виріб, який не

може бути розділений на більш дрібні частини без порушення можливості виконання своєї функції .

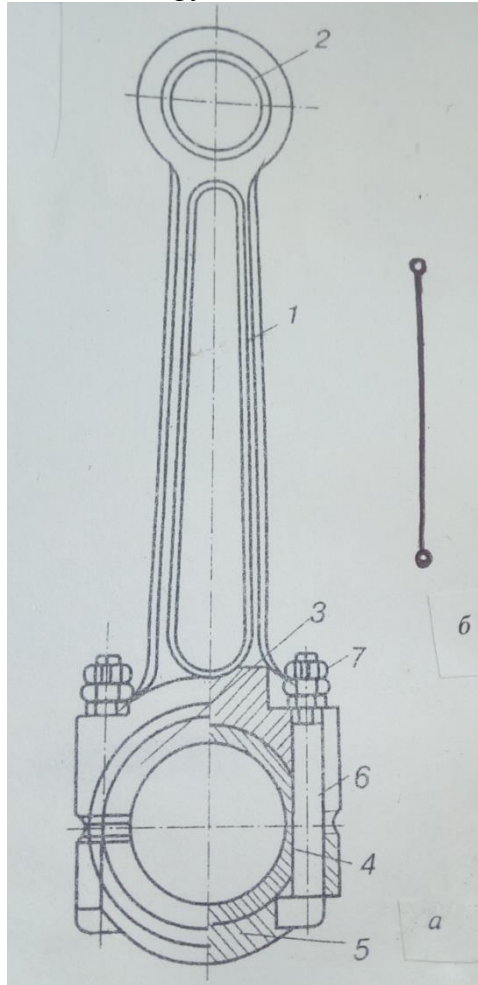


Рисунок 2.1 - Шатун

Усі нерухомі деталі утворюють одну нерухому систему тіл, яку називають **нерухомою ланкою** або **стояком**. Звичайно за стояк приймають корпус або раму машини, а також усі жорстко зв'язані з ними деталі. Стояк у механізмі завжди тільки один.

Кожна рухома деталь, або група деталей, яка утворює одну жорстку рухома систему тіл, має назву рухомої ланки

Тобто ланка являє собою одну кінематичну незмінну систему.

Наприклад, шатун (рис.2.1,а)буде однією рухомою ланкою, хоч він складається з ряду деталей (тіло шатуна 1, втулки 2, вкладиші 3 і 4, болти 6 із гайками 7, шайбами і шплінтами).

Шатун на структурній або кінематичній схемах представляється ланкою (рис.2.1,б).

У машинобудуванні використовуються механізми і машини з абсолютно твердими (жорсткими), пружними, гнучкими, рідинними і газоподібними ланками.

Теорія механізмів і машин розглядає і вивчає механізми і машини з абсолютно твердими (жорсткими) ланками. Тому далі під ланками будемо розуміти тільки абсолютно тверді (жорсткі) тіла.

Ланки механізмів здійснюючі свої абсолютні рухи будуть при цьому рухатись одна відносно другої ,здійснюючи тим самим відносні рухи. В своїй більшості ланки з'єднуються попарно тому таке з'єднання мають назву «кінематична пара».

**Кінематична пара** – це рухоме з'єднання двох ланок, які стикаються, що забезпечує їх певне відносне переміщення.

Ланки при їх об'єднанні в кінематичну пару взаємодіють між собою по

поверхням, лініям і точкам. Сукупність поверхонь, ліній або точок ланки, що контактують з іншою ланкою, утворюючи кінематичну пару, називають **елементами кінематичної пари**.

Поверхні і лінії елементів, що утворюють кінематичну пару, можуть бути як суцільними, так і переривистими. Кінематичні пари, у яких елементи, що їх утворюють переривчасті і мають одні й ті ж самі кінематичні характеристики називають **рознесеними** (рис.2.2).

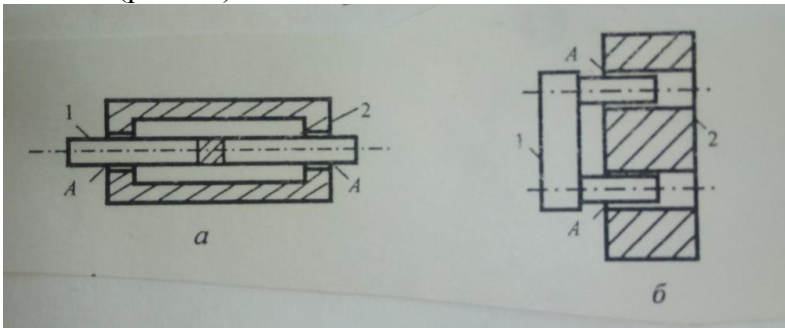


Рисунок 2.2 – Рознесена кінематична пара:

а – в осьовому напрямку; б – в радіальному напрямку;

1,2 – ланки, що утворюють кінематичну пару;

A – елемент пари

Способи сполучення (з'єднання) ланок, що можливі у кінематичній парі різноманітні. На відносний рух кожної ланки кінематичної пари накладаються певні обмеження, що залежать від способу сполучення ланок кінематичної пари. Ці обмеження називають **умовами зв'язку** в кінематичній парі.

Для існування кінематичної пари необхідні такі умови:

- наявність двох ланок;
- постійне стикання цих ланок;
- можливість їх відносного переміщення.

Кінематичні пари багато в чому визначають працездатність і надійність машин, тому що через них передаються зусилля від однієї ланки до другої, а внаслідок тертя елементи пари знаходяться в напруженому стані і спрацьовуються. Тому правильний вибір виду кінематичної пари, її геометричної форми, розмірів, конструкційних матеріалів і змащення має важливе значення при конструюванні механізмів.

**Класифікація кінематичних пар** здійснюється за такими ознаками.

1. За видом контакту елементів (формою елементів) кінематичних пар:

- **нижчі**, в яких пари утворені елементами у вигляді поверхонь(контакт ланок здійснюється по поверхням – пари ковзання );

- **вищі**, в яких пари утворені елементами у вигляді лінії або точки (контакт ланок, стикання здійснюється по лінії або в точці й пари допускають ковзання з перекочуванням).

Нижчі кінематичні пари характеризуються тим, що можуть передати більше зусилля, ніж вищі, завдяки більшій площі контакту між ланками. Проте, втрати на тертя в таких парах більші у порівнянні з вищими.

2. За відносним рухом ланок, що утворюють кінематичну пару (за видом найпростіших незалежних рухів, що реалізуються в парах):

- **обертові (обертальні);**
- **поступальні;**
- **гвинтові;**

- **плоскі;**
- **сферичні.**

3. За способом замикання (забезпечення постійного контакту ланок пари):

- силове (силою власної ваги, силою пружності пружини, тиском рідини або газу тощо);
- геометричне (за рахунок конструкції робочих поверхонь ланок або відповідної геометричної форми елементів ланок кінематичної пари) на рис. 2.3 приведено приклад.

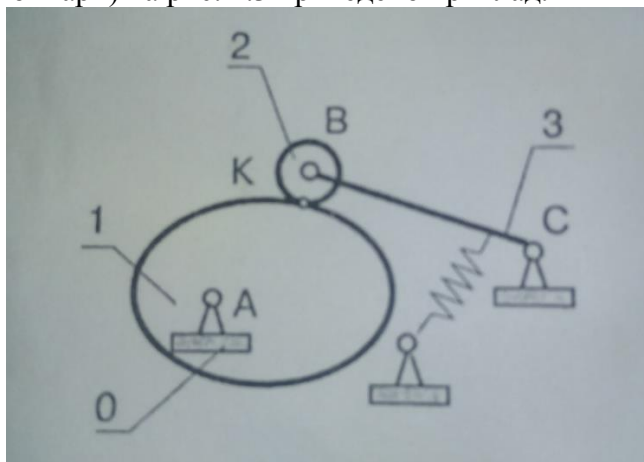


Рисунок 2.3 – Приклад механізму з кінематичними парами з різним способом замикання:

Пари А, В, С – геометричне замикання, пара К – силове замикання

Кінематичні пари з силовим замиканням вважаються відкритими, а з геометричним - **закритими**.

4. За числом ступенів вільності (Н) у відносному русі ланок (рухомістю пари).

5. За числом умов зв'язку (S), тобто обмежень, які накладаються кінематичною парою на відносний рух ланок (число умов зв'язку визначає клас кінематичної пари).

Якщо ланка не входить до кінематичної пари (відсутній зв'язок з іншою ланкою), то у неї не має ніяких обмежень руху:  $S = 0$ , де  $S$  - число умов зв'язку. У цьому випадку ланки не стикаються, тобто кінематичної пари не існує, а маємо два тіла, що вільно рухаються у просторі.

Якщо накласти 6 умов зв'язку, то ланки втрачають відносну рухомість і отримуємо жорстке з'єднання, тобто кінематичної пари не стане:  $S=6$ .

Таким чином, число умов зв'язку, накладених на відносний рух кожної ланки кінематичної пари, змінюється в межах  $1 \leq S \leq 5$

Тоді число ступенів вільності (**H**) ланки кінематичної пари у відносному русі може бути виражене рівнянням:  $H = 6 - S$ .

Залежно від числа умов зв'язку, що накладаються кінематичною парою на відносний рух ланок, пари діляться на п'ять класів: I, II, III, IV, V (класифікація за І. Артоболсвським). Кінематичні пари позначаються  $P_i$ , де  $i$  – число умов зв'язку, тобто  $P_5$ ,  $P_4$  тощо. Клас кінематичної пари визначається залежністю:  $S=6H$ .

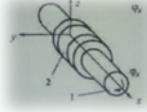
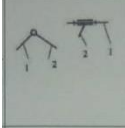
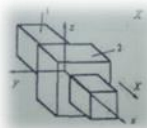
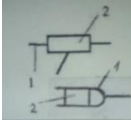
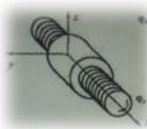
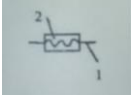
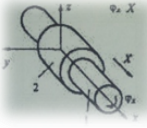
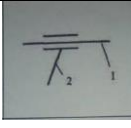




За В. Добровольським кінематичні пари діляться за числом ступенів вільності **H** на одно-, двох-, трьох-, чотирьох-, та п'ятирухомі.

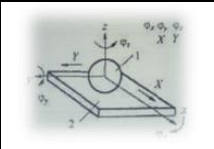
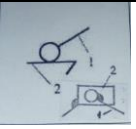
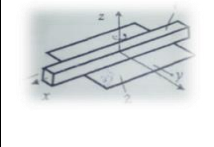
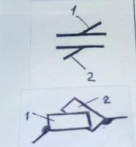
У таблиці 2.1 приведені назви, зображення, умовні позначення, кінематичних пар, що найчастіше використовується при створенні машин і механізмів, а також подано їх класифікацію за рухомістю та числом умов зв'язку.

Під час створення кінематичної пари можна так підібрати форму елементів кінематичної пари, щоб при одному незалежному найпростішому переміщенні виникало інше залежне (похідне) переміщення. Такі кінематичні пари називаються **траєкторними**. Так, гвинтова пара являється траєкторною. У цій парі обертовий рух гвинта (гайки) викликає поступальне переміщення вздовж осі відповідно гайки (гвинта). Ці рухи взаємозв'язані, тому гвинтова пара є парою **У** класу, так як у ній реалізується лише одне незалежне переміщення.



Таблиця 2.1 – Класифікація кінематичних пар за рухомістю та числом умов зв'язку

Можливості переміщення	Рисунок	Назва пари	Умовне позначення	Рухомість пари	Вища, нижча	Геометрична, Силова	Число умов зв'язку	Клас кінематичної пари
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1 $\phi$		Обертова		1	Н	Г	5	V
1s		Поступальна		1	Н	Г	5	V
1 $\phi$		Гвинтова		1	Н	Г	5	V
1s 1 $\phi$		Циліндрична		2	Н	Г	4	IV
3 $\phi$		Сферична		3	Н	Г С	3	III
2s 2 $\phi$		Циліндрична площина		4	В	С	2	II

2s 3φ		Куля- площина		5	B	C	1	I
2s 1φ		Площинна а		5	H	C	3	III

### Класифікація ланок механізмів

Як уже зазначалось, ланки, з яких складається механізм, діляться на нерухомі і рухомі.

Нерухомі ланки називають стояком. За стояк приймають ту ланку, відносно якої вивчають закони руху всіх інших ланок. Рухомі ланки механізмів ділять на прості і складні. Якщо ланка має більше двох елементів (кінематичних пар), якими вона приєднується до інших ланок механізмів, то її називають складною, всі інші ланки називають простими.

Прості ланки на схемах зображують у вигляді ліній, а складні у вигляді геометричних фігур. Геометричні фігури, що зображують складні ланки, заштриховують.

На рис. 2.4 приведено креслення і умовні зображення простої і складної ланки.

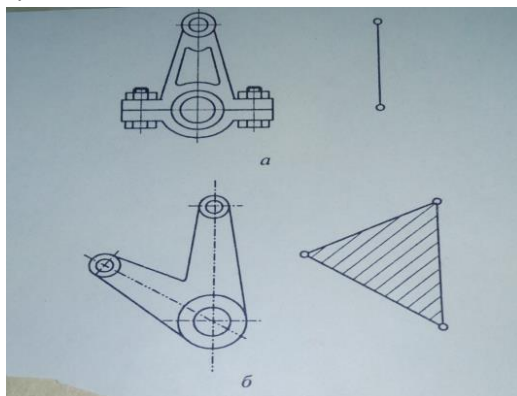


Рисунок 2.4 – Ланки механізмів та їх умовні зображення:  
а – проста ланка; б – складна ланка

Крім поділу ланок на прості і складні їх розрізняють за числом кінематичних пар (вершин), якими ланка приєднується до інших ланок механізму.

Ланка що має в своєму складі дві кінематичних пари ( $t=2$ ) називається двохвершинною, або лінійною ланкою (рис. 2.4 а); при ( $t=3$ ) – трьохвершинною ланкою (рис. 2.4 б); чотири ( $t=4$ ) – чотирьохвершинною і т.д.

Ланка механізму з максимальним числом вершин називається **базисною**.

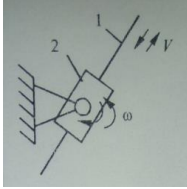
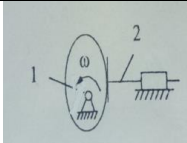

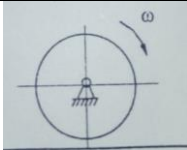
Рухомі ланки можуть здійснювати обертальний, поступальний і складний рухи.

Класифікація ланок в залежності від виду їх руху та призначення приведена в табл. 2.2. Також у механізмах із рухомих ланок виділяють: ведучі, ведені, з'єднуючі (проміжні), вихідні, вхідні, початкові. **Вхідною (ведучою)** називають ланку, якій надається рух, що перетворюється механізмом у потрібний рух інших ланок. **Вихідною (веденою)** називають ланку, яка здійснює рух, для виконання якого призначений механізм. Решту рухомих ланок механізму називають **з'єднуючими або проміжними**. Вхідна ланка одержує рух від двигуна, а вихідна – зв'язана з робочим (виконавчим) органом машини. У ТММ часто використовують поняття початкової ланки. **Початковою** називають ланку, координати якої (наприклад, кут її повороту) являються узагальненими для даного механізму, тобто визначають положення всіх інших ланок. Як правило, за початкову ланку приймають вхідну ланку, але не завжди ці поняття співпадають. У механізмі з одним ступенем вільності ( $w=1$ ) буде одна початкова ланка. Якщо механізм має кілька ступенів вільності, то він також має відповідну кількість початкових ланок. За початкову ланку при структурному аналізі механізму може бути прийнята будь-яка ланка (не обов'язково вхідна), що утворює кінематичну пару зі стояком.

Узагальнена координата механізму – це незалежний параметр, що однозначно визначає положення усіх ланок механізму відносно стояка.

Таблиця 2.2 – Класифікація ланок механізмів в залежності від виду їх руху

№ п/п	Назва	Схематичне зображення	Особливості руху
1	Кривошип		<p>Обертальна ланка механізму, що здійснює повний оберт навколо осі, зв'язаною із стояком.</p>
2	Шатун		<p>Ланка механізму, що утворює кінематичні пари тільки з рухомими ланками і здійснює складний плоскопаралельний рух.</p>
3	Коромисло		<p>Ланка механізму, що здійснює тільки коливальний рух при неповному обертанні навколо осі, зв'язаною із стояком.</p>
4	Повзун		<p>Ланка, що утворює поступальну пару із стояком.</p>
5	1- Куліса 2- Камінь		<p>Камінь – ланка, що утворює поступальну пару з кулісою.</p> <p>Куліса – ланка механізму, що здійснює коливальний рух при неповному обертанні навколо осі і утворює з іншою ланкою (каменем) поступальну пару.</p> <p>Куліса – це рухома ланка механізму, що є</p>

			напрямною для каменя і здійснює складний або зворотно-поступальний рух.
6	1-Шток 2-Коливальний повзун		Коливальний повзун – ланка, що утворює поступальну пару із штоком і обертальну із стояком. Шток – ланка, що входить у поступальну пару із коливальним повзуном.
7	1-Кулачок 2-Штовхач		Кулачок – ланка, що має робочий профіль змінної кривизни. Штовхач – ланка, що здійснює зворотно-поступальне переміщення і утворює вищу пару з кулачком
8	Зубчасте колесо		Ланка із замкнутою на неї системою виступів, що забезпечують взаємодію із відповідними виступами іншого колеса
9	Фрикційне колесо		Ланка, що здійснює передачу руху за рахунок тертя між нею та притискаємими до нього тілами

Закономірний рух матеріальних тіл (ланок), як складових частин механізму можливий лише при з'єднанні їх між собою

таким способом, що заданому руху однієї ланки відповідатимуть певні рухи інших.

Оскільки матеріальність ланок механізмів при вивченні структури і кінематики механізмів не має значення, то їх графічне зображення виконується спрощено.

В теорії механізмів і машин структурна схема – безмасштабне графічне зображення механізму з використанням умовних позначень ланок і кінематичних пар.

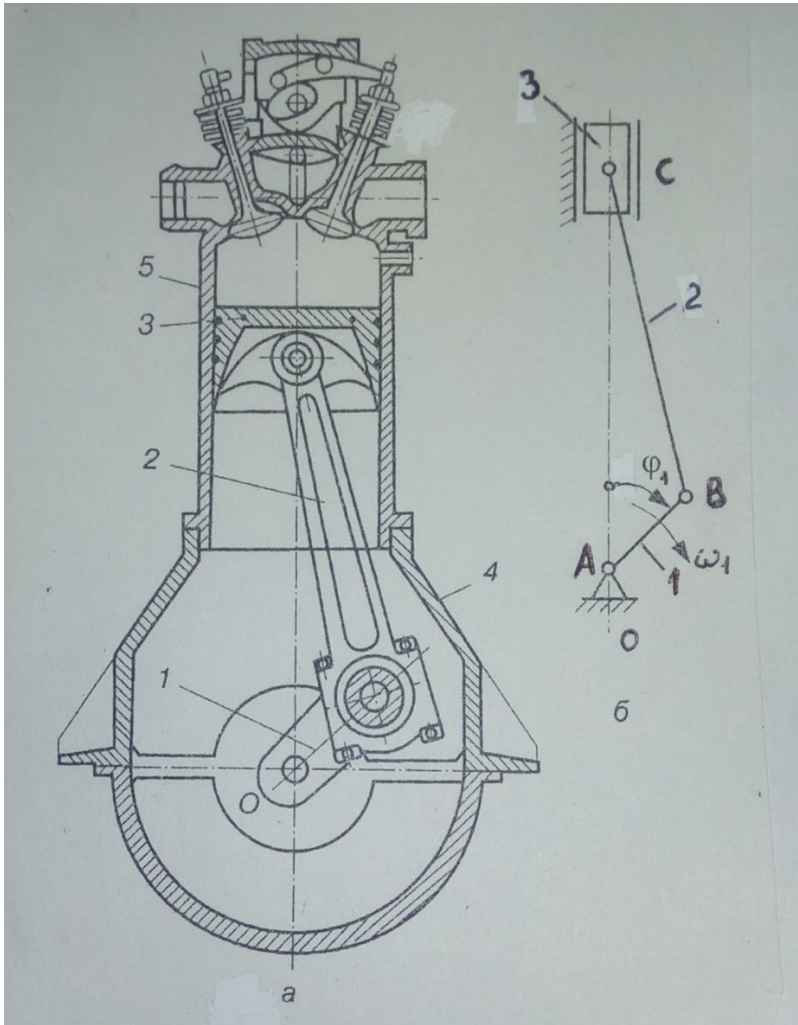
**Кінематичною схемою механізму** називають його графічне зображення, виконане в масштабі з використанням умовних позначень ланок і кінематичних пар.

**Масштаб (масштабне число)** – відношення числового значення будь-якої фізичної величини до довжини відрізка, що відображає цю величину на кресленні.

При побудові кінематичних схем використовують масштаб довжини, що позначається  $M_l$  і має розмірність м/мм.

Умовні позначення елементів машин і механізмів на структурних і кінематичних схемах виконуються у відповідності до діючих стандартів. Приклади приведені в табл.2.3.

На структурних і кінематичних схемах механізмів **кінематичні пари** (підшипники, шарніри тощо) позначають великими латинськими літерами, а **ланки** – арабськими цифрами. Зокрема рухомі ланки позначають будь-якими цифрами, що відмінні від нуля, а **нерухома ланка (стояк)** завжди позначається нулем 0 та штриховкою під кутом  $45^\circ$ . Для прикладу на рис.2.5 приведено конструкцію кривошипно-повзунного механізму, що використовується в двигунах внутрішнього згорання та поршневих компресорах, та його структурну схему.



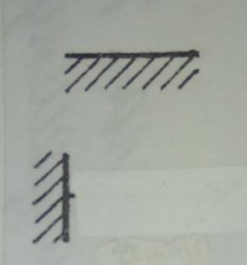
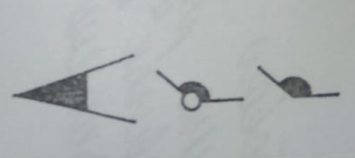
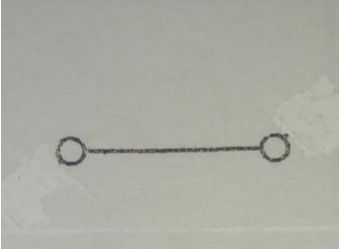
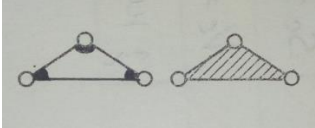
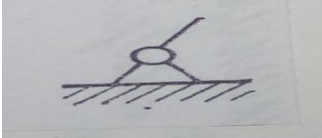
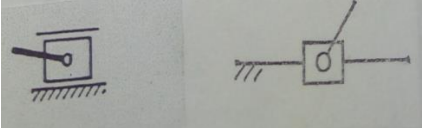
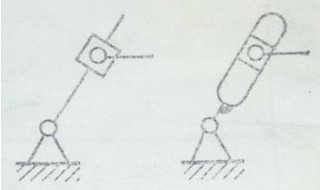
**Рисунок 2.5 – Кривошипно-повзунний механізм:**

а – конструкція: 1 – колінчастий вал; 2 – шатун; 3 – поршень;  
4 – картер; 5 – циліндр; О – підшипник колінчастого валу;

б – структурна схема: 0 – стояк; 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – повзун; А, В, С – кінематичні пари.

Як видно, структурна схема значно спрощує розуміння досліджуемого механізму.

Таблиця 2.3 – Умовні графічні позначення елементів машин і механізмів на структурних і кінематичних схемах

Найменування ланки	Умовне позначення
<p>Стояк (нерухома ланка)</p>	
<p>З'єднання частин ланки нерухоме</p>	
<p>Ланка важільних механізмів двохвершинна</p>	
<p>Ланка важільних механізмів трьохвершинна Примітка: позначення складних ланок(багато вершинних) аналогічно трьох вершинній</p>	
<p>Шарнірне з'єднання ланки з стояком</p>	
<p>Повзун</p>	
<p>Куліса</p>	



## Кінематичні ланцюги та їх класифікація

**Кінематичним ланцюгом** називається система ланок, що зв'язані між собою кінематичними парами. Кінематичні ланцюги поділяються на:

### а) прості і складні.

**Простим** кінематичним ланцюгом називається такий, в якого кожна ланка входить не більше як до двох кінематичних пар (дивись рис. 2.6,а,в).

**Складним** кінематичним ланцюгом називається такий ланцюг, в якому є хоч одна ланка, що входить більше ніж до двох кінематичних пар (дивись рис.2,6 ,б,г).

### б) замкнені і незамкнені.

У **незамкнутому** кінематичному ланцюгу є ланки, що входять тільки в одну кінематичну пару (дивись рис. 2.6,а,б). У **замкнутому** кінематичному ланцюгу кожна ланка входить не менше як у дві кінематичні пари (див. рис. 2, 6, в, г).

Зазначимо, що переважна більшість механізмів, що використовуються в інженерній практиці, утворені замкнутими кінематичними ланцюгами.

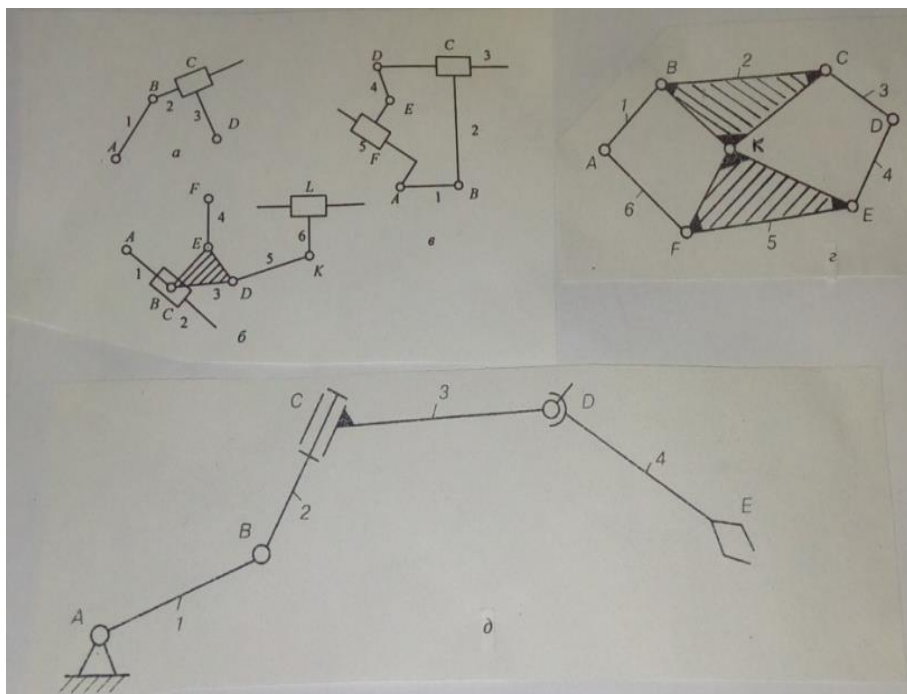
### в) плоскі і просторові.

**Плоским** називають ланцюг, в якому всі точки ланок описують траєкторії, що лежать в одній або паралельних площинах (див.рис.2.6,а,б,в,г).

**Просторовим** називають ланцюг, в якого точки ланок рухаються у різних непаралельних площинах. Якщо точки ланок описують траєкторії на концентричних сферах, то ланцюг називають **сферичним**. Просторові кінематичні ланцюги широко використовують при проектуванні різних механізмів, зокрема, маніпуляторів і роботів. Приклад такого механізму показано на рис.2.6,д.

Ланки, що входять тільки в одну кінематичну пару, називають **повідками** (рис.2.6, а – ланки 1 та 3; рис.2.6. б – ланки 1 та 4).

Кінематичні пари ланок, якими вони можуть бути приєднаними у подальшому до інших кінематичних ланцюгів або ланок, називаються **зовнішніми** (рис.2.6, а-пари А, D, рис.2.6, б-пари А, F).



**Рисунок 2.6 – Кінематичні ланцюги:**

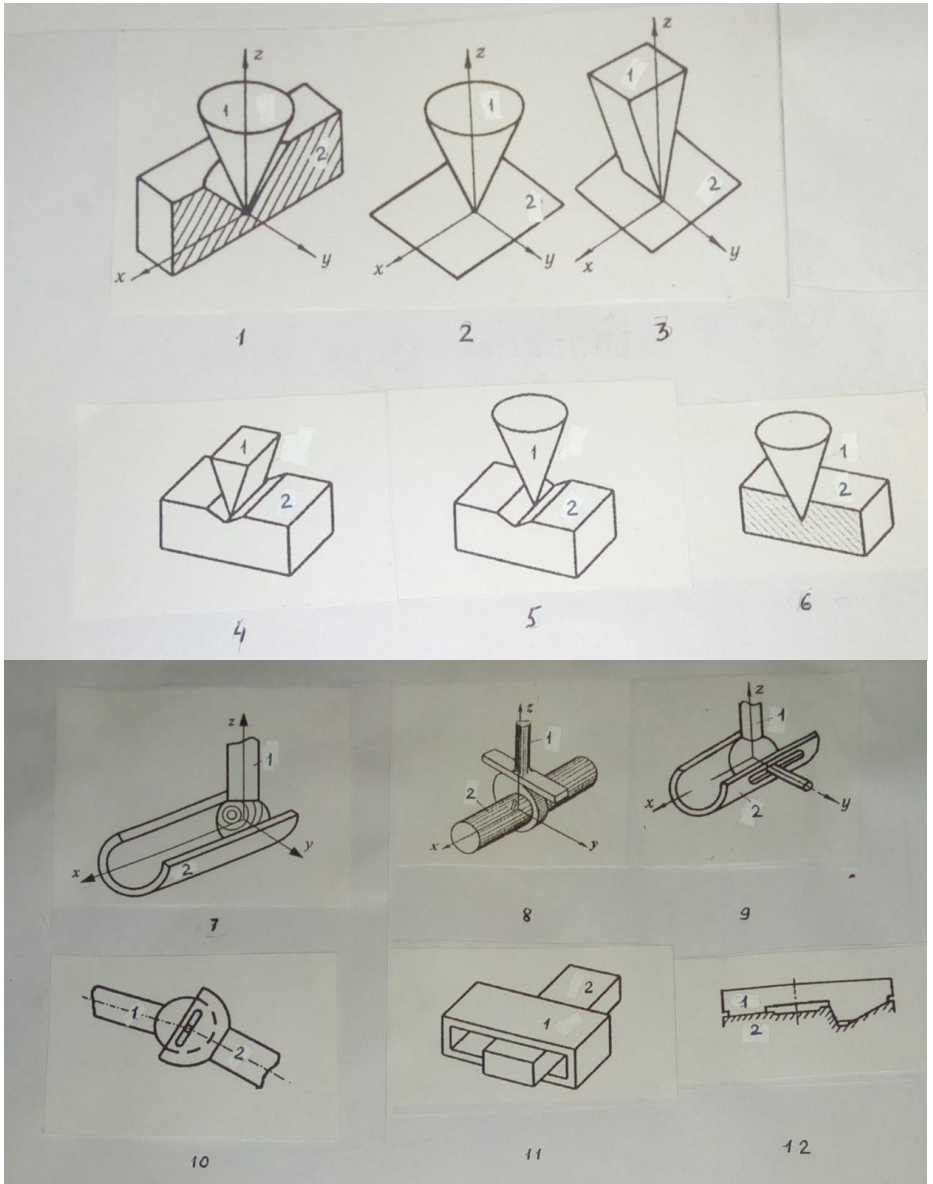
а – простий; б – складний незамкнений; в – простий замкнений; г – складний замкнений; д – просторовий; 1, 2, ..., 6 – ланки; А, В, ..., L – кінематичні пари.

**Задачі для самостійного вирішення**

Для кінематичних пар, які утворенні ланками 1 і 2 (табл.2.4) вказати кількість можливих незалежних рухів (поступальних і обертових), клас кінематичної пари (за класифікацією І.Артоболевського), спосіб замикання (силове або геометричне), форму елементів кінематичних пар (вища або нижча). Також вказати назву пари та привести її умовне позначення. Дані занести до наступної таблиці.

№ рис.		1	2	...
Кількість можливих незалежних рухів	поступаль них			
	обертових			
Клас кінематичної пари				
Замикання геометричне, силове				
Вища, нижча				
Назва пари				
Умовне позначення				

Таблиця 2.4 – Завдання до класифікації кінематичних пар



### Тема 3. Структурні формули ланцюги та механізмів

Важливою характеристикою кінематичного ланцюга чи механізму є їх ступінь вільності (рухомості), під яким розуміють кількість незалежних можливих рухів, які мають ланки механізму відносно стояка (у кінематичному ланцюгу – відносно якої ланки чи системи відліку). Ступінь вільності визначає число

незалежних параметрів, які однозначно визначають положення усіх ланок механізму відносно стояка, це, зокрема, можуть бути кутові або лінійні координати ланок.

Структурна формула кінематичного ланцюга (механізму) зв'язує число ступенів вільності (тобто число незалежних можливих рухів) з числом ланок і з числом і видом кінематичних пар в даному кінематичного ланцюга чи механізмі.

Кожна ланка до з'єднання її з іншою ланкою маю в просторі 6 ступенів вільності( на рух ланки у просторі не накладено ніяких умов зв'язку). Тоді загальне число ступенів вільності, які мають  $n$  ланок до їхнього з'єднання кінематичні пари, дорівнює  $6n$ .

Позначимо число рухомих ланок  $n = k - 1$ , де  $k$  – число всіх ланок механізму, включаючи стояк.

Оскільки в механізмах одна ланка нерухома, тому при вивченні руху всіх ланок механізму їхні абсолютні переміщення розглядаються як такі, що відбувається відносно стояка (нерухомої ланки).

З'єднання ланок у кінематичні пари накладає певне число зв'язків на відносний рух ланок, що залежить від плану пари. Для визначення загального числа ступенів вільності ланок механізму треба з  $6n$  ступенів вільності, що їх ланки мали до того як увійшли до кінематичної пари, вилучити ті ступені вільності, що віднімають кінематичні пари.

Враховуємо, що кожна пара V класу накладає на відносний рух ланок 5 зв'язків ( $S=5$ ), пара IV класу – 4 зв'язки ( $S=4$ ) і т.д.

Тоді число ступенів вільності (рухомості) механізму ( $W$ ) відносно стояка визначається за формулою:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1; \quad (3.1)$$

де  $p_5, p_4, p_3, p_2, p_1$  – число кінематичних пар відповідно V, IV, III, II, I класів.

Отримана формула має назву **формули рухомості або структурної формули** кінематичного ланцюга загального виду. Такі механізми, що існують в шести рухомому просторі, прийнято називати просторовими. Формула (3.1) носить назву **формули Сомова – Малишева**.

Усі механізми класифікують за сімействами.

Клас сімейства визначається числом загальних зв'язків, накладених на рух ланок механізму. Якщо накласти на механізм

один загальний зв'язок, то отримаємо механізм першого сімейства, а структурна формула механізму (3.1) прийме вигляд:

$$W = 5n - 4p_5 - 3p_4 - 2p_3 - p_2; \quad (3.2)$$

Аналогічно, якщо накласти 2 загальних зв'язки (для механізмів другого сімейства):

$$W = 4n - 3p_5 - 2p_4 - p_3; \quad (3.3)$$

Зрозуміло, що формула Сомова – Малишева (3.1) використовується для механізмів першого сімейства.

Тобто, коли на рух усіх ланок механізму в цілому накладено якийсь загальний для всього механізму число зв'язків, то число цих загальних зв'язків і структурної формули (3.1) треба вилучити, піднявши число із числа ступенів вільності всіх рухомих ланок механізму і із числа умов зв'язку всіх кінематичних пар, що входять до складу механізму.

Якщо на рух усіх ланок механізму накладено три загальні обмеження, то отримуємо механізм третього сімейства, так званий плоский механізм. Ці механізми існують у тривимірному просторі, коли ланки механізму можуть поступально переміщуватись вздовж осей, що лежать в площині їх руху і мати обертовий рух навколо осей, що їм нормальна.

Плоскі механізми отримали в техніці найбільше розповсюдження. До них відносяться механізми, точки ланок яких описують траєкторії, що лежать в одній або кількох паралельних площинах.

Ступені вільності (рухомості) плоского механізму:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4; \quad (3.4)$$

Це є структурна формула для плоских механізмів загального вигляду, або **формула Чебишева**.

Для механізмів четвертого сімейства структурна формула набуває вигляду:

$$W = 2n - p_5; \quad (3.5)$$

Зауважимо, що перш ніж використовувати структурні формули необхідно установити скільки загальних умов зв'язку накладено на рух ланок досліджуемого механізму. Число цих зв'язків буде відповідати класу (номеру) сімейства.

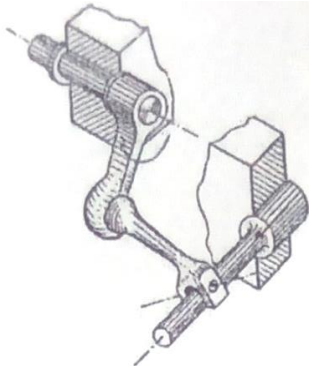
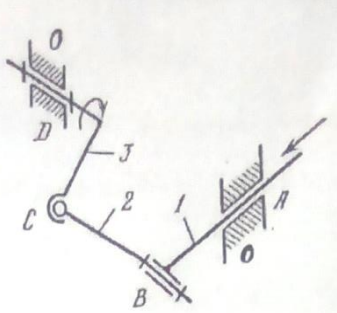
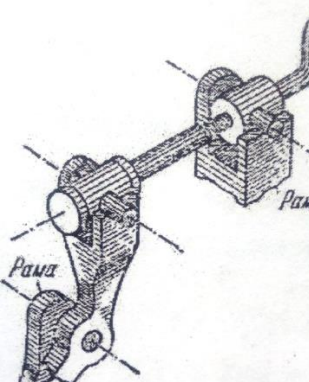
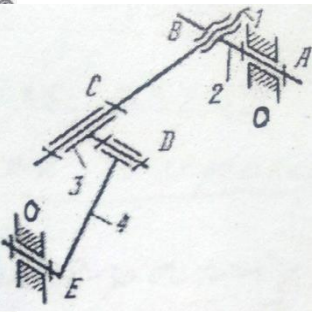
У табл. 3.1 наведено приклади технічних рисунків механізмів (для наочності) та їх структурні схеми, з яких видно, скільки накладено на рух ланок механізму загальних умов зв'язку.

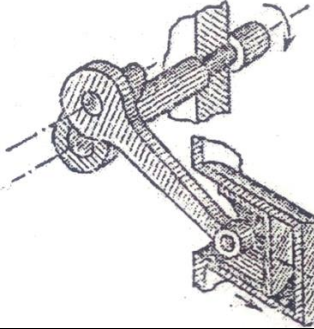
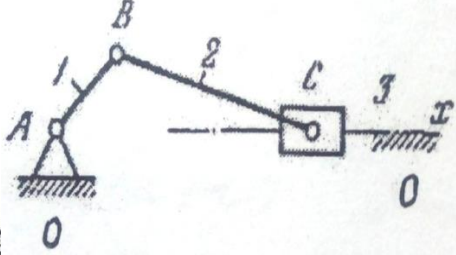
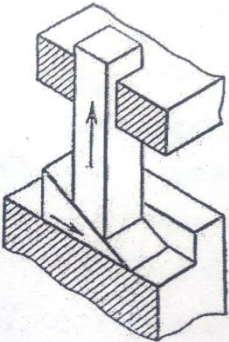
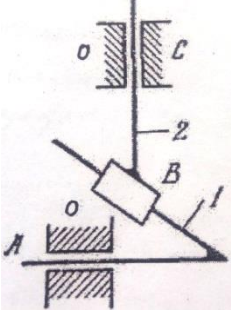
У таблиці прийняті наступні позначення:

$k$  – число всіх ланок механізму, включаючи стояк;  $n$  – число рухомих ланок ( $n = k - 1$ );  $p_5, p_4, p_3, p_2, p_1$  – числа кінематичних пар відповідно V, IV, III, II, I класів.

З'ясуємо зв'язок між ступенями вільності  $W$  та визначеністю руху ланок механізму.

Таблиця 3.1 – Технічні рисунки та кінематичні схеми механізмів

№ прикладу	Технічні рисунки механізмів	Кінематичні схеми механізмів
1		 <p data-bbox="512 944 909 1008"><math>k=4, n=3, P_5=2, P_4=1, P_3=1</math> Механізм нульового сімейства</p>
2		 <p data-bbox="512 1343 875 1407"><math>k=5, n=4, P_5=5</math> Механізм другого сімейства</p>

3		 <p> <math>k=4, n=3, P_5=4, P_4=0</math>          Механізм третього сімейства       </p>
4		 <p> <math>k=3, n=2, P_5=3</math>          Механізм четвертого сімейства       </p>

Як відомо, положення твердого тіла, яке вільно рухається у просторі, визначається шістьма незалежними координатами. Їх прийнято називати **узагальненими**, тому що вони визначають положення всього твердого тіла. Аналогічно **узагальненими координатами механізму** називають незалежні між собою лінійні або кутові координати, які визначають положення всіх ланок механізму відносно стояка.

Ланка, якій приписують одну або декілька узагальнених координат, називається початковою. Цей термін пов'язаний з тим, що знаходження положень усіх ланок механізму починають із знаходження положень початкових ланок.

У механізмі з одним ступенем вільності маємо одну початкову ланку, а узагальненою координатою приймають його кутову координату, якщо ланка обертається, або лінійно (якщо ланка рухається прямолінійно).

Якщо у механізмі ступінь вільності  $W = 2$ , то повинно бути дві початкові ланки.

Таким чином, ступені вільності кінематичного ланцюга відносно стояка визначають кількість початкових ланок механізму.



Початкові ланки механізму можуть збігатися з вхідними ланцюгами механізму, а можуть і не збігатися. Вибір початкової ланки визначається зручністю визначення положень ланок механізму, зручністю його аналізу.

На основі наведеного можна показати, як із кінематичного ланцюга одержати механізм. Для цього необхідно одну з ланок ланцюга зробити нерухомою (стояком), підрахувати ступені вільності і залежно від їхньої кількості одній або кільком задати закон руху.

Початкові ланки на схемах показують круговими або прямими стрілками відповідно до того як ланка рухається: обертається або прямолінійно.

### Зайві ступені вільності й умови зв'язку

Під час дослідження структури механізмів можуть виявити ступені вільності та умови зв'язку, що не впливають на рухомість механізму в цілому. Такі ступені вільності й умови зв'язку називають **зайвими**. Як приклад, на рис. 3.1 зображено схему кулачкового механізму до складу якого входить 0 – стояк, 1 – кулачок, 2 – штовхач, 3 – ролик.

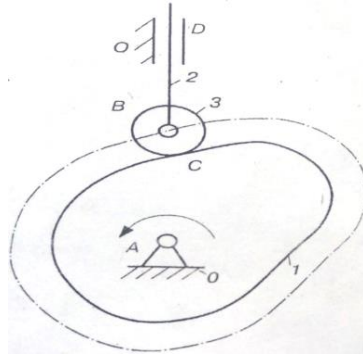


Рисунок 3.1 – Кулачковий механізм

Стояк і кулачок утворюють обертову пару V класу, кулачок і ролик – пару IV класу, штовхачі і стояк – поступальну пару V класу, штовхачі і ролик – обертову пару V класу.

Тоді, виходячи з числа рухомих ланок і кінематичних пар, ступінь вільності механізму за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2$$

Проте очевидно, що в цьому механізмі досить знати положення одного кулачка, щоб однозначно визначити положення штовхача, тобто досить мати одну початкову ланку, а не дві, як це впливає з формули Чебишева. Тут ролик створює

зайвий ступінь вільності: він може перекочуватися і ковзати відносно кулачка.

Ця можливість незалежного обертання ролика і являється зайвим ступенем вільності, що не впливає на характер руху всього механізму. Ролик є конструктивним елементом, який введено для заміни тертя ковзання на тертя кочення для зменшення опору сил тертя і значення ланок.

Кінематика механізму не змінюється, якщо ролик забрати і штовхач 2 безпосередньо з'єднати з кулачком 1 у кінематичну пару IV класу (на рисунку 3.1 цей випадок показано штрихованою лінією).

Тоді за формулою Чебишева маємо:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

На рис. 3.2 зображено механізм паралелограма (паралельних кривошипів), пів розміри ланок якого задовольняють умовам:  $AB = CD$ ,  $AD = EF = BC$ ,  $AE = DF$ ,  $BE = CF$ . За кількістю рухомих ланок ( $n = 4$ ) і пар V класу ( $p_5 = 6$ ) ступінь вільності механізму  $W = 0$ :

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0$$

Тобто цей механізм повинен бути нерухомою формою (стояком)

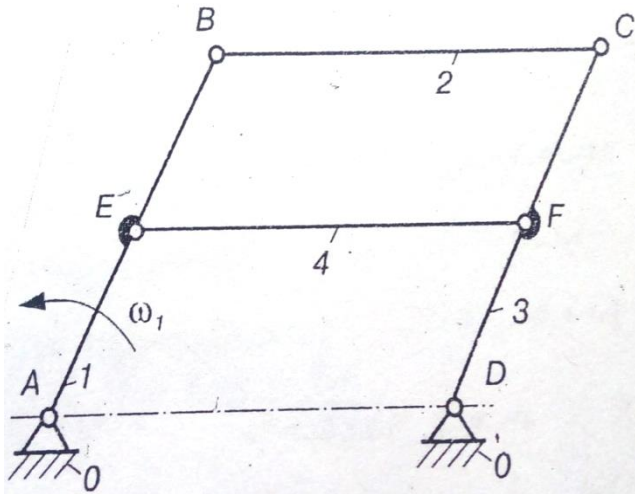


Рисунок 3.2 – Механізм паралелограма з пасивним зв'язком

Проте коли ланка 4(EF) паралельна Ланці 2(BC) механізм має один ступінь вільності ( $W=1$ ), тому що фігура ABCD завжди

утворює паралелограм, і отже, відстань між точками E і F завжди лишається сталою і дорівнює відстані між точками A і D або B і C. Тоді без усякого порушення характеру руху механізму ланка EF (або BC) можна забрати, бо ця ланка накладає на рух механізму зайві (пасивні) зв'язки, тобто накладає нові зв'язки на вже існуючі.

Тоді, в дійсності ступінь вільності буде дорівнювати:

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

На практиці ланка 4(EF) вводиться для збільшення жорсткості механізму.

Під час проведення структурного аналізу механізму необхідно позбутися зайвих ступенів вільності і пасивних зв'язків.

### **Заміна вищих кінематичних пар нижчими**

В плоских механізмів всі пари IV класу являються вищими, а пари V класу – нижчими.

При структурному аналізі плоских механізмів вищі кінематичні пари можна замінити нижчими. Розглядати механізми з нижчими парами зручніше, так як для них розв'язані всі основні задачі аналізу механізмів.

Необхідність заміни, крім того, необхідна щоб не розробляти окремі класифікації для механізмів, в склад яких входить вищі кінематичні пари. Заміна вищих кінематичних пар нижчими здійснюється шляхом ведення умовної ланки з двома нижчими парами.

При заміні вищих пар нижчими повинна задовольнятися умова структурної еквівалентності:

- 1) ступінь вільності механізму повинна залишатися незмінною;
- 2) миттєвий відносний рух ланок повинен зберігатися (не змінюється).

Візьмемо кінематичний ланцюг (рис. 3.3), ланки якого утворюють між собою вищі і нижчі кінематичні пари.

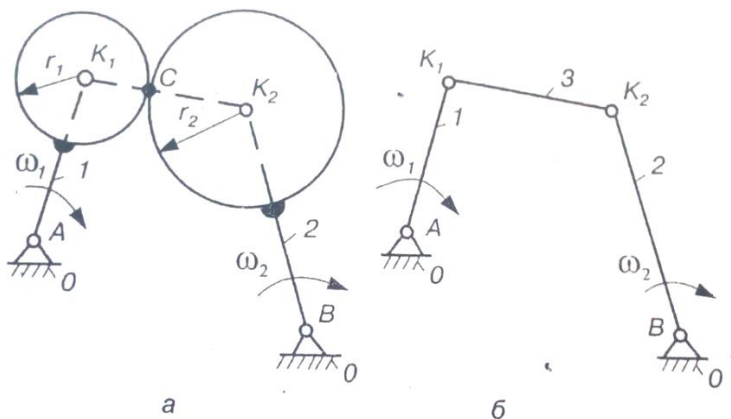


Рисунок 3.3 – Заміна вищих кінематичних пар нижчими  
 Контакт між ланками 1 і 2 – в точці С, що являє собою вищу пару; А і В – нижчі пари (обертові). Профілями елементів вищої пари є дві дуги з центрами  $K_1$  і  $K_2$  (рис. 3.3, а).

Для заміни вищої кінематичної пари проведемо паралель в точці дотику ланок до центрів кривизни  $K_1$  і  $K_2$  (пунктирна лінія). З'єднавши точки  $K_1$  і  $K_2$  з точками А і В, отримуємо шарнірний чотириланковий механізм (рис. 3.3, а), в якого всі пари нижчі.

Таким чином, вищу пару (точку дотику профілів ланок) замінили додатковою ланкою 3 і двома нижчими парами  $K_1$  і  $K_2$  (рис. 3.3, б).

Визначимо ступінь вільності початкового механізму:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

Ступінь вільності замінного механізму:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

Порівнюючи результати, робимо висновок, що перша умова заміни (умова структурної еквівалентності) виконується.

Крім того, замінний механізм  $AK_1K_2B$  еквівалентний заданому і за законом руху ланок (друга умова заміни), тобто зберігається відношення швидкостей  $\omega_1/\omega_2$  – якщо ланка 1 повернеться на кут  $\varphi_1$ , то ланка 2 повернеться на відповідний кут  $\varphi_2$ .

Сформулюємо загальні правила заміни вищих кінематичних пар нижчими:

1. Якщо вищі пари представляють собою дотичні дуги кіл, то при заміні нижчі пари (обертові) знаходяться у центрах цих тіл (рис. 3.3, а).

2. Коли профілями вищих пар є криві змінні кривизни, що мають спільну дотичну в точці спряження профілів, та кінематичні пари заміни знаходяться в миттєвих центрах кривизни профілів  $K_1$  і  $K_2$ , що відповідають в точці  $C$  дотику (рис. 3.4)

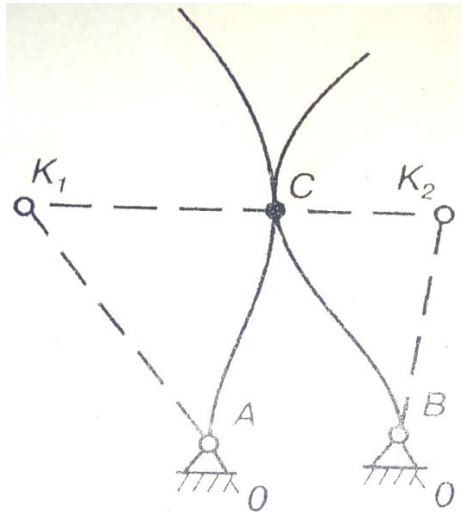


Рисунок 3.4 – До правил заміни вищих кінематичних пар нижчими

3. Коли вищі пари представляють собою, з одного боку, дугу кола або криву змінної кривизни і точковий контакт, з іншого боку, то кінематичні пари заміни знаходяться в точці дотику і центрі кривизни (рис. 3.5, а).

4. Коли контакт у вищій парі відбувається по лінії, то заміна здійснюється поступальному парою (рис. 3.5, б).

Необхідно мати на увазі, що в кожному положенню механізму відповідають різні еквівалентні "миттєві" замінні механізми.

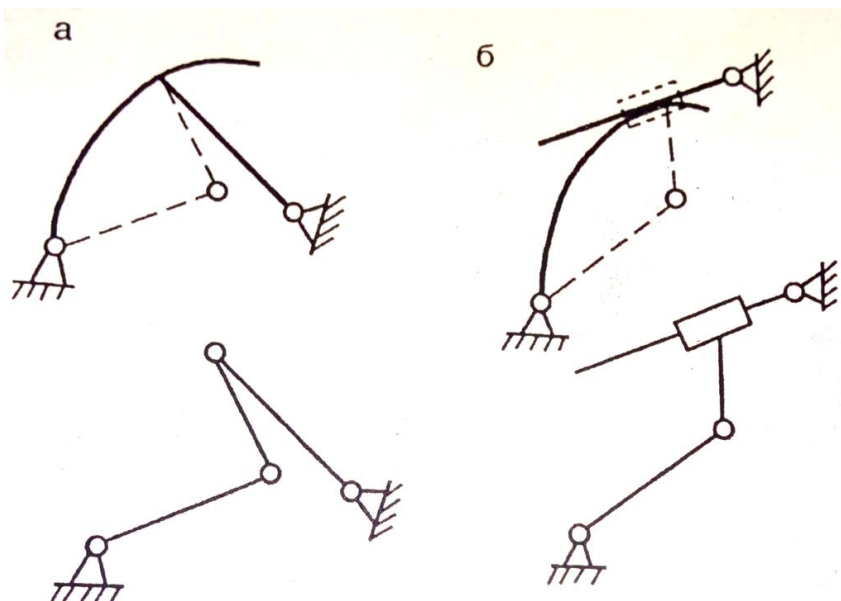


Рисунок 3.5 – До правил заміни вищих кінематичних пар нижчими

### **Вплив зайвих ступенів вільності і умов зв'язку на працездатність і надійність машин**

Треба брати до уваги, що структурні формули одержано для ідеальних механізмів, тобто таких, в яких усі ланки виготовлені абсолютно точно і які можна скласти без деформації ланок. У реальних механізмах лінійні і кутові розміри ланок, форма елементів кінематичних пар забезпечується з певною точністю згідно визначеному рівню геометричної точності за лінійними та кутовими розмірами, похибками форми та розташування поверхонь (цей рівень визначається необхідністю мати оптимальний рівень експлуатаційних показників виробу та економічності його виробництва та експлуатації). Тому в реальних механізмах з'являються додаткові зайві зв'язки, хоча за кількістю рухомих ланок і кінематичних пар їх не повинно бути.

Механізми, які мають зайві зв'язки, називають статично невизначеними, тому що їх неможливо зібрати без деформації ланок.

При відсутності зайвих зв'язків складання механізму відбувається без деформування ланок, так як вони ніби само встановлюються.

При наявності зайвих зв'язків, що дублюють (повторюють) інші зв'язки, не зменшуючи рухомості механізму, а тільки перетворюючи його в статично невизначену систему, складання механізму і переміщення його ланок стає можливим тільки при деформування ланок. При недостатній точності виготовлення ланок механізму з зайвими зв'язками і, як наслідок, деформації ланок при складанні, кінематичні пари і ланки навантажуються значними додатковими силами (понад тих основних зовнішніх сил, для передачі яких механізм призначений).

Тертя в кінематичних парах також значно збільшується, що може привести до заклинювання ланок. Тому зайві зв'язки в механізмі небажані.

Але в цілому ряді випадків конструктори вимушені усвідомлено проектувати статично невизначені механізми з зайвими зв'язками для забезпечення необхідної міцності і жорсткості системи, особливо при передачі значних зусиль. Необхідно розрізняти зайві і додаткові зв'язки в кінематичних парах і в кінематичних ланцюгах механізму. Так, наприклад (рис. 3.6) колінчастий вал чотирьохциліндрового двигуна утворює з підшипниками А однорухому обертову пару ( $S = 5$ ), чого достатньо з точки зору кінематики даного механізму з одним ступенем вільності ( $W = 1$ ). Але, враховуючи велику довжину валу і значні сили що навантажують колінчастий вал, змушені добавляти ще два підшипники А' і А'', інакше система буде непрацездатною через недостатню міцність і жорсткість

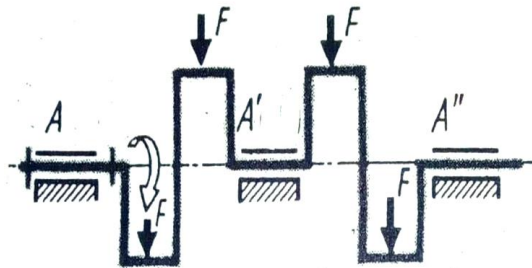


Рисунок 3.6

Якщо ці пари двохрухомі циліндричні ( $S = 4$ ), то крім п'яти основних зв'язків буде накладено  $4 \cdot 2 = 8$  додаткових зв'язків. Необхідна буде висока точність виготовлення для забезпечення міцності всіх трьох опор, інакше колінчастий вал буде деформуватися і в матері вала і підшипників можуть з'явитися недопустимо великі напруження.

Необхідно відмітити слідує обставинку: при структурному аналізі кінематичні пари вважаються беззазорними, наявність зазорів в рухомо з'єднаних реальних конструкцій машин підвищує рухомість кінематичної пари і вплив сили зв'язків декілька пом'якшується.

Форми елементів кінематичних пар визначає умови взаємодії ланок між собою: їх відносну рухомість і обмеження, які не дозволяють точкам ланок займати довільні положення в просторі і мати довільні швидкості.

Обмеження, що накладаються на положення і швидкості точок ланок механізму (зв'язки), повинні виконуватись при будь-яких діючих на механізм силах.

Конструкція елементів кінематичних пар в реальних механізмах дуже різноманітна. Так, наприклад, однорухома поступальна кінематична пара ( $S=5$ , клас V), що з'єднує ланки 1 і 0 і зображується на кінематичних схемах умовно (рис. 3.7, а), реалізуються в конструкції та металоріжучих верстатів у вигляді плоских напружених з різним профілем попереднього перерізу (рис. 3,7, б)



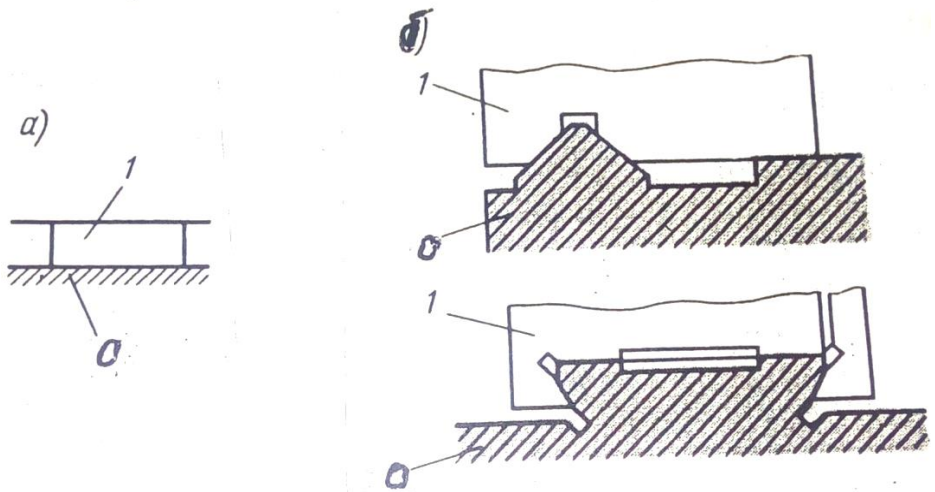


Рисунок 3.7 – Однорухома поступальна кінематична пара:

а – умовне зображення на структурних і кінематичних схемах;

б – конструктивне виконання плоских напрямних.

Для того, щоб конструкція кінематичної пари була працездатної і надійної в експлуатації, висуваються певні вимоги до розмірів, форми і відносному розташуванню її елементів.

На кресленні вказують допустимі відхилення від заданих геометричних форм і розташування поверхонь, осей. Наприклад, для плоских елементів кінематичної пари (рис. 3.7, б) нормують відхилення від площинності і прямолінійності, паралельності та інших.

Реальні поверхні (конічні та циліндричні) можуть мати відхилення від циліндричності, відхилення від круглості, відхилення профіля поздовжнього перерізу. Видами відхилень від розташування поверхонь і осей елементів кінематичних пар являється: відхилення від паралельності, від перпендикулярності, від співвісності, від симетричності, відхилення нахилу; для зміцнення осей від номінального положення – позиційне відхилення.

В ряді випадків оцінюють сумарні відхилення форми і розташування поверхонь, наприклад, радіальне биття і торцове биття.

В залежності від призначення механізму і машини обмежують величини можливих відхилень форми і розташування поверхонь допусками, що передбачені відповідними стандартами, Чим менше допуск на обробку, тим складніше технологія обробки і більше затрати на виготовлення. Це пов'язане з необхідністю використання більш точного, а значить і більш дорогого обладнання і технологічної оснастки, засобів вимірювальної техніки, використання більш кваліфікованої робочої сили.

Тому конструктор повинен обґрунтовано вибирати конструкцію кінематичних пар, яка б забезпечувала задані показники працездатності механізмів, машин – підвищуючи жорсткість і точність, зменшуючи тиск і спрацювання контактуючих поверхонь за рахунок перерозподілу сил і збільшення розмірів елементів кінематичних пар тощо. Особлива увага приділяється зменшенню деформації під дією заданих сил шляхом установки додаткових підшипників.

Розглянемо це на прикладі вала 1, що утворює із станком 2 обертову пару А (рис. 3.8).

На рисунку 3.8, а приведена основна схема кінематичної пари, що відображає тільки необхідне число зв'язків відповідно до вигляду пари. Якщо замість однієї обертової пари вал установити на двох опорах, ввівши в конструкцію додаткові (зайві) елементи (рис. 3.8, б), то прогин валу в точці С під дією сили  $F$  буде значно зменшений у порівнянні з початковою установкою (рис. 3.8)

Зайві зв'язки кінематичні пари, слугуючи зменшенню податливості конструкції, можуть виникнути шкідливими у випадку зміни температурного режиму роботи, при деформації стояка, при відхиленнях розмірів, форми і розташування поверхонь елементів кінематичної пари. В статично невизначених системах зайві локальні зв'язки можуть впливати додаткові зусилля і переміщення. Тому число зайвих локальних зв'язків приходить зменшувати. Так якщо для валу кривий підшипник виконати сферичними плаваючим, то число зв'язків буде зменшено (рис. 3.8, в).

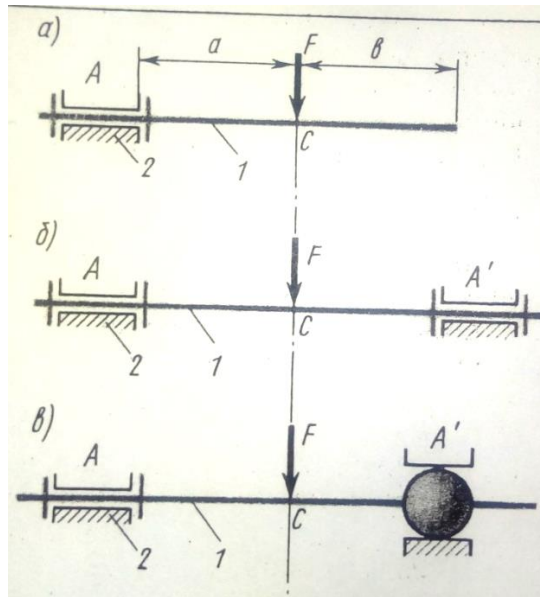


Рисунок 3.8 – Приклади вирішення устанюки валу

У випадку відхилення від прямолінійності осі валу з'являються зайві локальні зв'язки, конструкція кінематичної пари стає статично невизначеною і обертання валу можливе тільки при наявності додаткової рухомості між деталями підшипника.

Такі додаткові рухомості в опорах на рис. 3.9 показані стрілками. Вони забезпечуються сферичною зовнішньою поверхнею зовнішнього кільця шарикопідшипник а і поверхнею корпусної деталі. Наявність таких поверхонь дозволяє обертатися валу при відхиленні осей валу від співвісності (рис. 3.9, а) і прямолінійності (рис. 3.9, б, в).

Сферичні поверхні підшипників при устанюці валу на двох опорах дозволяють зменшити вплив відхилення в розташуванні базових поверхонь опор (рис. 3.10). Зміцнення базових поверхонь опор (рис. 3.10, а), їх нахил (рис. 3.10, б), неперпендикулярність торцевих поверхонь ратора (рис. 3.10, в) при сферичній формі базової поверхні зовнішнього кільця шарикопідшипника забезпечує прямолінійність осі валу і статичну визначеність пари.

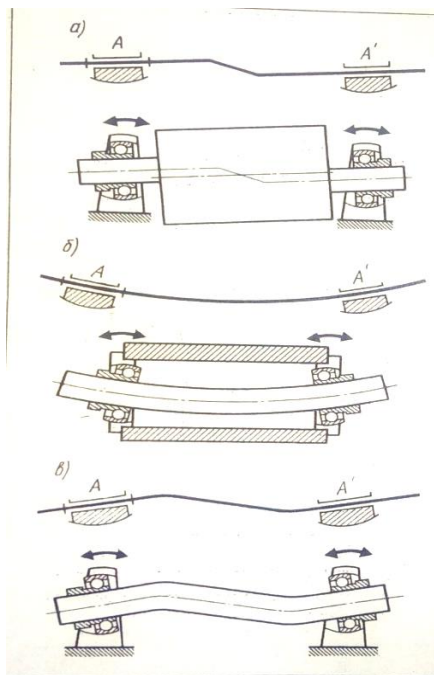


Рисунок 3.9 – Приклади забезпечення можливості обертання валу при відхилених осей

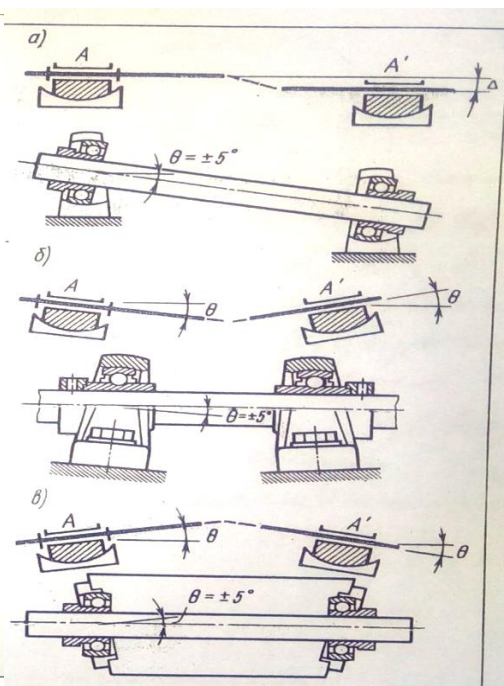


Рисунок 3.10 – Приклади забезпечення можливості обертання валу

Якщо установка валу на підшипниках із сферичними поверхнями неприйнятно, то дотримують необхідний рівень точності шляхом призначення відповідних допусків на форму і розташування поверхонь деталей. Наприклад, на рис. 3.11 проведено креслення валу, на якому для шийок А і В вказані граничні відхилення їх діаметрів, допуски циліндричності (поз. 1 і 5), перпендикулярності (поз. 3 і 4), співвісності (поз. 2 і 6).

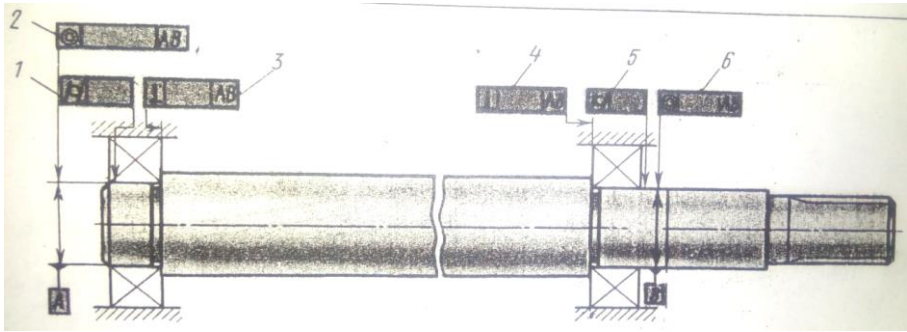


Рисунок 3.11 – Креслення валу з позначенням допусків форми та розташування

Зайві (надлишкові) локальні зв'язки виникають при установці валів і осей на кілька опор (рис. 3.12). Таке конструктивне рішення приймається для зменшення протину від прикладених сил валів, що мають значну довжину. Складання і експлуатація таких конструкцій можлива, якщо забезпечить розташування осей підшипників А, А', А'' (рис. 3.12, б) на одній прямій. Компенсація можливих відхилень від прямолінійності відбувається за рахунок наявності зазорів між поверхнями елементів кінематичної пари, деформації ланок або елементів кінематичних пар, спрямованню елементів кінематичних пар обкатуванню.

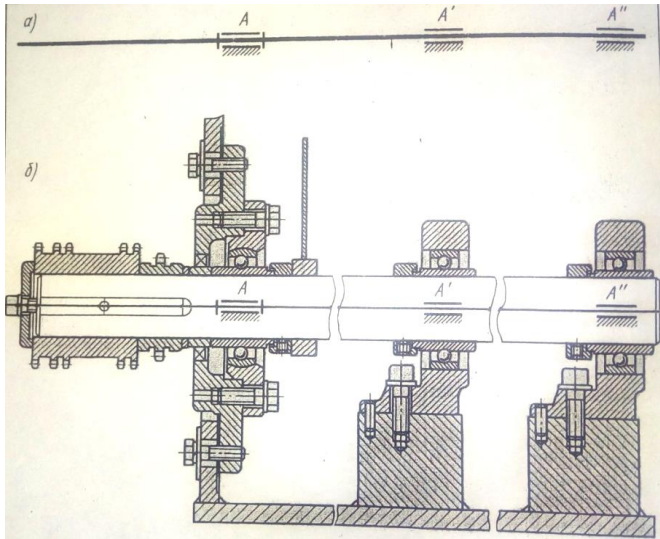


Рисунок 3.12 – Приклад установки валу на кількох опорах

При структурному аналізі подібних конструкцій необхідно виявити ці додаткові зв'язки, враховувати при складанні розрахункової схеми механізму і розробці технології виготовлення деталей. Технологічне забезпечення необхідної точності виготовлення рознесених поверхонь елементів кінематичної пари хоч і пов'язане з великими економічними затратами, але ці затрати окупаються за рахунок зниження експлуатаційних витрат і збільшення ресурсу роботи машин.

Використання конструкцій з додатковими зв'язками між елементами кінематичної пари можливо при достатній жорсткості ланок і, особливо, стояка (корпуса, станини, рами). Деформація ланок під дією навантажень не повинні приводити до заклинювання елементів кінематичних пар або їх підвищеному спрацюванню.

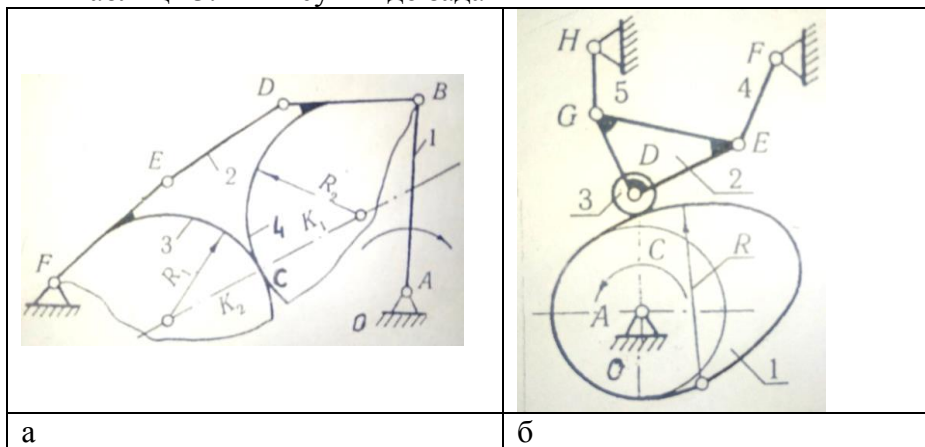
### Задачі для самостійного вирішення

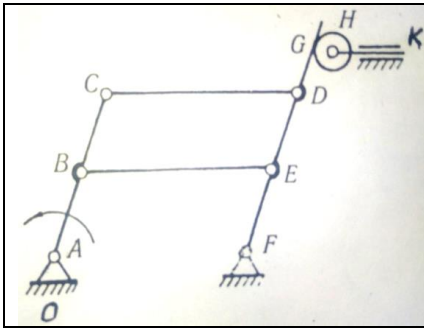
**Задача 1.** Для механізмів, що зображені у таблиці 3.1 визначити ступінь вільності.

**Вказівка:** розв'язок задачі необхідно почати з позначення ланок та кінематичних пар. Ланки механізму позначаються арабськими цифрами (0=стояк), кінематичні пари – великими літерами латинського алфавіту.

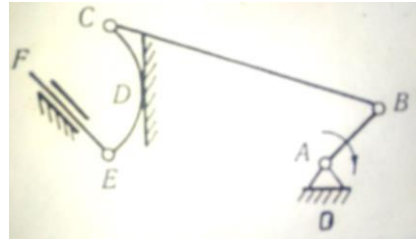
Виявити складні шарніри і рознесені кінематичні пари. Рознесені пари вважаються як одна. В складних шарнірних з'єднуються і ланок, а кількість пар визначаються за формулою  $p_5=i-1$ .

Таблиця 3.1 – Рисунки до задачі 1

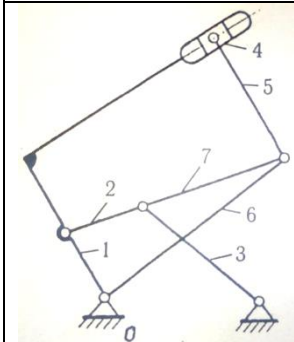




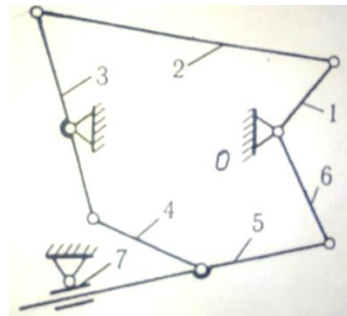
В



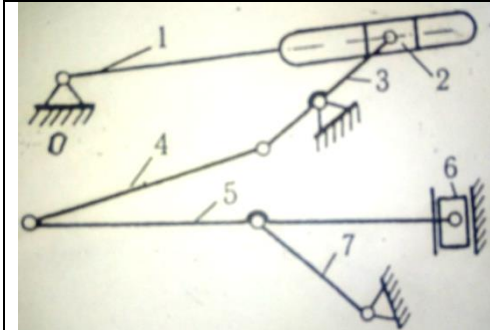
Г



Д



е



є

**Задача 2.** Для механізмів, що мають у своєму складі вищу кінематичну пару (табл. 3.2) побудувати змінний механізм з нижчими парами. Визначити ступінь вільності заданого і одержаного механізмів.

**Вказівка:** у побудовані схеми змінного механізму номер додаткової ланки позначити номером ролика, а при його відсутності – меншим номером (із штрихом) ланок, що

утворюють пару наприклад пара IV класу (наприклад, пара IV класу утворена ланками 1 і 2, тоді додаткову ланку позначимо 1').

На схемах К – центр кривизни.

Таблиця 3.2 – Рисунки до задачі 2

<p>д</p>	<p>е</p>

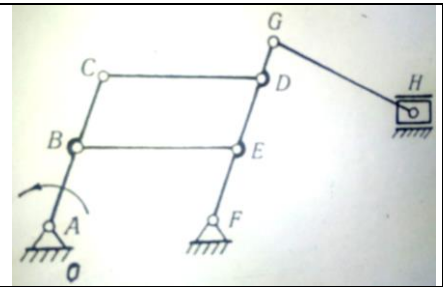
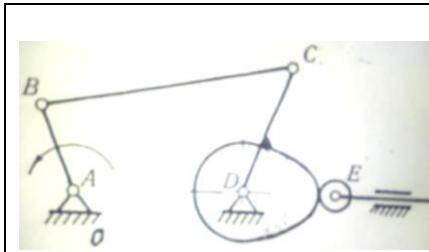


**Задача 3.** Для механізмів, схеми які зображені в таблиці 3.3 визначити ступінь вільності. При наявності ланок, що створюють пасивні (зайві) зв'язки або зайві ступені вільності вказати їх і не враховувати при обчисленні ступеня вільності механізму.

**Вказівка:** розв'язок задачі необхідно почати з позначення ланок та кінематичних пар за їх відсутністю на деяких схемах. Також необхідно уточнити кількість кінематичних пар, так як на ряді схем позначені не всі кінематичні пари.

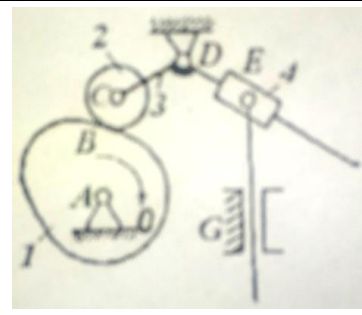
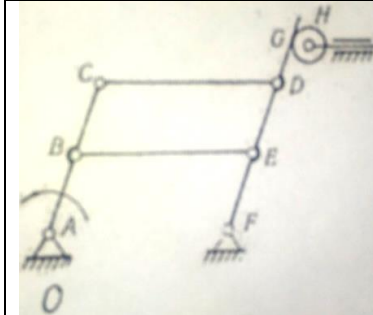
Таблиця 3.3 – Рисунки до задачі 3

<p>а</p>	<p>б</p>
<p>в</p>	<p>г</p>



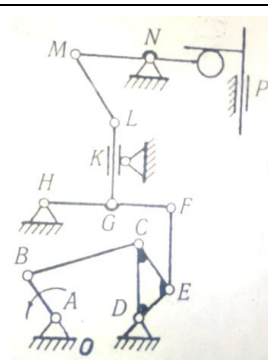
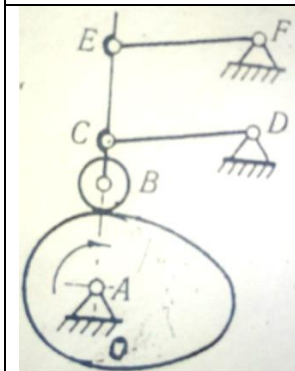
д

е



є

ж



з

и

### Тема 4. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

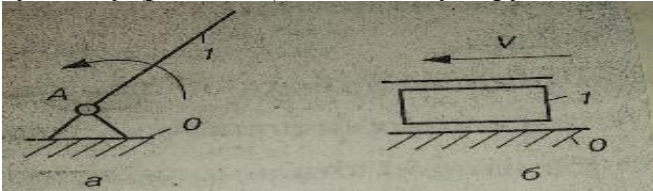
До складу кожного механізму входять: нерухома ланка (стояк), початкові ланки, тобто ланки, закони руху яких задано і від яких залежать закони руху всіх інших ланок.

Число ступенів вільності механізму дорівнює числу узагальнених координат, що характеризують положення кінематичного ланцюга відносно стояка та установлює кількість початкових ланок, яким приписують ці узагальнені координати.

Наприклад, кут  $\varphi_1$  повороту кривошипа є узагальненою координатою у механізмі з одним ступенем вільності – маємо одну початкову ланку. Отже, приступаючи до створення механізму бажаного ступеня вільності закріплюємо одну з ланок (утворюємо стояк) і вводимо у кінематичні пари з цією ланкою початкові ланки за кількістю ступенів вільності, який повинен мати механізм. При цьому кожна початкова ланка повинна мати тільки один ступінь вільності.

Початкова ланка, з'єднана у кінематичну пару із стояком, називається механізмом 1-го класу. Механізм 1-го класу має один ступінь вільності.

На рис. 4.1 зображено механізми 1-го класу, початкові ланки яких утворюють із стояком обертову (рис. 4.1,а) або поступальну (рис. 4.1,б) кінематичну пару 5-го класу



Механізм 1 класу: а) з кривошипом; б) з повзуном

Якщо приєднати до механізму 1-го класу один або кілька кінематичних ланцюгів, то одержимо структурну схему механізму. При цьому ступінь вільності не повинен змінюватись.

Принцип утворення механізмів, вперше сформульований Л. Ассуром, полягає в наступному.

Схему будь-якого механізму можна одержати послідовним приєднанням до початкової ланки ( або початкових ланок ) і стояка груп ланок ( кінематичних ланцюгів ) з нульовим ступенем вільності.

Кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами кінематичних пар до стояка, має нульовий ступінь вільності і який не можна роз'єднати на простіші кінематичні ланцюги нульового ступеня вільності, називається структурною групою або групою Ассура.

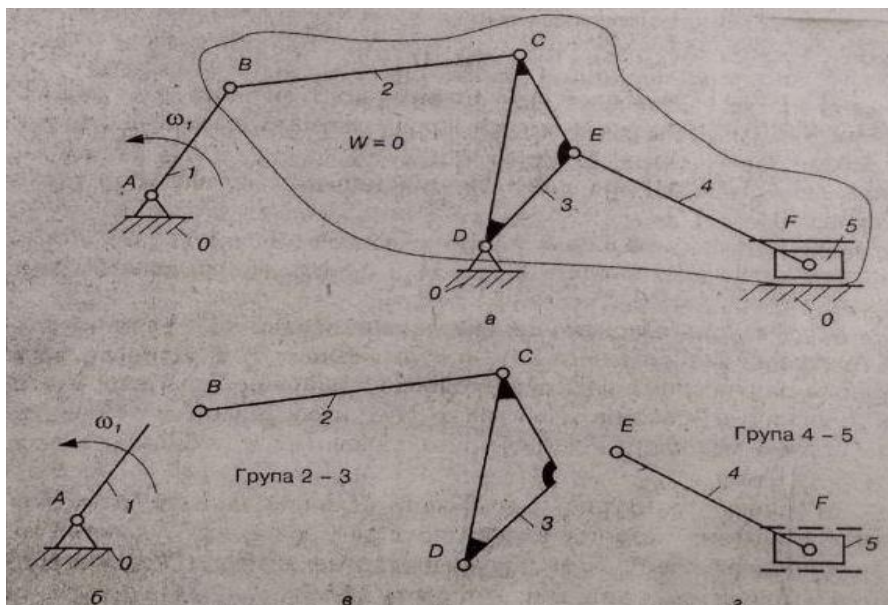


Рис. 4.2 – До основного принципу утворення механізмів

Таким чином, плоский механізм, зображений на рис. 4.2, а, який має один ступінь вільності, можна розглядати як такий, що утворений способом послідовного приєднання до механізму 1-го класу двох груп: групи 2-3 і групи 4-5. Тепер можна дати таке визначення основному принципу утворення механізмів.

Будь-який механізм можна одержати, якщо до механізму (механізмів) 1-го класу послідовно приєднувати структурні групи. Так на рис.4.3 приведена структурна схема шарнірного чотирьох ланкового механізму ( 4.3,а ), що одержаний приєднанням до механізму 1-го класу ( рис. 4.3,б ) структурної групи ( рис. 4.3,в ). Штриховими лініями на рис. 4.3,в показані ланки, до яких група приєднується. Цими ланками являються стояк і початкова ланка.

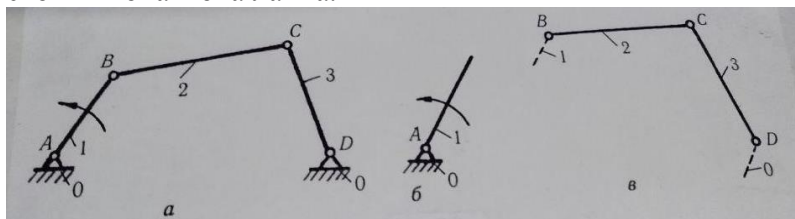


Рис. 4.3 – Утворення шарнірного чотирьох ланкового механізму.

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 (механізму 1-го класу). Наступні групи можуть приєднуватися до будь-яких ланок одержаного механізму тільки так, щоб ланки групи могли рухатись одна відносно одної. Не можна групу всіма вільними елементами приєднувати до одної ланки, тому що у цьому випадку одержимо нерухомий контур.

Структурні групи плоских механізмів задовольняють умову:  $W_{rp}=0$ . До складу структурних груп, які існують в трирухому просторі (плоских механізмів) можуть входити як одно – так і дворухомі (нижчі та вищі) кінематичні пари, тобто 5-их й 4-их класів. Відомо, що кінематичні пари 4-го класу, можна замінити парами 5-го класу. Отриманий таким чином механізм називають замінним і він повністю в розглядаємий момент часу буде еквівалентним початковому, але включатиме тільки нижчі однорухомі кінематичні пари 5-го класу. Тому при рішенні питання про утворення структурних груп механізмів, що існують в трирухому просторі (плоскі механізми) умову структурних груп можна записати так:  $3n-2p_5=0$ .

Звідки

$$P_5=3n/2n$$

Оскільки числа ланок  $n$  і кінематичних пар  $P_5$  можуть бути тільки цілими, то цю умову задовольнятимуть наступні сполучення чисел ланок і кінематичних пар, що входять до структурної групи:

$n$	2	4	6	8	-
$p$	3	6	9	1	-
$5$				2	

Практично в механізмах, що використовують в машинобудуванні, зустрічаються перші два сполучення. (рис. 4.4).

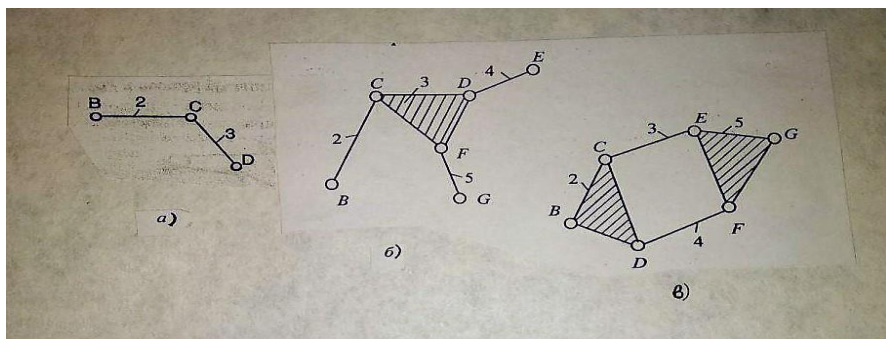


Рисунок 4.4- Приклади структурних груп:

а- структурна група з двома зовнішніми кінематичними парами ( $n=2$ ,  $P_5=3$ );

б- структурна група с трьома зовнішніми кінематичними парами ( $n=4$ ,  $P_5=6$ )

в- структурна група з двома зовнішніми кінематичними парами ( $n=4$ ,  $P_5=6$ )

В машинах і механізмах знайшли використання велика кількість різноманітних структурних груп. Класифікація структурних груп спрощує їх вивчення і аналіз.

У теперішній час визнано, що кращою класифікацією механізмів, що існують у тривимірному трирухому просторі (допускає два незалежних поступальних рухів і один обертвий), так званих плоских

механізмів, являється структурна класифікація Ассура в основу якої покладено поняття групи Ассура.

Кожний важільний механізм розглядається як система, що складається із елементарного механізму (механізму 1-го класу) і з'єднаних з ним і між собою структурних груп.

Всі механізми і структурні групи, що до них входять, діляться на класи.

Клас механізму визначається найвищим класом структурної групи, що входить до його складу.

При наявності в механізмі вищих кінематичних пар, надлишкових зв'язків або ступенів вільності треба попередньо позбутися їх із схеми механізму. Ці питання розглядались раніше.

Клас структурної групи визначається кількістю кінематичних пар, що входять в замкнутий контур, утворений внутрішніми кінематичними парами. Або за іншим визначенням: найвищим класом замкнутого контуру, що входить до її складу.

Клас контуру визначається кількістю кінематичних пар, до складу яких входять ланки, що його утворюють (рис 4.5). Контур може бути утворений як ланкою, так і системою ланок. При цьому двоповідкова структурна група, що не має замкнутого контуру, віднесена до другого класу (таб.4.1).

Елементарний механізм умовно віднесений до механізму 1-го класу.

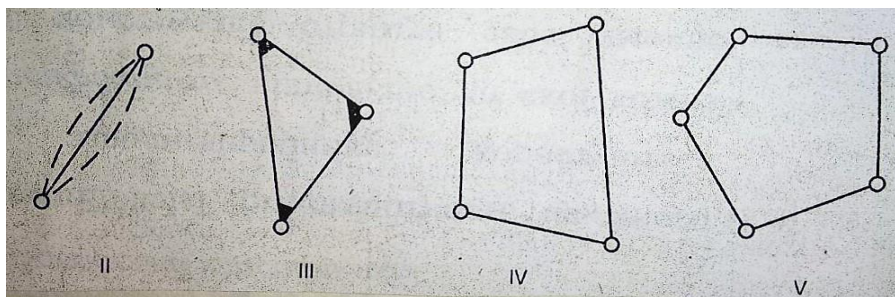


Рис 4.5-Клас контуру

Таблиця 4.1-Приклади структурних груп різних класів

№ п/п	Структурна. схема групи	Клас групи	Порядок групи	Вид групи
1		II	2	1
2		III	3	-
3		IV	2	-

Порядок структурної групи визначається числом зовнішніх кінематичних пар

(див. таб. 4.1 та таб. 4.2), якими ця група приєднується до механізму 1-го класу чи інших вже приєднаних до нього груп (тобто до основного механізму) або до стояка.

Зокрема групи 2-го класу бувають лише 2-го порядку.

Структурні групи і механізми 2-го класу. Як видно з наведеного вище, найпростішою групою буде група, яка складається з двох ланок і трьох кінематичних пар 5-го класу ( $n=2$ ;  $P_5=3$ ). Така група дістала назву структурної групи (групи Ассура) 2-го класу 2-го порядку, або двоповідкової групи.

Групи 2-го класу бувають п'яти видів залежно від кількості обертових і поступальних пар та їхнього взаємного розташування (таб.4.2).

Види структурних груп 2-го класу:

- 1) група 1-го виду - всі кінематичні пари-обертові;
- 2) група 2-го виду - одна із зовнішніх кінематичних пар являється поступальною;
- 3) група 3-го виду - внутрішня пара – поступальна;
- 4) група 4-го виду - дві зовнішні пари поступальні;
- 5) група 5-го виду - внутрішня і одна зовнішня пара – поступальні.

Механізми, до складу яких входять тільки групи 2-го класу, називаються механізми 2-го класу. Більшість механізмів, які застосовуються в сучасній техніці, належать до механізмів цього класу.

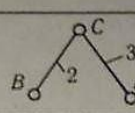
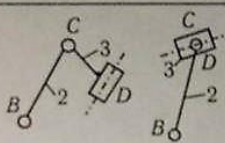
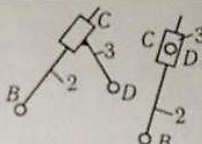
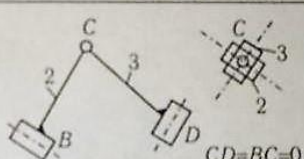
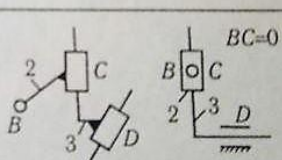
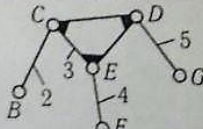
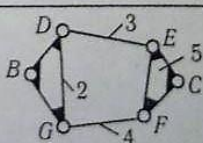
Структурні групи і механізми 3-го класу. Приклади структурних груп, що включають кількість ланок і кінематичних пар ( $n=4$ ;  $P_5=6$ ) приведені в таб.4.1 ,4.2 та рис.4.4. Групи 3-го класу можуть бути різних видів, які одержують шляхом заміни обертових пар поступальними.

Структурні групи і механізми 4-го класу. Характерною особливістю груп 4-го та інших класів є те, що до їх складу входить відповідно чотирикутний рухомий контур (таб.4.1,4.2; рис.4.4), для груп 4-го класу (відносний ступінь вільності якого  $w=1$ ), до складу групи 5-го класу увійде п'ятикутний контур ( $w=2$ ) і т.д.

Але, як було зазначено раніше, практично в механізмах, що використовуються в машинобудуванні зустрічаються групи з поєднанням а)  $n=2$ ;  $P_5=3$ . б)  $n=4$ ;  $P_5=6$ , то це й визначає практично розгляд можливих структур механізмів.



Таблиця 4.2-Приклади структурних груп

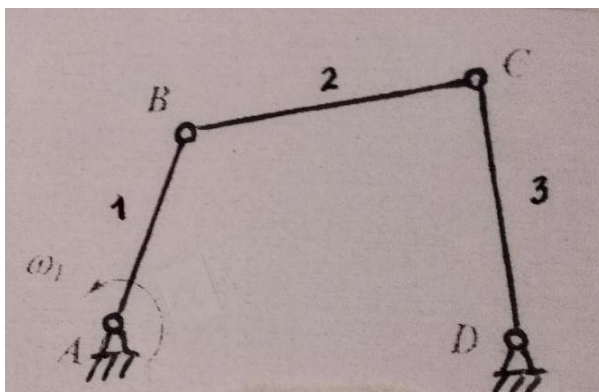
Клас	Порядок	Кількість ланок	Кількість пар V класу	Вид групи	Схема групи
II	2	2	3	1	
				2	
				3	
				4	
				5	
III	3	4	6	1	
IV	2	4	6	1	

Із груп Ассура 2-го класу можна синтезувати безліч механізмів. Але, якщо проаналізувати прості важільні механізми, що складаються з чотирьох ланок, то виявляється, що число їх обмежено різними модифікаціями, що відрізняються

видами груп Ассура, що їх утворюють і тим, якій ланці належить найбільш або найменш довгий елемент поступальної кінематичної пари. Крім того, для класифікації механізмів суттєвою ознакою являється вид руху вхідної (ведучої) ланки, а також яка з ланок являється вхідною.

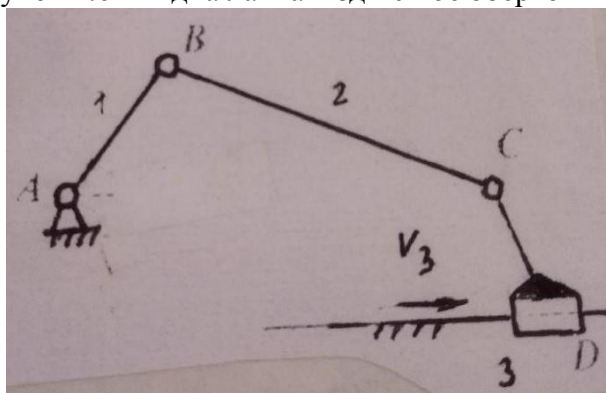
Розглянемо модифікації простих механізмів з групами Ассура 2-го класу.

Механізми, що утворені групою Ассура 2-го класу першого виду



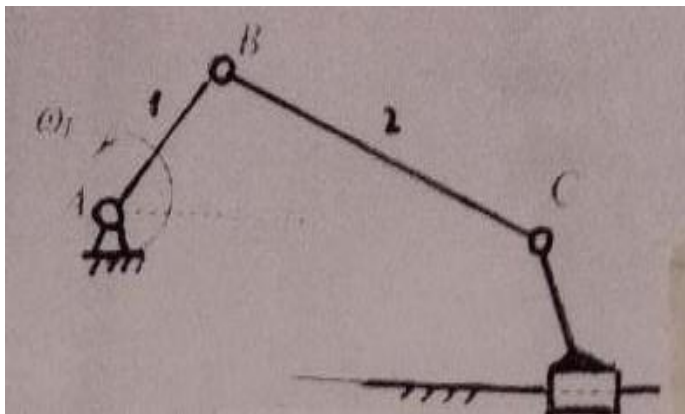
Модифікація 1

Рисунок 4.6- вхідна ланка 1 здійснює обертовий рух



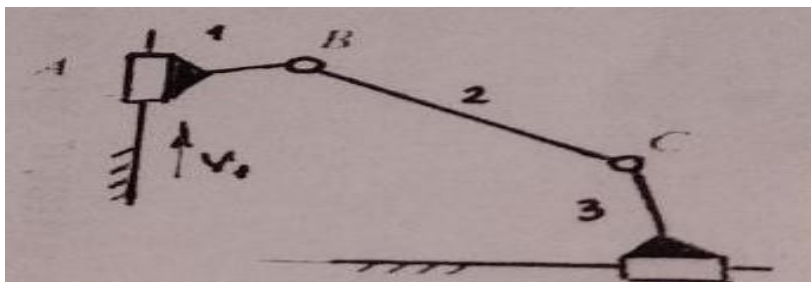
Модифікація 2

Рисунок 4.7-Вхідна ланка 3 здійснює поступальний рух  
Механізми, що утворені групою Ассура 2-го класу 2-го виду



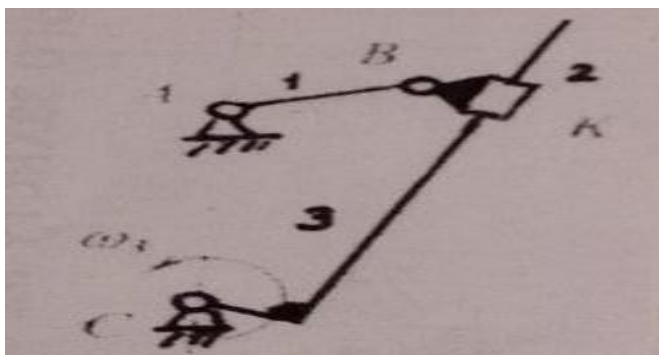
Модифікація 1

Рисунок 4.8 Вхідна ланка 1 здійснює обертовий рух



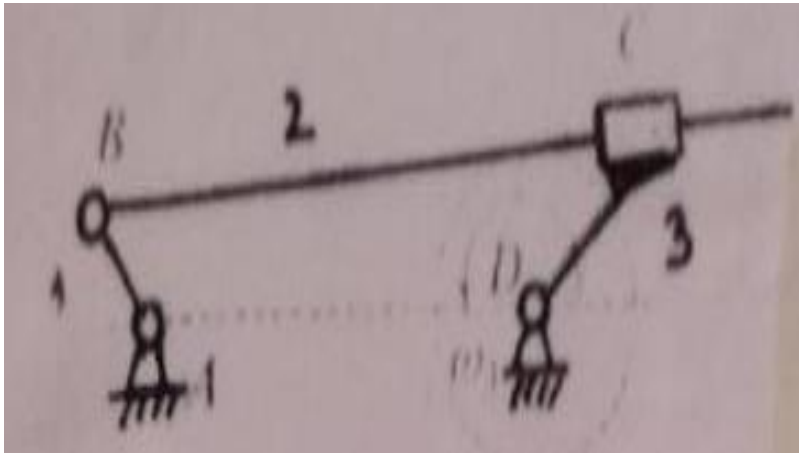
Модифікація 2

Рисунок 4.9 Вхідна ланка 1 здійснює поступальний рух



Модифікація 3

Рисунок 4.10 Вхідна ланка 3 здійснює обертовий рух . Кулісному каменю (ланка 2) належить короткий елемент поступальної кінематичної пари **К**.

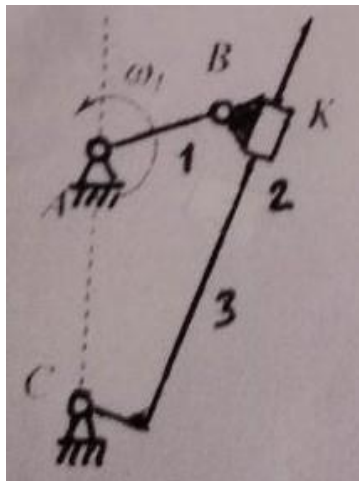


Модифікація 4

Рисунок 4.11 Вхідна ланка 3 здійснює обертовий рух.

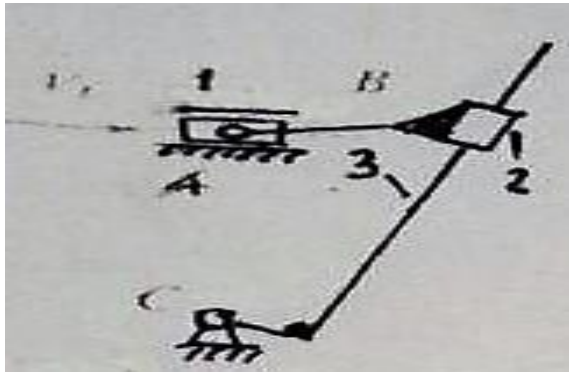
Шатуну (ланка 2) належить довший елемент поступальної кінематичної пари С.

Механізми, що утворені групою Ассура 2-го класу третього виду.



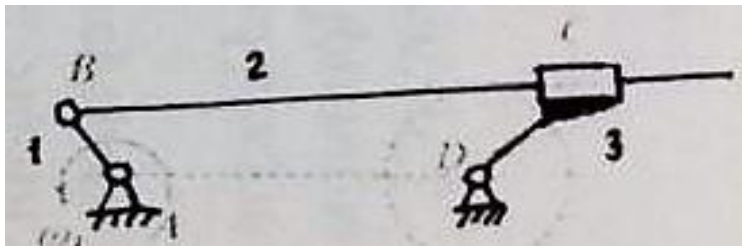
Модифікація 1

Рисунок 4.12 Вхідна ланка здійснює обертовий рух, кулісі 3 належить довший елемент поступальної кінематичної пари К



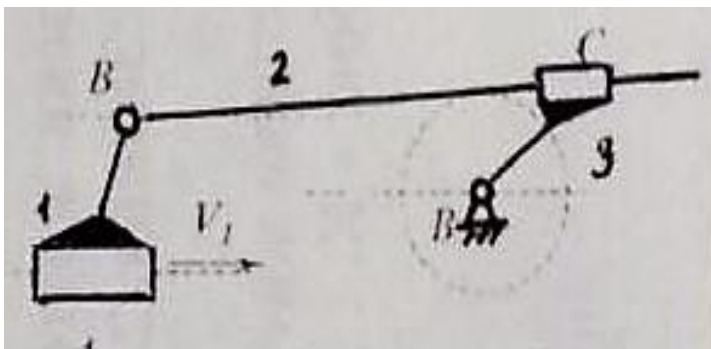
Модифікація 2

Рисунок 4.13 Вхідна ланка 1 здійснює поступальний рух, кулісі 3 належить довший елемент поступальної кінематичної пари В.



Модифікація 3

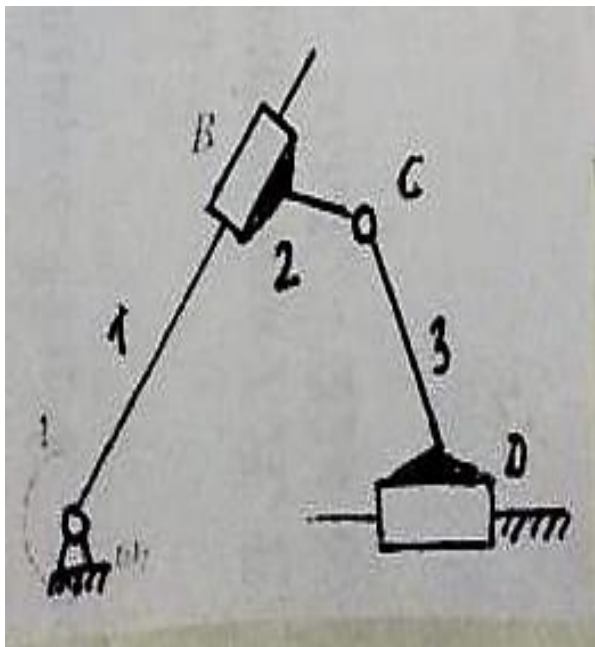
Рисунок 4.14 Вхідна ланка 1 здійснює обертовий рух, кулісі 3 належить короткий елемент поступальної кінематичної пари С.



Модифікація 4

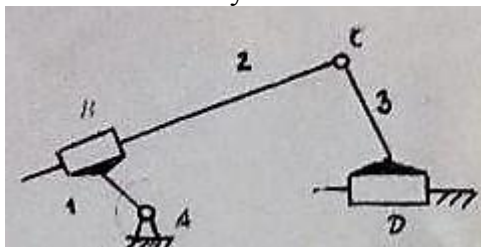
Рисунок 4.15 Вхідна ланка 1 здійснює поступальний рух, кулісі 3 належить короткий елемент поступальної кінематичної пари С.

Механізми, що утворені групою Ассора 2-го класу четвертого виду



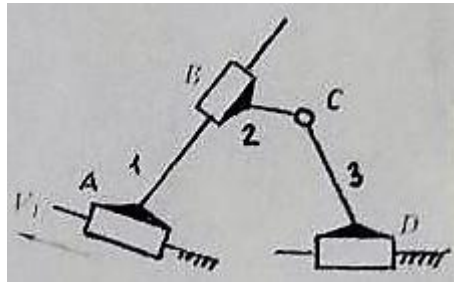
Модифікація 1

Рисунок 4.16 Вхідна ланка 1 здійснює обертовий рух, кулісі 1 належить довший елемент поступальної кінематичної пари В.



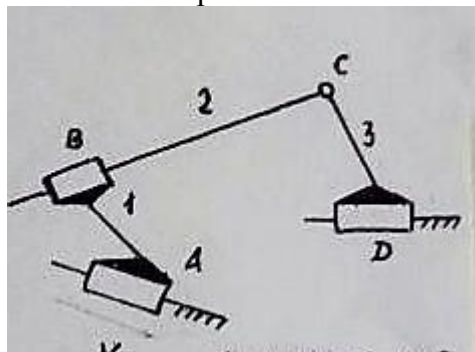
Модифікація 2

Рисунок 4.17 Вхідна ланка 1 здійснює обертовий рух, кулісі 1 належить короткий елемент поступальної кінематичної пари В .



Модифікація 3

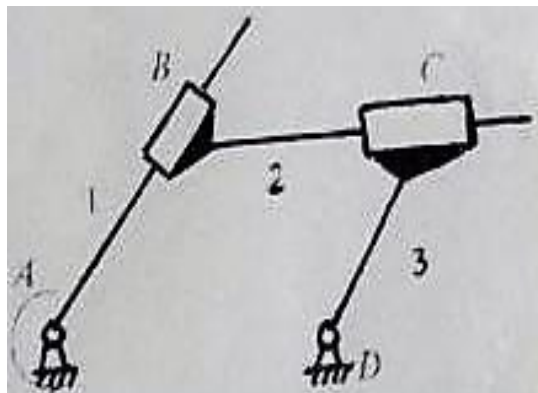
Рисунок 4.18 Вхідна ланка 1 здійснює поступальний рух, ланці 1 належить довший елемент поступальної кінематичної пари В.



Модифікація 4

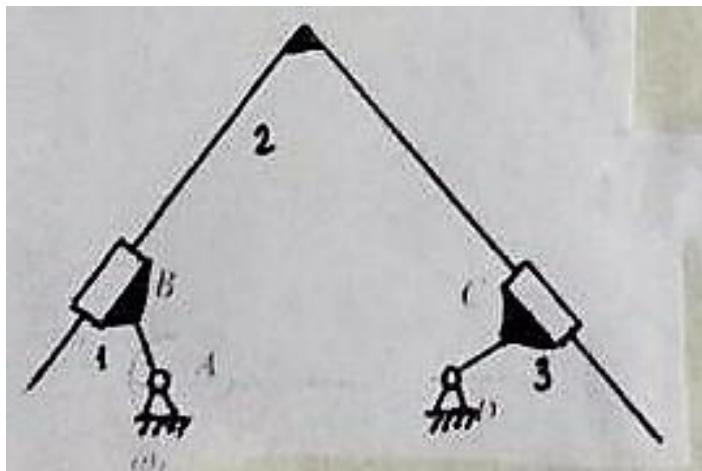
Рисунок 4.19 Вхідна ланка 1 здійснює поступальний рух, ланці 1 належить коротший елемент поступальної кінематичної пари В.

Механізми, що утворені групою Ассура 2-го класу п'ятого виду.



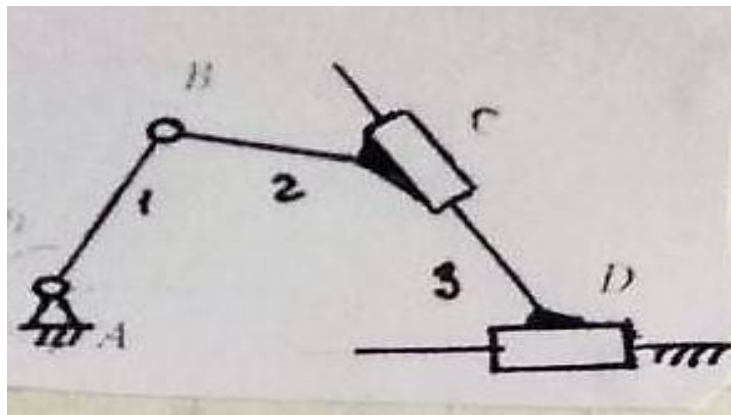
Модифікація 1

Рисунок 4.20 Вхідна ланка 1 здійснює обертовий рух, кулісі 1 належить довший елемент поступальної кінематичної пари **В**. Кулісі 3 належить короткий елемент поступальної кінематичної пари **С**.



Модифікація 2

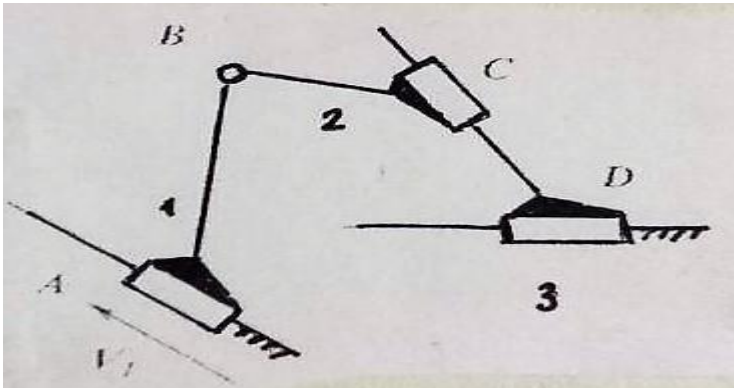
Рисунок 4.21 Вхідна ланка 1 здійснює обертовий рух. Кулісі 1 належить короткий елемент поступальної кінематичної пари **В**, кулісі 3 належать короткий елемент поступальної кінематичної пари **С**.



Модифікація 3

Рисунок 4.22 Вхідна ланка 1 здійснює обертовий рух. Шатуну 2 належить короткий елемент поступальної кінематичної пари **С**.





#### Модифікація 4

Рисунок 4.23 Вхідна ланка 1 здійснює поступальний рух.  
Шатуну 2 належить короткий елемент поступальної  
кінематичної пари С.

Алгоритм структурного аналізу плоских механізмів

1. Накреслити структурну схему досліджуваного механізму. Позначити, починаючи з початкової ланки, арабськими цифрами всі ланки механізму (0-стояк), а великими латинськими літерами кінематичні пари.

2. Виявляємо складні шарніри і рознесені кінематичні пари (рознесені пари вважаються як одна).

3. Класифікуємо кінематичні пари механізму: визначаємо назву, рухомість (клас пари), загальну кількість кінематичних пар у механізмі, вид реалізуемого в парі замикання (геометричне або силове), вид контакту елементів геометричної пари (вища або нижча). Примітка: при наявності в механізмі вищих кінематичних пар, надлишкових зв'язків або ступенів вільності треба попередньо позбутися їх із схеми механізму.

4. Підраховуємо і класифікуємо рухомі ланки механізму (стояк, кривошип, повзун і т. д.).

5. Визначаємо число ступенів вільності механізму.

6. Виділяємо початкові ланки, кількість яких визначається числом ступенів вільності досліджуваного механізму (в своїй більшості ми маємо механізми з  $w=1$ , тобто однією початковою ланкою).

7. Виділяємо механізм 1-го класу.

8. Виділяємо структурні групи Ассура. Відокремлення структурної групи починають з ланок і пар, найвіддаленіших від початкової ланки (останньої в послідовності приєднання структурних груп до механізму 1-го класу). Розпочинають із спроби від'єднати від механізму групи 2-го класу. Від'єднуючи структурні групи, треба перевірити число ступенів вільності  $W$  тієї частини механізму, яка залишилась при цьому.  $W$  не повинно змінюватися.

В результаті від'єднання структурних груп залишається механізм 1-го класу (початкова ланка і стояк), якщо  $W=1$ .

Якщо спроби від'єднання груп 2-го класу не дадуть такого результату, то треба переходити до спроб від'єднання груп 3-го класу, потім 4-го тощо.

Зауваження:

1) слідкувати за тим, щоб помилково не прийняти кілька простих груп за одну групу більш високого класу (або порядку);

Тому необхідно в першу чергу виділяти прості групи.

2) слідкувати за тим, щоб від'єднана частина механізму задовольняла умови:  $3n-2p_5=0$ ;

3) необхідно мати на увазі, що кожна кінематична пара і кожна ланка можуть входити тільки до однієї структурної групи.

9. Класифікуємо виділені структурні групи. Визначаємо їх клас, порядок, вид.

10. Визначаємо клас механізму.

11. Записуємо формулу будови механізму, що визначає склад і послідовність приєднання структурних груп.

Зауваження: 1) залежно від добору початкових ланок можна змінювати клас механізму;

2) в залежності від того, яка ланка являється початковою, механізм може розкладатися на групи різного виду.

Приклад 1. Виконати структурний аналіз механізму поперечно-стругального-верстату (рис. 4.24), якщо початкова ланка – кривошип **AB**.

Розв'язання: механізм поперечно-стругального верстата складається з п'яти рухомих ланок ( $n=5$ ) і семи кінематичних пар 5-го класу ( $P_5=7$ ): **A (1,0), B (1,2), B<sub>3</sub> (2,3), C (3,4), D (4,5), D<sub>0</sub> (5,0), E(3,0)**

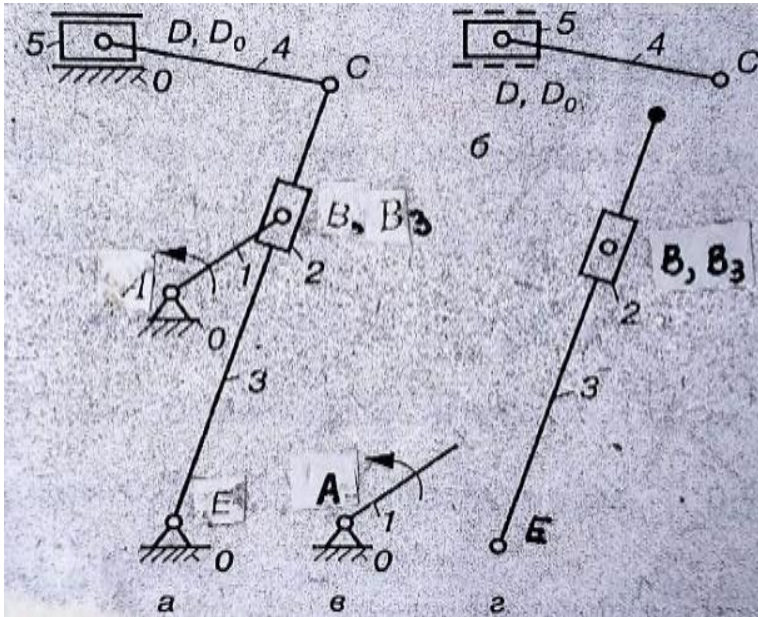


Рисунок 4.24-Структурний аналіз механізму поперечно-стругального верстата: а)кінематична схема механізму; б,г)структурні групи; в)механізм 1-го класу

Число ступенів вільності такого механізму визначаємо за формулою Чебишева:

$$W=3n-2p_5-p_4=3*5-2*7-0=1$$

У такому механізмі має бути одна початкова ланка.

Розкладаємо механізм на групи Ассур. Спочатку відокремлюємо ланцюг, який складається з двох ланок 4, 5 і трьох кінематичних пар C, D, D<sub>0</sub> (рис. 4.24, б), знаходимо число ступенів вільності для залишкової частини механізму:

$$W=3*3-2*4=1$$

Враховуючи, що W не змінилось, виділений ланцюг, який складається з ланок 4, 5, є групою 2-го класу 2-го виду.

Далі відокремлюємо ланцюг, який складається з ланок 2, 3 і трьох пар B, B<sub>3</sub>, E (рис. 4.24, г). Після цього залишається одна початкова ланка (рис. 4.24, в), в якій W=1, а тому ланцюг 2-3 є також групою 2-го класу, але 3-го виду.

Отже, механізм поперечно-стругального верстата складається з механізму 1-го класу і двох груп 2-го класу, тому його слід віднести до механізмів 2-го класу.

Для такого механізму можна записати таку формулу будови:  
 $1(1) \rightarrow 2_3(2,3) \rightarrow 2_2(4,5)$ .

Ст.86

де цифрою 1 позначено механізм 1-го класу, цифрою 2-клас групи. Номера ланок, що входять до складу механізму першого класу та груп, взято у дужки.

Індекси до класу груп відповідають її виду.

Приклад 2. Виконати структурний аналіз механізму двигуна (рис. 4.25,а), якщо початковою ланкою є кривошип АВ.

Розв'язання. Механізм складається із схеми рухомих ланок ( $n=7$ ) і десяти пар 5-го класу ( $p_5=10$ ): А(0,1), В(1,2), Н(2,3), Н<sub>0</sub>(3,0), С(2,4), D(4,5), E(5,0), F(5,6), G(6,7), G<sub>0</sub>(7,0). Знаходимо ступінь вільності механізму за формулою Чебишева:

$$W=3n-2p_5-p_4=3*7-2*10-0=1$$

У цього механізму також повинна бути одна початкова ланка.

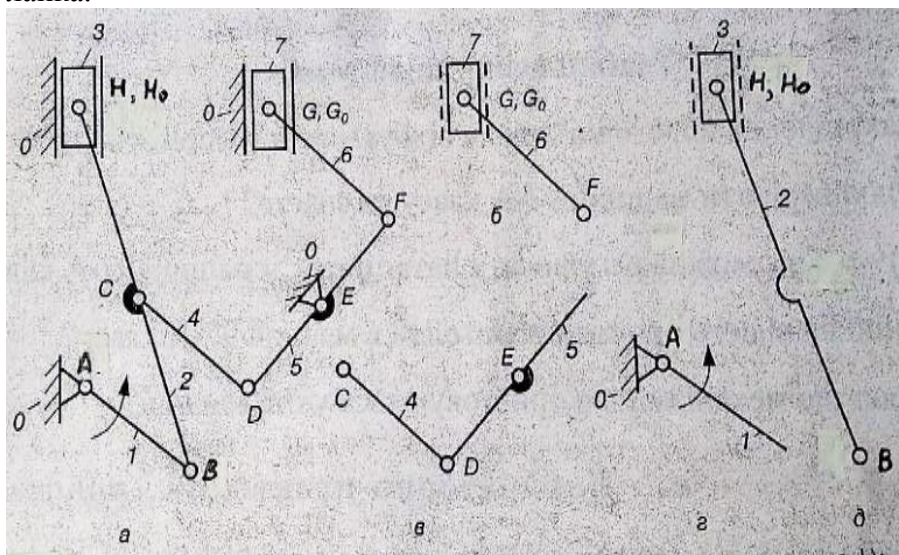


Рисунок 4.25-Структурний аналіз механізму двигуна (початкова ланка-кривошип1): а)кінематична схема механізму;б,в, д)структурні групи; г)механізм 1-го класу.

Розкладаємо механізм на групи Ассур. Якщо початковою ланкою є кривошип 1, який із стояком 0 утворює механізм 1-го класу (рис. 4.25, г), то решта ланок утворюють три структурні групи 2-го класу 2-го порядку (рис. 4,25, б, в, д). Такий механізм

слід віднести до механізму 2-го класу. Його формула будови має такий вигляд

$$I(1) \rightarrow II_2(2,3) \rightarrow II_1(4,5) \rightarrow II_2(6,7)$$

Якщо вибрати початковою ланкою, наприклад, ланку 7, то механізм треба віднести до 3-го класу, тому що в цьому випадку ланки і пари до складу яких вони входять, утворюють дві групи, одна з цих група 3-го класу (рис. 4.26,а), друга-2-го класу (рис. 4.26, б). Повзун 7 (рис. 4.26, в) разом із стояком 0 утворює механізм 1-го класу. Формула будови такого механізму

$$I(7) \rightarrow II_1(6,5) \rightarrow III \left( \frac{2}{4,3,1} \right)$$

де в чисельнику вказана ланка 2, яка входить у три кінематичних пари В,С,Н і називається базисною(базовою) ланкою.

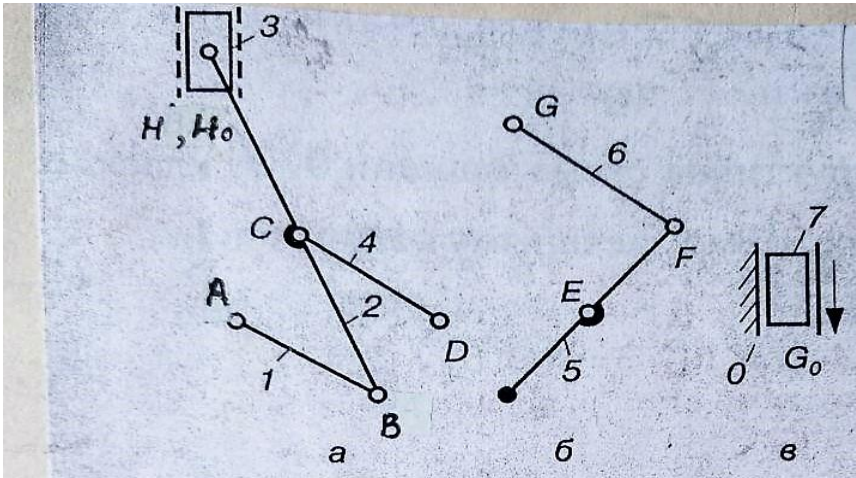


Рисунок 4.26-структурний аналіз механізму двигуна (початкова ланка-повзун 7): а;б) структурні групи; в)механізм 1-го класу

При початковій ланці 5 механізм також буде 3-го класу, формулу будови якого можна записати так (див. рис. 4.25,а)

$$\begin{array}{l} \underline{\text{I}}(5) \rightarrow \underline{\text{II}}_2(6, 7) \\ \quad \quad \quad \rightarrow \underline{\text{III}}\left(\frac{2}{4, 3, 1}\right) \end{array}$$

Як видно з наведених прикладів, змінюючи початкову ланку механізму, ми міняємо клас механізму, а з ним і методи його дослідження.

Задачі для самостійного вирішення

Задача 1. Визначити клас і порядок структурних груп, що зображені у таблиці 4.3.

Задача 2. Для плоских механізмів, що зображені у таблиці 4.4, виконати структурний аналіз механізмів, тобто:

1. Обчислити кількість рухомих ланок механізму.
2. Обчислити кількість кінематичних пар і визначити їх клас.
3. Обчислити ступені вільності механізму.

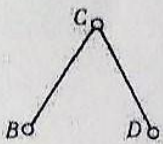
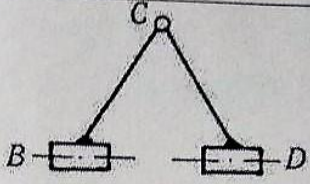
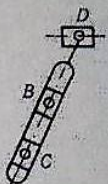
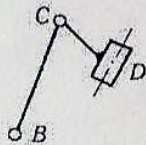
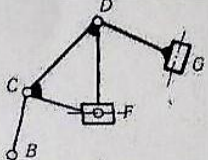
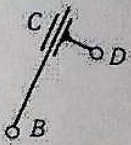
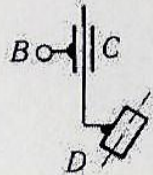
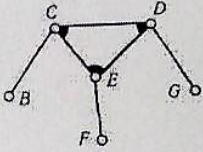
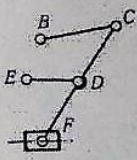
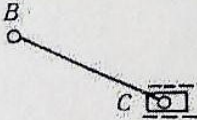
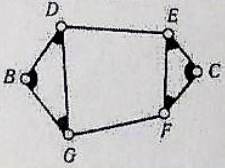

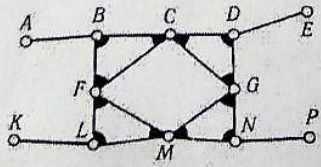
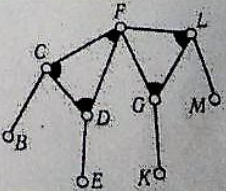
4. Розбити механізми на структурні групи, визначити їх клас і порядок.

5. Визначити клас механізму.

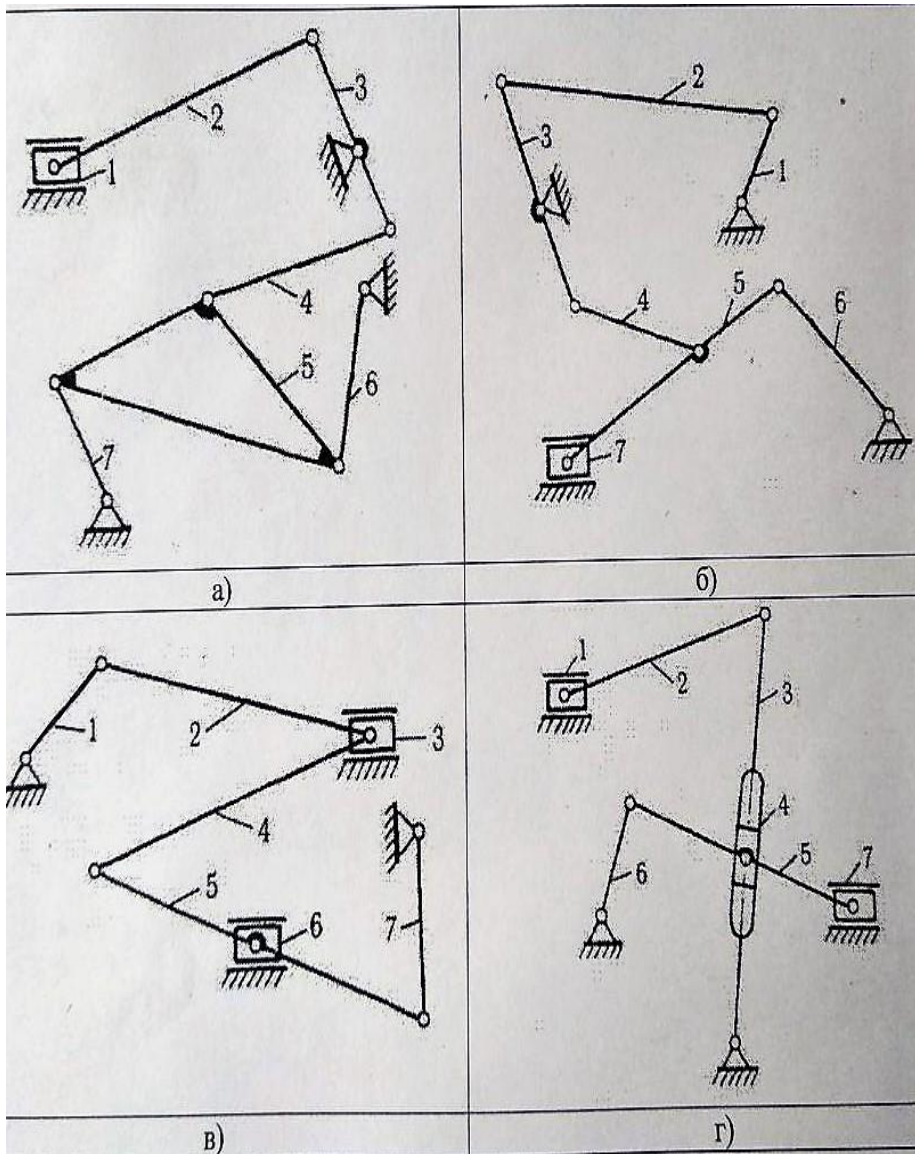
6. Записати формулу будови механізму.

Примітка: за початкову ланку під час аналізу механізму приймати по черзі кожен з ланок, що з'єднана із стояком.

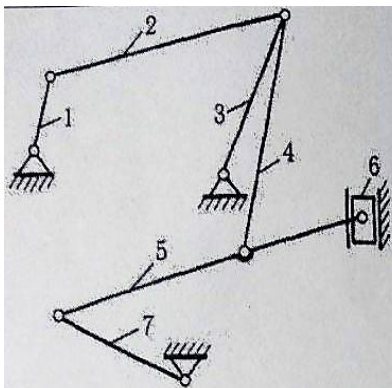
Таблиця 4.3-Рисунки до задачі 1

		
<p>a)</p> 	<p>б)</p> 	<p>в)</p> 
<p>г)</p> 	<p>д)</p> 	<p>е)</p> 
<p>ж)</p> 	<p>з)</p> 	<p>и)</p> 
<p>к)</p> 	<p>л)</p> 	
<p>н)</p>	<p>п)</p>	

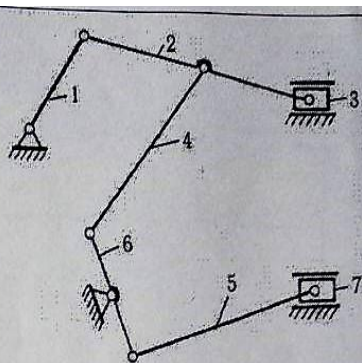
Таблиця 4.4- рисунки до задачі 2



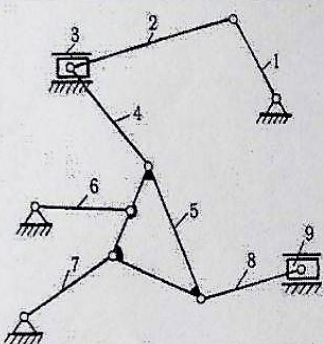




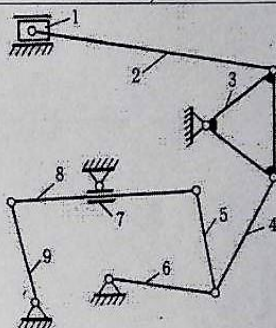
д)



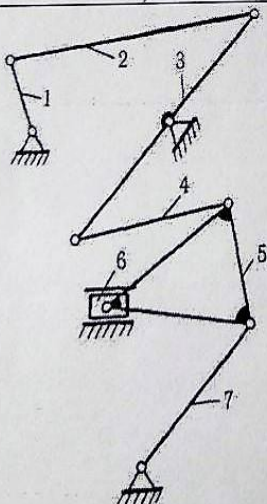
е)



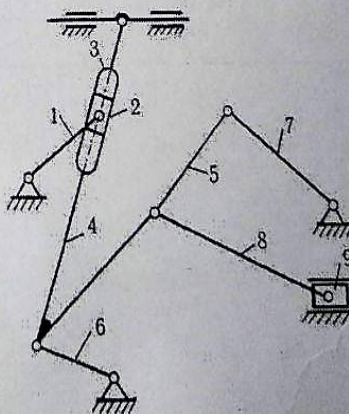
ж)



з)



и)



к)

## Тема 5. ВАЖІЛЬНІ МЕХАНІЗМИ. ПРИЗНАЧЕННЯ ТА ГАЛУЗІ ЗАСТОСУВАННЯ

Класифікація механізмів (за структурою)

Механізми діляться на:

- Елементарні;
- Прості;
- З постійною структурою;
- Із змінною структурою;
- З незамкнутими кінематичними ланцюгами;
- Із замкнутими кінематичними ланцюгами;
- Стаціонарні
- Нестационарні
- Складні
- Однотипні, багатотипні;
- Комбіновані

**Елементарний механізм** – це механізм, який не можливо розчленити на частини, що здатні самостійно перетворювати рух. Елементарний механізм являє собою рухому ланку і стояк, що з'єднані кінематичною парою.

**Простий механізм** – це механізм, що складається із елементарного механізму з приєднаною до нього однією структурною групою. Приклади простих механізмів: шарнірний чотириох- і п'ятиланковий механізми, кулісний, кулачковий, зубчастий та ін. (рисунок 5.1).

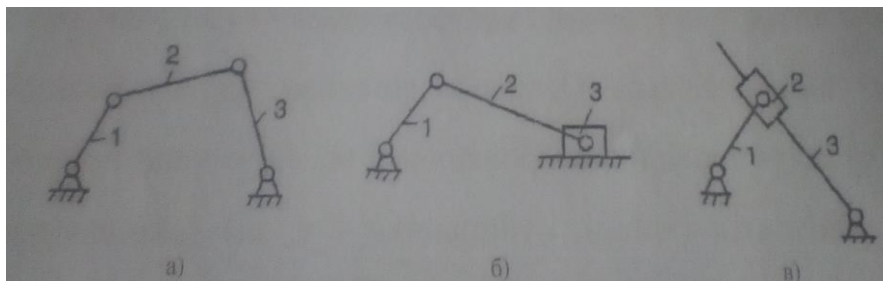


Рисунок 5.1 – Прості плоскі механізми:

а- шарнірний чотириохланковий; б- кривошипно-повзунний механізм;

в- кулісний механізм.

**Механізм з постійною структурою** – це механізм, кінематичний ланцюг якого в процесі функціонування структурно не змінюється.

**Механізм із змінною структурою** - це механізм, кінематичний ланцюг якого в процесі функціонування структурно змінюється.

**Механізм з незамкнутим кінематичним ланцюгом** – механізм, що має в своєму складі незамкнуті кінематичні ланцюги.

**Механізм із замкнутим кінематичним ланцюгом** – це механізм, що має в своєму складі тільки замкнуті кінематичні ланцюги.

**Стационарний механізм** – це простий механізм, що приєднаний своїми зовнішніми кінематичними парами тільки до стояка.

**Нестационарний механізм** – це простий механізм, що приєднаний своїми зовнішніми кінематичними парами тільки до рухомих ланок іншого механізму.

**Складний механізм** – механізм, що складається із елементарного механізму, до якого приєднані дві або більше структурні групи, прості механізми (рис. 5.2).

**Складний однотипний механізм** – механізм, до складу якого входять тільки елементарні механізми і структурні групи, що мають однакові кількісні і видові прості переміщення ланок і елементів кінематичних пар.

**Багатотипний складний механізм** – механізм, до складу якого входять елементарні механізми, структурні групи і прості механізми, що існують в різних просторах (поверхнях).

**Комбінований механізм** – механізм, що утворений в результаті довільного приєднання як простих, так і складних механізмів із замкнутими і незамкнутими кінематичними ланцюгами.

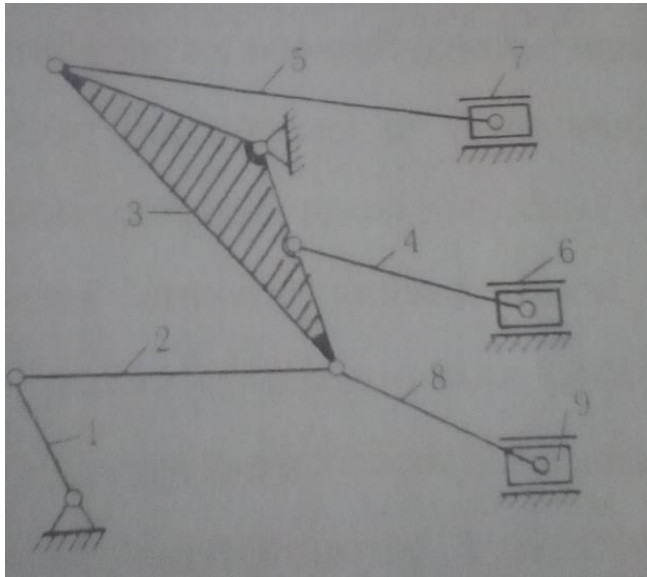


Рисунок 5.2 – Утворення складного механізму із простих: 1,2,...9 – рухомі ланки.

### **Загальні відомості про деякі важливі механізми**

**Призначення механізмів** – передача і перетворення заданого руху одного або кількох тіл у потрібні рухи інших тіл. Розглянемо кінематичні схеми ряду механізмів, що перетворюють обертовий рух ведучої ланки у зворотно-поступальний або коливальний рух веденої ланки, а також механізми, що забезпечують рух однієї з точок веденої ланки за певною траєкторією.

#### **Шарнірні чотириланкові механізми**

До найпростіших механізмів належать шарнірні чотириланкові механізми, які широко використовуються в техніці. Схеми шарнірних чотириланкових механізмів приведені на рис. 5.3. В залежності від співвідношення довжини ланок 1,2,3 і 4 (закріплена утворюючи стояк) такого механізму характер руху ланок буде різним.

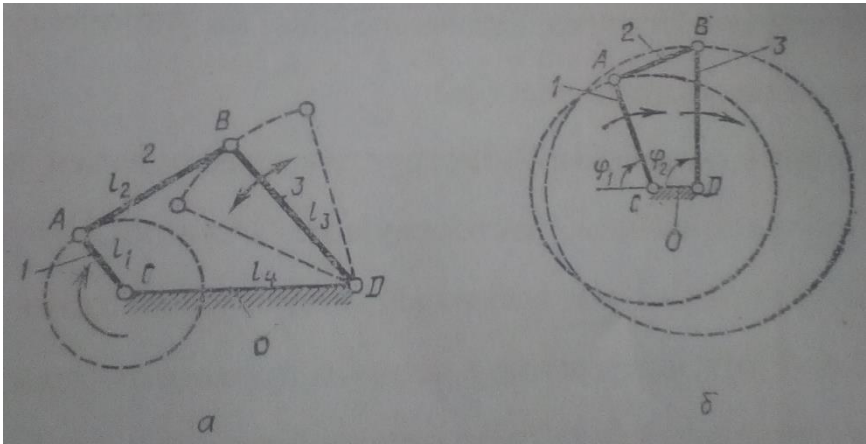


Рисунок 5.3 – схеми шарнірних чотириланкових механізмів

Якщо ланка 1 зможе повертатись відносно нерухомого шарніра С на  $360^{\circ}$ , то вона називається кривошипом (рис. 5.3, а). Це можливо, якщо ланка 1 буде найкоротшою, а довжини решти ланок задовольняють нерівності:

$$(l_1 + l_4) < (l_2 + l_3), \quad (5.1)$$

Ця нерівність дає загальне формулювання умови прокручування ланок шарнірного чотириланкового механізму, тобто існування кривошипа, а саме – найкоротша ланка шарнірного чотириланкового механізму може бути кривошипом, якщо сума довжин найкоротшої і найдовшої ланок менша від суми довжин решти ланок. Це положення носить назву правила Грасгофа.

Використовуючи це правило, шарнірні чотириланкові механізми поділяють на три групи:

- Механізм буде кривошипно-коромисловим, (див. рис. 5.3, а) якщо розміри його ланок задовольняють правило Грасгофа (5.1) і за стояк прийняти ланки 4. В такому механізмі ланка 2 являється шатуном, а ланка 3 коромислом, що здійснюють відповідно складний плоско-паралельний рух (шатун) і коливальний рух відносно шарніра D (коромисло).

- Механізм буде двокривошипним (рис.5.3. б), якщо його розміри відповідають правилу Грасгофа і за стояк прийнято найкоротшу ланку 4. Ланки 1 і 3 можуть повертатися на повний оберт відносно стояка.

- Механізм буде двокоромисловим, якщо його розміри не задовольняють правило Грасгофа, а також у випадку, коли задовольняють це правило, але найкоротша ланка є шатуном, а тому можливість цієї ланки бути кривошипом зникає, оскільки вона не є ланкою, яка з'єднана із стояком.

Траєкторії точок, що зв'язані із шатуном АВ (рис. 5.3) називаються шатунними кривими. Відповідним підбиранням форми і довжини ланок механізму можна забезпечити відповідну траєкторію точок ведених ланок механізму, що знайшло використання у ряді сільськогосподарських машин та машин хлібопекарського виробництва (рис. 5.4), де штриховою лінією показано траєкторію точки веденої ланки механізму для переміщення тіста (рис. 5.3, а), ворошіння сіна (рис. 5.3, б), прямолінійного переміщення на ділянці m-n (рис.5.3, в).

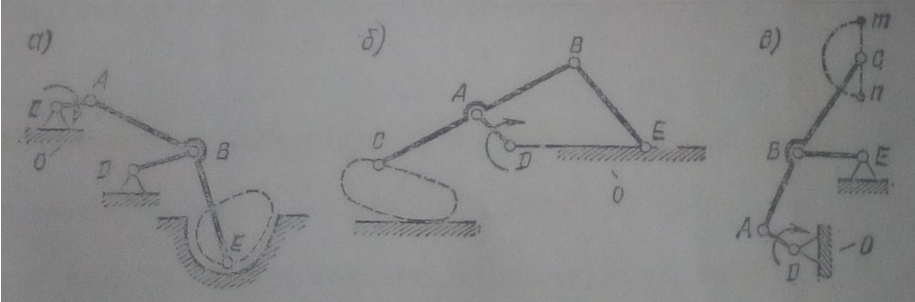


Рисунок 5.3 – Схеми механізмів, що відтворюють певні траєкторії точок ведених ланок

Двокривошипні механізми використовуються, наприклад, в металорізальних верстатах для забезпечення нерівномірного обертання ланки 3 при рівномірному обертанні ведучої ланки 1 (рис. 5.4), що при приєднанні ланок 4 і 5 забезпечить відповідний закон руху веденої ланки 5 (повзуна).

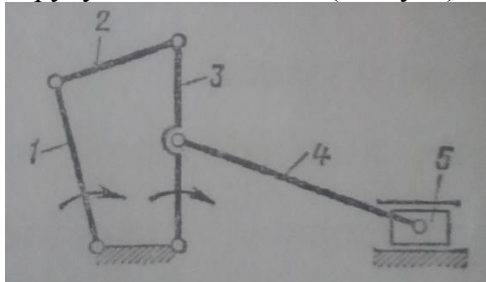


Рисунок 5.4 Кривошипно-повзунні механізми.

Кривошипно-повзунні механізми широко застосовуються в різних машинах (в двигунах внутрішнього згорання, в металорізальних верстатах і т.п.) для перетворення обертового руху в поступальний або зворотно-поступального в обертальний. Якщо вісь обертання кривошипа СА (рис. 5.5, а) знаходиться на прямій, по якій переміщується центр шарніра В, то механізм називається центральним.

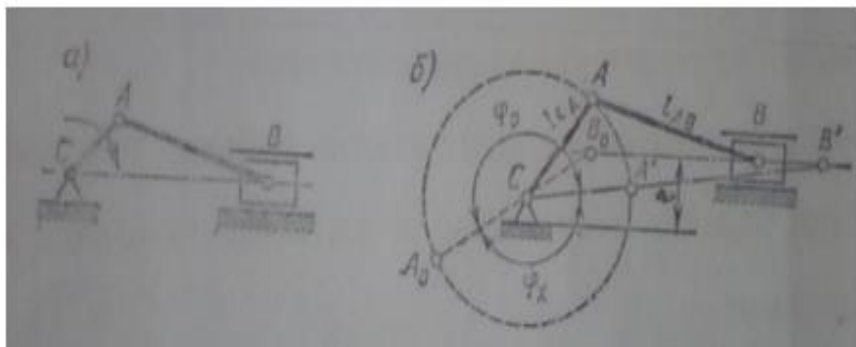


Рисунок 5.5.

В нецентральных (дезаксіальних) механізмах (рис. 5.5, б) зміщення осі обертання кривошипа СА відносно осі  $B_0B'$  називається ексцентриситетом (дезаксіалом).

В центральному механізмі прямий і зворотний хід повзуна здійснюється за однаковий час, що відповідає куту повороту кривошипа на  $180^\circ$ .

В дезаксіальних механізмах фазові кути  $\varphi_r$  і  $\varphi_x$  робочого і холостого ходу повзуна відрізняються від  $180^\circ$ , як правило, не більше чим на  $30^\circ$ .

### Кулісні механізми.

Кулісою називається рухома ланка СВ (рис.5.6), що є напрямною для каменя, що рухається по ній. Якщо в кулісному механізмі довжина кривошипа DA (рис. 5.6, а) більше, чим міжцентрова відстань CD, то куліса СВ може обертатись на повний оберт і тому називається обертовою кулісою. За іншою умовою отримуємо механізм з коливальною кулісою (рис.5.6,б).

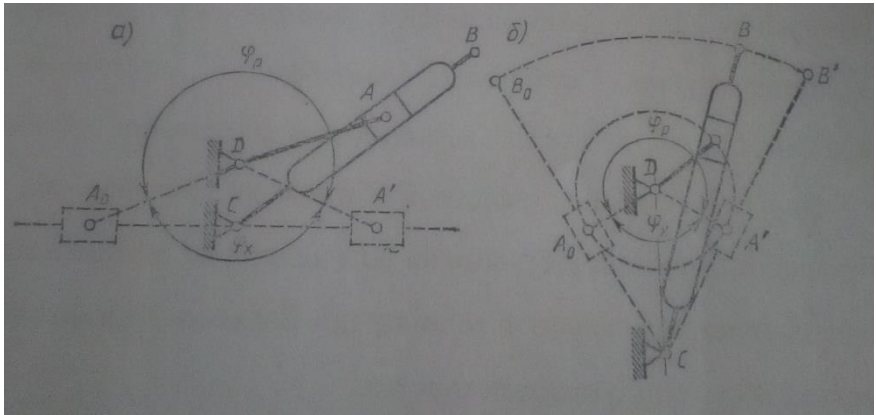


Рисунок 5.6

Механізми з обертовою кулісою служать для перетворення рівномірного обертання кривошипа в нерівномірне обертання куліси. Кутові швидкості кривошипа і куліси однакові лише в положеннях, коли куліса розташовується перпендикулярно лінії центрів  $CD$ ; верхню частину оберта (поворот на кут  $\varphi_p$ , рис.5.6, а) куліса здійснює з меншою кутовою швидкістю, ніж кривошип, а нижню (поворот на кут  $\varphi_x$ ) – з більшою.

Механізми з коливальною кулісою (рис. 5.6, б) перетворюють обертальний рух кривошипа  $DA$  в коливальний рух куліси  $CB$  з різною тривалістю прямого і зворотного ходів (пропорційній кутам  $\varphi_p$  і  $\varphi_x$ ).

В техніці застосовують кулісні механізми, що виконані за однією із схем (а,б,в), що показані на рис. 5.7 і призначених для отримання зворотно-поступального руху повзуна.

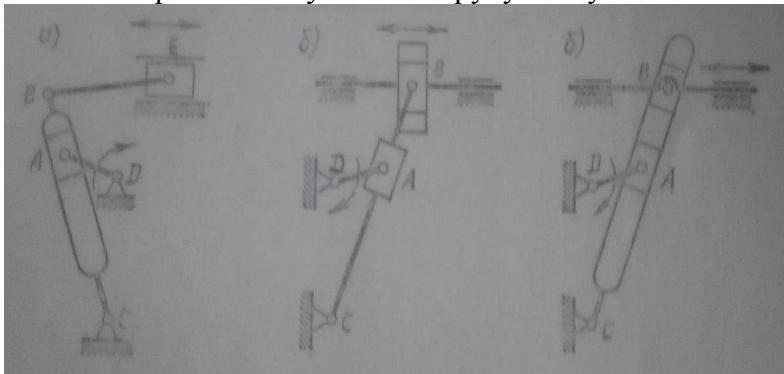


Рисунок 5.7



Механізми з коливальним повзуном (рис.5.8) використовуються наприклад в приводах від гідроциліндра.

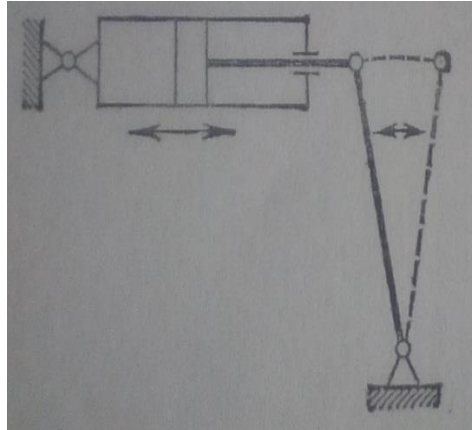


Рисунок 5.8

### Кулачкові механізми

В машинах з автоматичним керуванням, що працюють за певним технологічним циклом, широко застосовується так звані кулачкові механізми, що дозволяють циклічно змінювати за певним законом напрямом і швидкістю руху веденої ланки.

Кулачковими називають механізми, до складу яких входить вища кінематична пара, одним з елементів якої є поверхня змінної кривизни. Ланку, якій належить елемент вищої кінематичної пари і виконаний у вигляді поверхні змінної кривизни, називають кулачком. Кулачок являється вхідною ланкою кулачкового механізму, вихідною є штовхач, коли ця ланка здійснює поступальний рух.

Закон руху штовхача визначається профілем кулачка. Оскільки цей профіль може бути різноманітним, то за допомогою кулачкових механізмів можна забезпечити майже будь-який закон руху вихідної ланки. Це основна позитивна якість кулачкових механізмів, яка пояснює широке використання цих механізмів у техніці для забезпечення узгодженого руху багатьох виконавчих органів.

Недоліки кулачкових механізмів обумовлені наявністю у них вищої кінематичної пари, в якій дотик між ланками відбувається

в точці або по лінії. Тут виникають великі питомі тиски, що призводить до швидкого зносу стичних деталей, особливо небезпечний знос кулачка, оскільки він забезпечує закон руху вихідної ланки і є більш складною ланкою механізму. Іншим недоліком таких механізмів є необхідність забезпечити постійне замикання (силове) ланок, які утворюють кінематичну пару.

Кулачкові механізми можуть бути плоскими та, просторовими. На рис.5.9 показані основні типи кулачкових механізмів. У плоских механізмах усі точки їх ланок рухаються в паралельних площинах, у просторових – у різних площинах. Найбільше розповсюдження одержали плоскі кулачкові механізми (рис.5.9, а – і).

Просторові кулачкові механізми, особливо з кулачком у вигляді барабана (рис.5.9, к,л) часто використовують в різних машинах-автоматах як виконавчі механізми.

Крім цього, кулачкові механізми поділяють на види залежно від:

- а) виду руху кулачка;
- б) виду руху вихідної ланки;
- в) форми елементів вихідної ланки, що утворюють вищу пару;
- г) взаємного розташування кулачка і вихідної ланки;
- д) способу замикання цих ланок.

Вхідна ланка (кулачок) частіше всього здійснює обертовий рух (рис. 5.9, а – ж, к, л), рідше – поступальний (рис. 5.9, з, и), коливальний (рис. 5.9, і, ї) або складний. Вихідна ланка здійснює поступальний (рис. 5.9, а – д, и, і, к), коливальний (рис. 5.9, е, є, з, ї, л), рідше – складний (рис.5.9, ж) або обертовий рух. Якщо вихідна ланка здійснює поступальний рух, то її називають штовхачем, коливальний рух – коромислом.

Вихідні ланки в кулачкових механізмах можуть мати різні форми елементів вищої пари, тобто тих частин ланок, якими вони стикаються з кулачком. Форма цих частин може бути загостреною (рис. 5.9, а), плоскою (рис. 5.9, г, є), циліндричною або сферичною (рис. 5.9, д). Кулачкові механізми із загостреним штовхачем (коромислом) використовуються дуже рідко, оскільки вони мають малу зносостійкість, їх можна застосовувати лише при малих швидкостях і незначних навантаженнях. Більш високу несучу здатність мають

циліндричні (сферичні) та плоскі штовхачі, але вони також не забезпечують високої зносостійкості через наявність тертя ковзання у вищій парі (парі кулачок - штовхач). На практиці для усунення тертя ковзання у вищій парі вводять проміжну ланку-ролик 3 (див. рис. 5.9, б, в, е, ж – л). Оскільки обертання ролика навколо своєї осі не впливає на кінематику передачі руху від кулачка до вихідної ланки, то кулачкові механізми, які складаються зі стояка, кулачка, ролика і вихідної ланки, називають три-ланковими (а не чотириланковими). При структурному аналізі таких механізмів ролик можна не враховувати, оскільки він створює зайвий ступінь вільності.

При дослідженні кулачкового механізму з роликовим штовхачем (коромислом) можна завжди дійсний (практичний) профіль кулачка замінити теоретичним (центровим), який віддалений від дійсного профілю кулачка на величину радіуса ролика (рис. 5.9, б). Теоретичний профіль кулачка можна уявити як траєкторію центра ролика 3 при його обкочуванні навколо кулачка<sup>1</sup>. Будь-які точки цих двох профілів рівновіддалені одна від одної вздовж спільної нормалі до кривих, які називають еквідистантними. Заміна дійсного профілю кулачка на теоретичний не змінює кінематичного змісту кулачкового механізму, тобто не змінює характеру відносного руху основних ланок механізму (кулачка і штовхача), але дуже зручна при аналізі та синтезі кулачкових механізмів.

У деяких випадках вісь штовхача необхідно змістити в той чи інший бік відносно осі обертання кулачка (рис. 5.9, в) на величину  $e$ , яку називають ексцентриситетом. Зміщення штовхача дещо впливає на закон руху вихідної ланки, дозволяє при рівних інших умовах зменшити розміри кулачка та боковий тиск штовхача на напрямну.

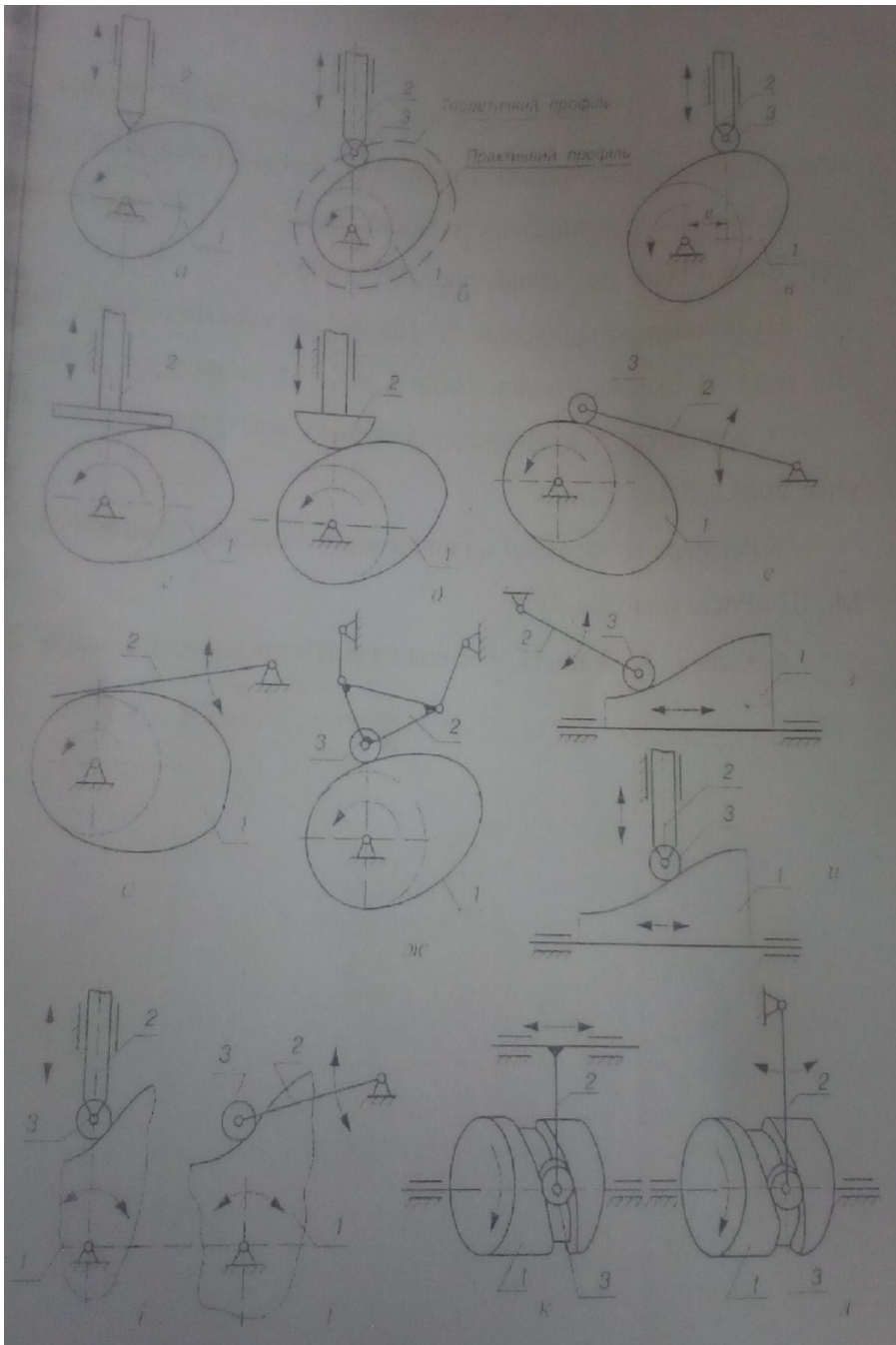


Рисунок 5.9. Основні типи кулачкових механізмів

### Список використаної літератури

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Кіницький Я.Т. Короткий курс теорії механізмів і машин: Підручник для інж. – техн. спец. – 2-е вид., перероб. – Львів: Афіша, 2004. – 272 с.
3. Кіницький Я.Т. Практикум із теорії механізмів і машин: Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 455 с.
4. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
5. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
6. Кострицький В.Г., Дубовик Л.П., Чепок Р.В. Матеріали до вивчення дисципліни “Теорія механізмів і машин” (модуль 1 – Структурний та кінематичний аналіз плоских механізмів, розділ 1 – Структурний аналіз плоских механізмів) для студентів денної, заочної та екстернатної форм навчання напряму підготовки: 6.010104 “Професійна освіта”. Механізація сільськогосподарського виробництва та гідромеліоративних робіт. – Херсон: Видавництво ХДУ, 2009. – 116 с.
7. Теория механизмов и механика машин: Учеб. для высших технических учебных заведений. – изд. 4-е испр. Мусатов А.К., Попов С.А., Фролов К.В.; Под ред. Фролова К.В. – М.: Высшая школа, 2005. – 496 с.





Навчальне видання  
(українською мовою)

Костицький Віталій Григорович

Матеріали для самостійної роботи з дисципліни  
«Теорія механізмів і машин»  
(розділ 1 – структурний аналіз плоских механізмів)

Навчально-методичний посібник для здобувачів  
ступеня вищої освіти бакалавр спеціальностей  
015 Професійна освіта (Транспорт) та 015 Професійна  
освіта (Технологія виробництва і переробка продуктів  
сільського господарства)

Рецензети: А.В. Букетов, Л.П.Дубовик