

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра „Механіка і проектування машин”

**В.І. Мороз, А.П. Кудряш, О.В. Братченко,
А.В. Павшенко**

***ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ
І МАШИН***

**Опорний конспект лекцій з дисципліни
«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»**

Частина 3

Харків – 2010

Мороз В.І., Кудряш А.П., Братченко О.В., Павшенко А.В.
Основи проектування механізмів і машин: Опорний
конспект лекцій з дисципліни «Прикладна механіка» –
Харків: УкрДАЗТ, 2010. - Ч.3. – 55 с.

Розглянуто сучасні підходи до здійснення структурного
аналізу механізмів, проектування раціональних
механізмів, а також аналітичні методи дослідження
характеристик руху ланок складних кінематичних ланцюгів
механічних систем технічних засобів транспорту. Наведені
прикладні розрахунки. Рекомендовано для студентів усіх
форм навчання.

Іл. 31, табл. 1, бібліогр.: 10 назв.

Конспект лекцій розглянуто і рекомендовано до друку
на засіданні кафедри “Механіка і проектування машин”
20 жовтня 2008 р., протокол № 2.

Рецензент

доц. Є.Є. Счастний

***В.І. Мороз, А.П. Кудряш, О.В. Братченко,
А.В. Павшенко***

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

***Опорний конспект лекцій з дисципліни
«Прикладна механіка»***

Частина 3

Відповідальний за випуск Мороз В.І.

Редактор Еткало О.О.

Підписано до друку 12.02.09 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 3,0. Обл.-вид.арк. 3,25.
Замовлення № Тираж 300 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.

Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, майд. Фейербаха, 7

УКРАЇНЬСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

МЕХАНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра «Механіка і проектування машин»

В.І.Мороз, А.П.Кудряш, О.В.Братченко, А.В.Павшенко

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Опорний конспект лекцій
з дисципліни
«Прикладна механіка»

Частина 3

Харків 2010

Мороз В.І., Кудряш А.П., Братченко О.В., Павшенко А.В.
Основи проектування механізмів і машин: Опорний конспект
лекцій з дисципліни «Прикладна механіка» – Харків: УкрДАЗТ,
2010. - Ч.3. – 58 с.

розглянуто сучасні підходи до здійснення структурного
аналізу механізмів, проектування раціональних механізмів, а
також аналітичні методи дослідження характеристик руху
ланок складних кінематичних ланцюгів механічних систем
технічних засобів транспорту. Наведені приклади розрахунків.
Рекомендовано для студентів всіх форм навчання.

Іл. 31, табл. 1, бібліогр.: 10 назв.

Конспект лекцій розглянуто і рекомендовано до друку на
засіданні кафедри “Механіка і проектування машин” 20 жовтня
2008 р., протокол № 2.

Рецензент

доц. Є.Є. Счастний

ЗМІСТ

	Вступ	4
1	Основні визначення розділу «Основи проектування механізмів і машин»	5
2	Сучасні підходи до проведення структурного аналізу механізмів	7
2.1	Класифікація кінематичних пар	7
2.2	Кінематичні ланцюги і з'єднання	11
2.3	Структурні формули механізмів.....	13
2.4	Класифікація механізмів за структурними ознаками	17
2.5	Основи проектування раціональних механізмів...	21
2.6	Особливості складання замісних механізмів при дослідженні механізмів з вищими кінематичними парами	26
2.7	Загальна методика виконання структурного аналізу механізмів	28
3	Сучасні методи розрахунку кінематичних параметрів руху механізмів	32
3.1	Сучасні підходи до проведення кінематичного аналізу механізмів	32
3.2	Аналітичні методи кінематичного аналізу механізмів	34
3.3	Особливості кінематичного аналізу механізмів руху технічних засобів залізничного транспорту ...	42
3.3.1	Кінематичний аналіз кривошипно-шатунного механізму V-подібного тепловозного дизеля	42

3.3.2	Кінематичний аналіз кривошипно-шатунного механізму W-подібного локомотивного повітряного компресора	48
	Список літератури	55

ВСТУП

Навчальна дисципліна “Прикладна механіка”, що викладається на кафедрі “Механіка і проектування машин” УкрДАЗТ для студентів механічного факультету спеціальностей 7.092202 “Електричний транспорт”, 7.092201 “Електричні системи та комплекси транспортних засобів”, 7.090510 “Теплоенергетика” (за навчальними планами дисципліна називається “Опір матеріалів та прикладна механіка”), є однією з основних складових загальної інженерної підготовки майбутніх фахівців залізничного транспорту. Оволодіння сучасними методами проектування механізмів і машин, виконання інженерних розрахунків на міцність, конструювання деталей машин поширює для молодого спеціаліста можливість з вибору правильних підходів і засобів для розв’язання інженерних задач в умовах безперервного оновлення техніки залізниць.

Обмеженість семестрових обсягів лекційних занять обумовлює певні труднощі при викладанні теоретичного курсу дисципліни «Прикладна механіка». Це визначило відповідні вимоги до методичного забезпечення навчального процесу, особливо в умовах організації самостійної роботи студентів при впровадженні кредитно-модульної системи.

Дана робоча розробка є останньою складовою частиною базового конспекту лекцій з дисципліни «Прикладна механіка»

і містить найбільш складні та важливі теоретичні матеріали змістового модуля «Основи проектування механізмів і машин». У ній висвітлюються особливості сучасних підходів до проектування та дослідження механізмів, що входять до механічних систем технічних засобів транспорту, які є типовими об'єктами для зазначених спеціальностей.

Наведений матеріал також рекомендується при вивченні відповідних тематичних модулів навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів спеціальностей 100502 «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту» і 6.090214 «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання».

1 ОСНОВНІ ВИЗНАЧЕННЯ РОЗДІЛУ «ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

Теоретичною базою сучасного лекційного курсу розділу «Основи проектування механізмів і машин» є загальноінженерна дисципліна «Теорія механізмів і машин» - наука про загальні методи дослідження властивостей механізмів і машин та проектування їх схем.

Машина – це пристрій, що виконує механічний рух для перетворення енергії, матеріалів, інформації з метою підвищення продуктивності, а також заміни або полегшення фізичної або розумової праці людини.

У залежності від функціонального призначення виділяються такі групи машин:

1 Енергетичні машини – призначені для необхідного перетворення енергії та поєднують:

а) машини – двигуни – призначені для перетворення будь-якої енергії в механічну (двигуни внутрішнього згорання локомотивних енергетичних установок, тягові електродвигуни рухомого складу);

б) машини – генератори – призначені для перетворення механічної енергії в потрібний вид енергії (генератори електричного струму).

2 Робочі машини – призначені для необхідного перетворення об'єктів певних технологічних процесів:

а) транспортні машини – призначені для зміни положення об'єкта технологічного процесу (транспортери, конвеєри, підйомно-транспортне обладнання та ін.);

б) технологічні машини – змінюють властивості, стан, форми оброблюваного матеріалу (металорізальні верстати, ковальсько-пресове обладнання та ін.).

3 Інформаційні машини – призначені для перетворення інформації:

а) контрольно-керуючі машини – перетворюють одержану контрольно-вимірювальну інформацію для керування робочою машиною або технологічним процесом (наприклад, машини для контролю розмірів і сортування поршневих кілець);

б) математичні машини – перетворюють інформацію у вигляді різних математичних образів, які задаються у формі чисел або алгоритмів (електронно-обчислювальна техніка).

Сукупність енергетичної та робочої машин називається машинним агрегатом.

Машина, в якій перетворення енергії, матеріалів, інформації відбувається без втручання людини, називається машиною-автоматом.

Сукупність машин-автоматів, з'єднаних між собою автоматичними транспортними пристроями і призначених для виконання певного технологічного процесу, називається автоматичною лінією.

У багатьох випадках необхідні перетворення в машинах здійснюються за допомогою механізмів.

Механізм – це система фізичних тіл, призначена для перетворення руху одного або декількох тіл в потрібні рухи інших тіл.

Таке визначення передбачає, що в перетворенні рухів у механізмах поряд з твердими тілами можуть

використовуватися рідинні (гідравлічні механізми) або газоподібні (пневматичні механізми) тіла.

Основною ознакою механізму є перетворення руху. Тому ротор електродвигуна і підшипники, в яких він обертається, вважати механізмом не можна. У даному випадку необхідний рух забезпечується взаємодією магнітного поля з провідником із струмом.

За функціональним призначенням відрізняють такі механізми:

- 1) механізми двигунів і перетворювачів;
- 2) передавальні механізми;
- 3) виконавчі механізми;
- 4) механізми керування, контролю і регулювання;
- 5) механізми подачі, транспортування, живлення і сортування.

2 СУЧАСНІ ПІДХОДИ ДО ПРОВЕДЕННЯ СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ МЕХАНІЗМІВ

2.1 Класифікація кінематичних пар

Структурний аналіз механізмів є однією з основних задач, що розв'язуються при проведенні досліджень, спрямованих на удосконалення конструкції механічних систем сучасних технічних засобів.

У загальному плані результати структурного аналізу механізмів використовуються за такими напрямками:

- отримання уявлення про будову та роботу механізмів;
- призначення відомих методів досліджень механізмів за виявленими класифікаційними ознаками;
- встановлення правильної послідовності проведення кінематичного та динамічного розрахунків;
- вирішення питань проектування раціональних механізмів (самовстановлювальних механізмів);
- оцінка технологічності конструкції механізмів та їх експлуатаційних властивостей.

Тверді тіла (абсолютно тверді і гнучкі), з яких утворюється механізм, називаються **ланками**. У теорії механізмів рідини

або гази, що використовуються для перетворення рухів у відповідних механізмах, ланками не вважаються. Ланка механізму може складатися як з однієї, так і декількох деталей, які в зборі являють єдину кінематично незмінну систему.

Будь-який механізм утворюється з рухомих і нерухомих (або відносно не рухомих) ланок. **Нерухома ланка** незважаючи на конструктивне виконання (напрямна або підшипник з віссю обертання) має назву **стояк**.

Серед рухомих ланок відрізняють вхідні, вихідні та з'єднувальні ланки. **Вхідною** (входом) називається ланка, до якої надається рух, що перетворюється в потрібний рух інших ланок. **Вихідною** (виходом) називається ланка, що здійснює потрібний рух, для виконання якого призначений даний механізм. **З'єднувальними** називаються ланки, що безпосередньо перетворюють рух в механізмі.

Рухомі ланки також відрізняють за характером руху. Наприклад, ланка, що обертається навколо осі на повний оберт, називається кривошипом, на неповний оберт – коромислом; ланка, що здійснює прямолінійний поступальний рух, називається повзуном; ланка, що здійснює плоский рух, – шатуном.

При утворенні механізму ланки з'єднуються між собою рухомо. Рухоме з'єднання двох ланок, що стикаються, називається **кінематичною парою (КП)**.

Класифікація кінематичних пар здійснюється за такими ознаками:

- за видом елементів КП;
- за числом зв'язків, які накладаються КП на відносний рух ланок;
- за способом замикання ланок в КП.

Сукупність поверхонь, ліній або точок ланки, які стикаються з іншою ланкою КП, називається **елементом кінематичної пари**. За видом елементів відрізняють (за Ф. Рело): нижчі КП, якщо елементом КП є поверхня; вищі КП, якщо елементом КП є лінія або точка.

Однією з переваг нижчих КП у порівнянні з вищими є

можливість передачі великих навантажень, оскільки контактна поверхня стикання ланок може бути досить суттєва. Застосування вищих КП дозволяє зменшити тертя в машинах (шарикопідшипники) і отримувати складні закони руху вихідної ланки механізму за рахунок підбирання форми контактуючих ланок, що утворюють кінематичну пару (кулачкові та зубчаті механізми).

Основною класифікацією КП є класифікація за числом зв'язків.

При утворенні КП на відносний рух кожної ланки накладаються певні умови зв'язку, кількість яких визначає число степенів вільності ланки H . Кінематичні пари класифікуються за числом $S_{КП}$ умов зв'язків, кількість яких може змінюватися у межах $1...5$. З урахуванням того, що для вільного тіла в просторі $H=6$ (рисунок 2.1), **клас кінематичної пари** визначається за формулою

$$S_{КП} = 6 - H . \quad (2.1)$$

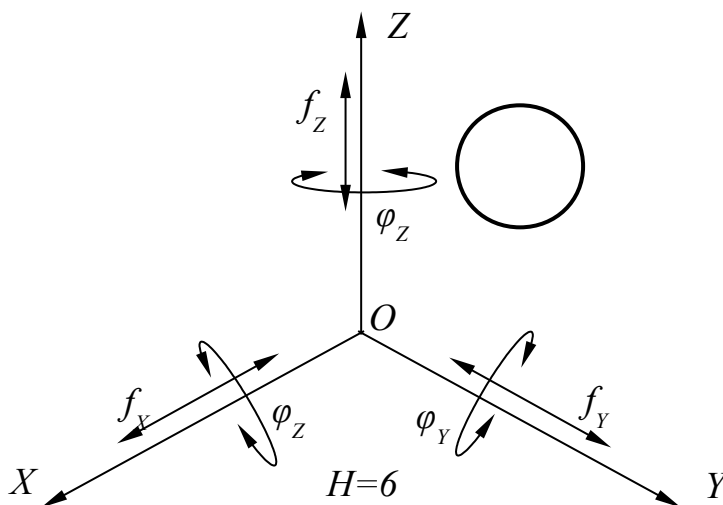


Рисунок 2.1 – До визначення кількості степенів вільності при переміщенні вільного тіла в просторі

При визначенні класу кінематичних пар доцільно використовувати матриці, елементами яких є можливі лінійні f і кутові φ рухомості ланок відносно осей координат OX , OY , OZ – матриці рухомості. Тоді клас кінематичної пари $S_{КП}$ буде дорівнювати кількості нулів у матриці.

Наприклад, для вільного тіла (рисунок 2.1) така матриця буде мати вид

$$H = \|f_x, f_y, f_z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z\|. \quad (2.2)$$

На рисунку 2.2 показана кінематична пара, що утворена рухомою ланкою 1 і стояком 2 (площиною XOY). Із запису матриці рухомості для ланки 1 видно, що така КП є кінематичною парою I класу.

Приклади позначень кінематичних пар за ГОСТ 2770 – 68 (СТ РЕВ 2519 – 80) наведені в таблиці 2.1.

Назва КП	$H = \ f_x, f_y, 0, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z\ $ Рисунок	Клас КП	Умовні позначення КП (2.3)
Поступальна		V	
Обертальна		V	
Циліндрична		IV	
Сферична з пальцем		IV	
Сферична		III	

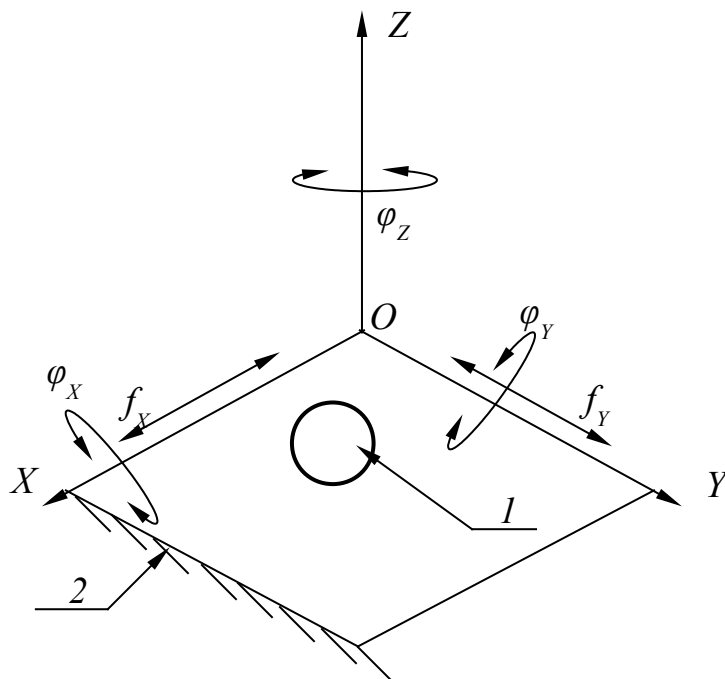


Рисунок 2.2 – Визначення класу кінематичної пари куля - площина

Постійне перебування елементів КП в контакті забезпечується геометричним або силовим замиканням. **Геометричне замикання** здійснюється відповідною формою елементів ланок КП або конструкцією кінематичної пари. **Силове замикання** забезпечується силами пружності пружини, ваги ланок тощо.

2.2 Кінематичні ланцюги і з'єднання

При виконанні досліджень з використання умовних позначень ланок і кінематичних пар складаються кінематичні схеми механізмів. **Кінематична схема механізму** – це масштабне зображення механізму, на якому ланки позначаються цифрами, а кінематичні пари і точки на ланках-буквами.

Кінематичний ланцюг – це система ланок та утворених ними кінематичних пар. Таким чином, механізм може розглядатися як кінематичний ланцюг (КЛ), у якому положення всіх ланок можуть бути визначені при заданні координат початкової ланки.

Ланка, якій приписується одна або декілька узагальнених координат, називається **початковою** (тобто положення всіх ланок механізму починається із знаходження положень початкової ланки). **Узагальненими координатами механізму** називаються незалежні між собою лінійні або кутові координати, які визначають положення всіх ланок механізму відносно стояка.

Відповідно до певних ознак серед КЛ відрізняють:

1) плоскі і просторові КЛ.

Плоским називають КЛ, у якому всі точки ланок рухаються в одній або паралельних площинах (рисунок 2.3). **Просторовим** називають КЛ, у якому точки ланок рухаються в різних непаралельних площинах (рисунок 2.4);

2) прості і складні КЛ.

Простим називається КЛ, у якому кожна ланка утворює не більше двох КП (рисунок 2.4). Якщо хоча б одна ланка КЛ утворює більше двох КП, то він вважається **складним** (рисунок 2.3);

3) замкнуті і відкриті КЛ.

У **замкнутому** КЛ усі ланки утворюють не менше двох КП. У **відкритому** КЛ є хоча б одна ланка, що утворює лише одну КП (рисунок 2.4).

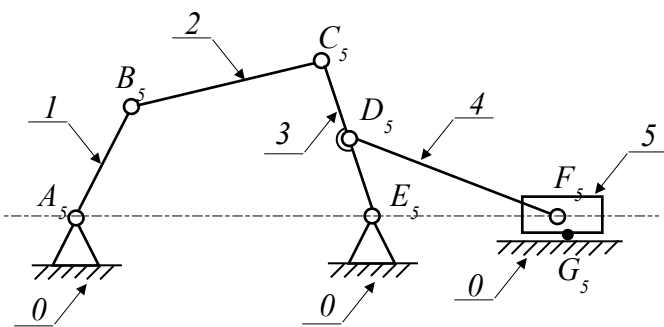


Рисунок 2.3 – Кінематична схема механізму привода

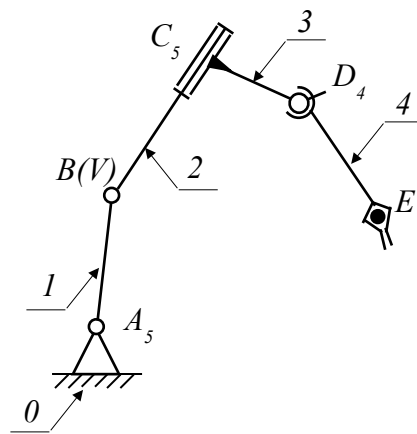


Рисунок 2.4 – Кінематична схема механізму маніпулятора

У деяких випадках кінематичні пари $I...IV$ класів доцільно замінювати еквівалентними відкритими кінематичними ланцюгами, ланки яких утворюють тільки пари V класу – **кінематичними з'єднаннями**. На рисунку 2.5 показано послідовне з'єднання чотирьох ланок, що утворюють три обертальні КП V класу, осі яких перетинаються в одній точці. За характером відносного руху ланок таке кінематичне з'єднання замінює сферичну КП.

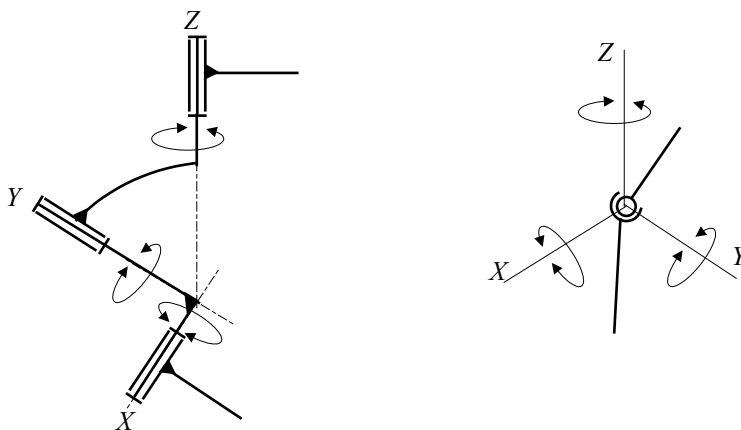


Рисунок 2.5 – Приклад утворення кінематичного з'єднання

2.3 Структурні формули механізмів

Загальні закономірності в структурі (будові) будь-яких механізмів, які пов'язують число ступенів рухомості механізму W з числом ланок, а також кількістю і видом кінематичних пар, називаються структурними формулами. **Число ступенів рухомості механізму W** – це кількість ступенів вільності ланок кінематичного ланцюга механізму відносно стояка.

Для визначення W просторових механізмів застосовується структурна формула професора А.П.Малишева

$$W = 6 \cdot n - \sum_{i=1}^5 i \cdot p_i, \quad (2.4)$$

де n – кількість рухомих ланок механізму;

p_i – число КП i – го класу;

$\sum_{i=1}^5 i \cdot p_i$ – загальне число накладених зв'язків від усіх КП, що утворюють ланки механізму;

$$\sum_{i=1}^5 i \cdot p_i = p_1 + 2 \cdot p_2 + 3 \cdot p_3 + 4 \cdot p_4 + 5 \cdot p_5. \quad (2.5)$$

Остаточно формула (2.4) записується в такому вигляді:

$$W = 6 \cdot n - (p_1 + 2 \cdot p_2 + 3 \cdot p_3 + 4 \cdot p_4 + 5 \cdot p_5). \quad (2.6)$$

Для визначення W плоских механізмів застосовується структурна формула професора П.Л.Чебишева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4. \quad (2.7)$$

Між ступенями рухомості механізмів і визначеністю руху їх ланок існує зв'язок. Відомо, що положення всього твердого тіла, що вільно рухається в просторі, визначається шістьма незалежними (узагальненими) координатами. На рисунку 2.6 подана кінематична схема плоского чотириланкового механізму, ланки якого (кривошип 1, шатун 2, коромисло 3, стояк 0) утворюють обертальні кінематичні пари V класу.

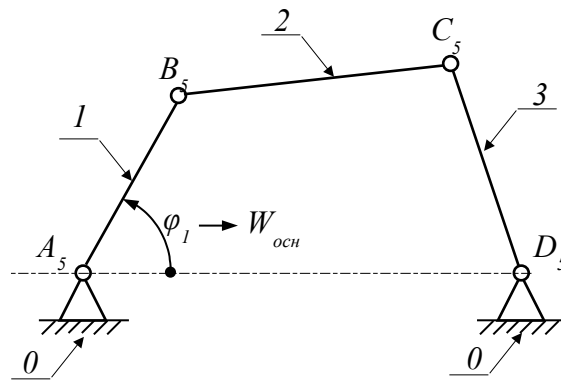


Рисунок 2.6 – Кінематична схема плоского чотириланкового механізму

Ступінь рухомості з формули (2.7) для такого кінематичного ланцюга ($n=3$; $p_5=4$; $p_4=0$)

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

Очевидно, що при заданому кутовому переміщенні ланки 1, 2 і 3 будуть мати цілком визначений рух. У такому випадку для чотиріланкового механізму кривошип 1 є початковою ланкою, а узагальненою координатою – кут обертання φ_1 , якому відповідає одна основна рухомість $W_{осн}$.

На рисунку 2.7 наведена кінематична схема плоского п'ятиланкового механізму, ланки якого (кривошип 1, шатуни 2 і 3, коромисло 4, стояк 0) утворюють обертальні кінематичні пари V класу.

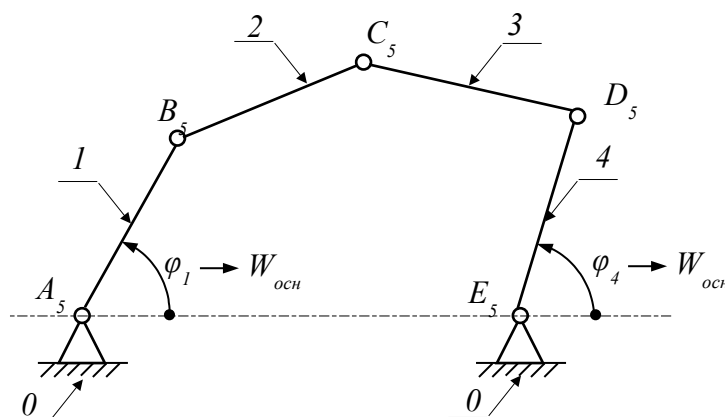


Рисунок 2.7 – Кінематична схема плоского п'ятиланкового механізму

Ступінь рухомості з формули (2.7) для такого кінематичного ланцюга ($n=4$; $p_5=5$; $p_4=0$)

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 0 = 2.$$

У такому механізмі тільки при заданні кутових переміщень ланок 1 і 4, ланки 2 і 3 будуть мати цілком визначений рух. У такому випадку для чотириланкового механізму кривошип 1 і коромисло 4 є початковими ланками, а узагальненими координатами – кути обертання φ_1 і φ_4 , яким відповідають дві основні рухомості $W_{осн}$.

Розглянемо кінематичну схему просторового чотириланкового механізму (рисунок 2.8), у якому ланки утворюють дві обертальні КП V класу (кривошип 1 - стояк 0, коромисло 3 - стояк 0) і дві сферичні КП III класу (кривошип 1 - шатун 2, коромисло 3 - шатун 2).

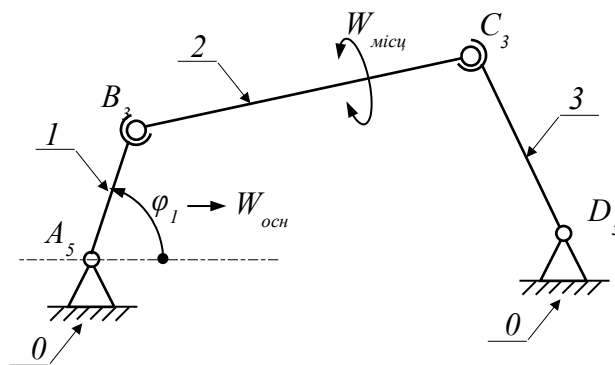


Рисунок 2.8 – Кінематична схема просторового чотириланкового механізму

Ступінь рухомості з формули (2.7) для такого кінематичного ланцюга ($n=3$; $p_3=2$; $p_5=2$)

$$W = 6 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 \cdot 5 = 2.$$

Ступінь рухомості такого механізму визначається узагальненою координатою φ_1 (основна рухомість $W_{осн}$) і можливістю обертання шатуна 2 навколо власної осі (місцева рухомість $W_{місц}$).

Таким чином, ступінь рухомості кінематичного ланцюга складається з основних рухомостей (відповідає числу узагальнених координат) і місцевих рухомостей ланок.

2.4 Класифікація механізмів за структурними ознаками

Основний принцип утворення механізмів, який уперше був сформульований російським ученим Л.В. Ассуром (1914 р.), розкриває метод утворення механізмів шляхом послідовного приєднання кінематичних ланцюгів з нульовим ступенем рухомості, а також становить основу для раціональної класифікації механізмів. Цей принцип полягає в тому, що більшість механізмів можливо отримати шляхом послідовного приєднання до початкової ланки та стояка кінематичних ланцюгів з певними структурними властивостями.

Як приклад розглянемо послідовність утворення шести-ланкового механізму привода, що показаний на рисунку 2.3. Для цього кінематичний ланцюг, утворений стояком 0 і кривошипом 1 (рисунок 2.9, а) умовно позначимо як **механізм 1-го класу**. Ступінь рухомості такого КЛ (при $n=1$, $p_5=1$, $p_4=0$) за формулою (2.7)

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

Приєднаємо до кривошипа 1 і стояка 0 кінематичний ланцюг шатун 2 – коромисло 3. Ступінь рухомості отриманого КЛ $6 - 1 - 2 - 3 - 6$ (рисунок 2.9, б) за формулою (2.7) при $n=3$,

$$p_5=4, p_4=0$$

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

Остаточно механізм приводу отримується після приєднання до коромисла 3 і стояка 6 кінематичного ланцюга шатун 4 – повзун 5 (рисунок 2.9, в). Для такого механізму $n=5$, $p_5=7$, $p_4=0$. Його ступінь рухомості за формулою (2.7)

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Видно, що в кожному випадку приєднання КЛ 2 - 3 і 4 – 5 не змінювало рухомість остаточно отриманого кінематичного ланцюга, а тільки забезпечувало потрібні рухи відповідних ланок. Таким чином, ступінь рухомості КЛ 2 - 3 і 4 – 5 дорівнює нулю (за формулою (2.7) після умовного приєднання їх вільних елементів до стояка).

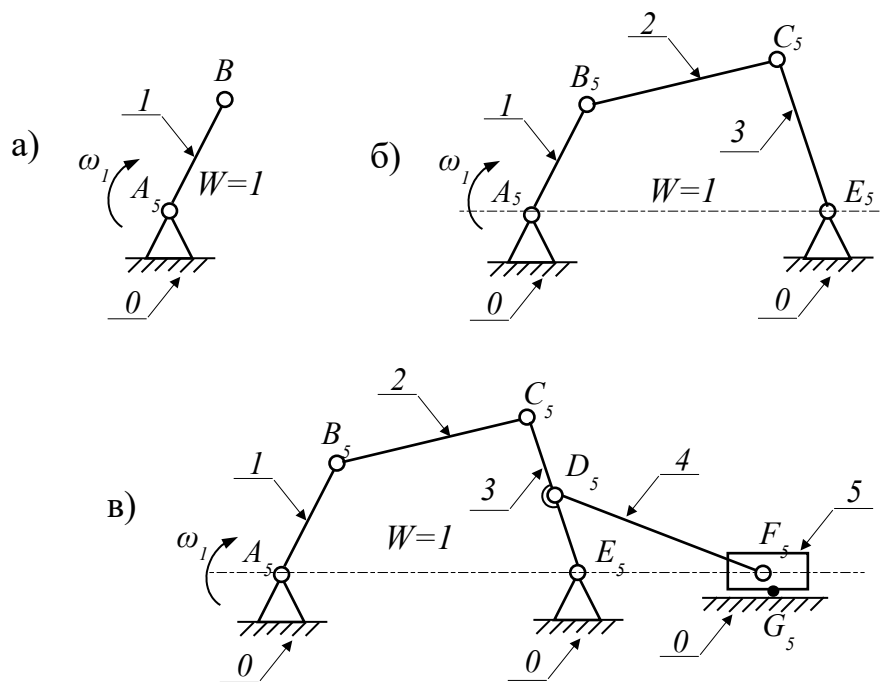


Рисунок 2.9 – Утворення шестиланкового механізму приводу

Кінематичний ланцюг, який після приєднання його

вільними елементами до інших ланок механізму не змінює його ступінь рухомості і який не можна роз'єднати на більш прості кінематичні ланцюги з нульовим ступенем рухомості, називається структурною групою або групою Ассура.

Тоді основний принцип утворення механізмів може мати таке визначення: **більшість механізмів можна отримувати шляхом послідовного приєднання до механізму 1-го класу структурних груп.**

Структурні групи (СГ) плоских механізмів задовольняють умову

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 0 . \quad (2.8)$$

Клас структурної групи визначається за найвищим класом контуру, що входить до його складу. **Клас контуру** визначається кількістю кінематичних пар, до складу яких входять ланки, що його утворюють (рисунок 2.10).

Порядок структурної групи визначається кількістю елементів, якими група приєднується до основного механізму.

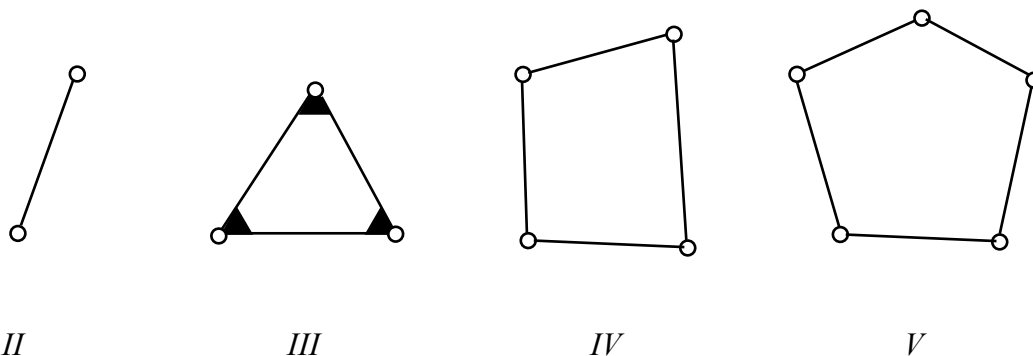


Рисунок 2.10 – Приклади класів контурів

Згідно з тим, що в плоских механізмах усі КП IV класу можна замінити КП V класу, умову (2.8) можна записати у такому вигляді:

$$3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 0 .$$

Звідки

$$p_5 = \frac{3}{2}n. \quad (2.9)$$

Оскільки числа ланок і КП можуть бути тільки цілими, то умові (2.9) будуть відповідати такі співвідношення n і p_5 :

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

Приклади структурних груп 2 (перших трьох видів з п'яти існуючих), 3 і 4 класів наведені на рисунках 2.11...2.13.

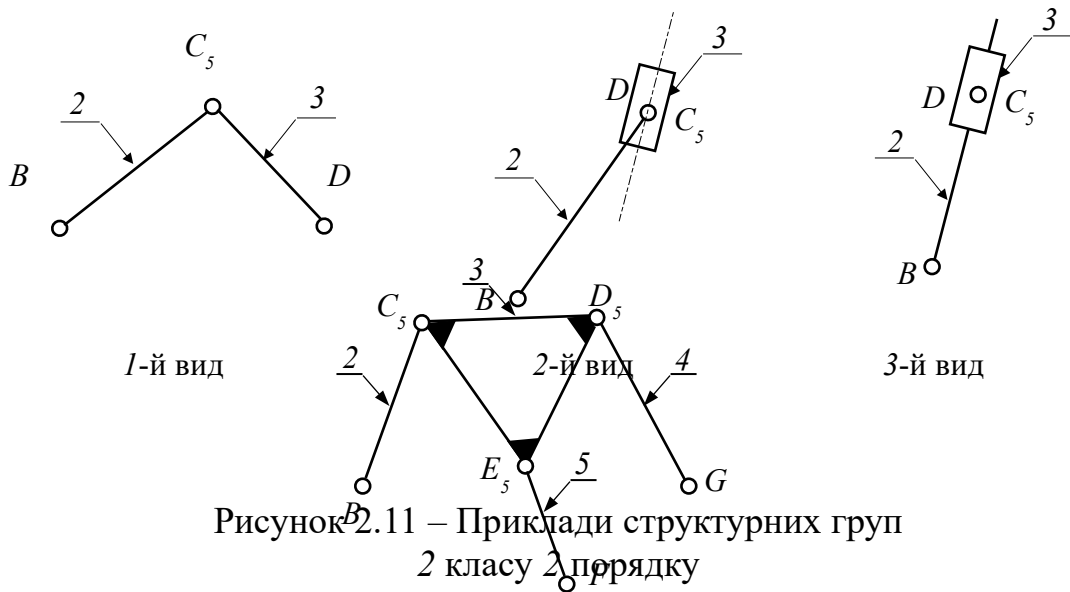
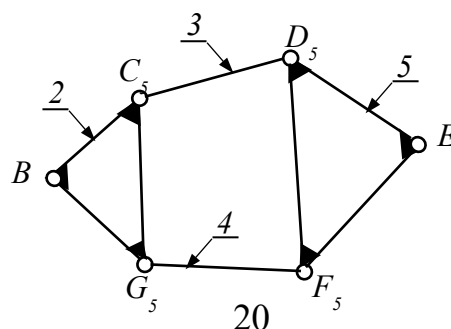


Рисунок 2.12 – Приклад структурних груп 3 класу 3 порядку



Таким чином, до складу СГ може входити тільки парна кількість ланок.

Клас механізму визначається найвищим класом СГ, що входять до його складу.

Склад і послідовність приєднання структурних груп механізму доцільно описувати **формулою будови механізму**. Наприклад, формула будови для шестиланкового механізму привода (рисунок 2.3) буде мати вигляд

$$I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5), \quad (2.10)$$

де I – механізм 1-го класу;

II – клас послідовно приєднаних структурних груп;

$1...5$ – вказані в дужках номери ланок, що входять до механізму 1-го класу і структурних груп.

2.5 Основи проектування раціональних механізмів

Слід відзначити, що виведення формул А.П. Малишева (2.6) і П.Л. Чебишева (2.7) виконувалось для ідеальних механізмів, ланки яких виготовлені абсолютно точно і складаються без деформування. Розміри ланок і форми елементів КП реальних механізмів забезпечуються з певною точністю, яка обумовлена можливостями технологічного

обладнання. Ці фактори обумовлюють появу в загальній кількості зв'язків, що накладаються КП, деякого числа надлишкових (повторних) зв'язків q , які, не змінюючи рухомості механізму, дублюють інші зв'язки і перетворюють його на статично невизначену систему.

Механізми, у яких відсутні надлишкові зв'язки ($q = 0$), називаються **самовстановлюваними або раціональними**.

Механізми, які мають надлишкові зв'язки, називаються **статично невизначеними** і проведення їх складання неможливе без деформування ланок.

До негативних наслідків прояву надлишкових зв'язків у механізмах при їх виготовленні та експлуатації слід віднести такі:

1) неможливість забезпечення теоретично точних законів руху вихідних ланок;

2) певні вимоги до точності виготовлення ланок і їх складання обумовлюють підвищені витрати на виробництво та ремонт таких механізмів;

3) утворення КП з деформуванням ланок визначає в експлуатації інтенсивне зношення їх елементів.

Тому в сучасній постановці вибір структури механізмів необхідно здійснювати не тільки за функціональних умов (перетворення одного виду руху в потрібний рух), але і з урахуванням вимог щодо забезпечення раціональної технології виготовлення та складання, збереження потрібних характеристик функціонування і надійної роботи механізмів при пружних деформаціях ланок і зношуванні кінематичних пар у процесі експлуатації.

У такій постановці задача проектування механізмів з оптимальною структурою зводиться до пошуку відповідного варіанта структури, при якому забезпечується умова $q=0$.

Слід відзначити, що на цей час розроблено теоретичну базу (праці О.П. Малишева, О.Г. Озола, Х.І. Гохмана, Л.М. Решетова, С.М. Кожевникова) і накопичено практичний досвід для проектування механізмів з оптимальною структурою. Найбільш універсальною є методика визначення й усунення

надлишкових зв'язків q при виборі структури механізмів, яка запропонована професором Л.М.Решетовим.

Методика передбачає використання відомих структурних формул О.П.Малишева, О.Г.Озола і Х.І.Гохмана для визначення q і побудови схем (матриць) рухомостей в незалежних контурах, що утворюють ланки і КП механізму для вибору варіанта усунення надлишкових зв'язків.

Структурні формули для визначення q у записі професора Л.М. Решетова наведені нижче.

Формула О.П. Малишева

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1, \quad (2.11)$$

де W - ступінь рухомості механізму, яка складається з основної рухомості (відповідає числу узагальнених координат) і місцевих рухомостей ланок.

Формула О.Г. Озола

$$q = W + 6k - f, \quad (2.12)$$

де W - ступінь рухомості механізму;

k – кількість незалежних контурів ланок у механізмі, визначається за формулою Х.І. Гохмана

$$k = P_{\Sigma} - n = p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 - n; \quad (2.13)$$

f – загальна рухомість кінематичних пар

$$f = p_5 + 2p_4 + 3p_3 + 4p_2 + 5p_1. \quad (2.14)$$

Методика передбачає таку послідовність дій:

- 1) для механізму, що розглядається, визначаються: n , p_5 , p_4 , p_3 , p_2 , p_1 , W ;
- 2) виконується розрахунок q за формулою О.П.

Малишева;

3) будуються схеми (матриці) рухомостей для кожного (відповідно до числа k) з незалежних контурів ланок. При цьому загальна рухомість розкладається за осями обраної системи координат і розглядається як арифметична сума

$$f = f_x + f_y + f_z + \varphi_x + \varphi_y + \varphi_z, \quad (2.15)$$

де f_x, f_y, f_z – доданки лінійних рухомостей вздовж осей X, Y, Z ;
 $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ – доданки кутових рухомостей навколо осей X, Y, Z .

4) виконується аналіз схем рухомостей у кожному з контурів і приймається рішення з усунення надлишкових зв'язків. При цьому слід урахувувати, що відсутність у контурі хоча б однієї кутової рухомості є ознакою надлишкового зв'язку і відповідних ускладнень (наприклад, складання з натягами). З другого боку, лінійні наближення ланок при складанні можуть відбуватися за рахунок обертання двох сусідніх ланок навколо осей, що перпендикулярні до лінійної рухомості, що відсутня. Тому відсутність деяких лінійних рухомостей може компенсуватися відповідними надлишковими кутовими рухомостями.

Розглянемо використання розглянутої методики для оптимізації структури кривошипно-шатунного механізму (КШМ), що широко використовується в сучасних технічних засобах транспорту (ДВЗ, компресорах). Кінематична схема механізму з традиційною структурою показана на рисунку 2.14, а. Механізм має три рухомі ланки – 1 - кривошип, 2 - шатун, 3 - поршень ($n=3$), ступінь рухомості $W=1$ (визначається узагальненою координатою φ_1). Ланки утворюють три обертові КП V класу – A_5, B_5, C_5 ($p_5=3$) і одну КП IV класу – D_4 ($p_4=1$).

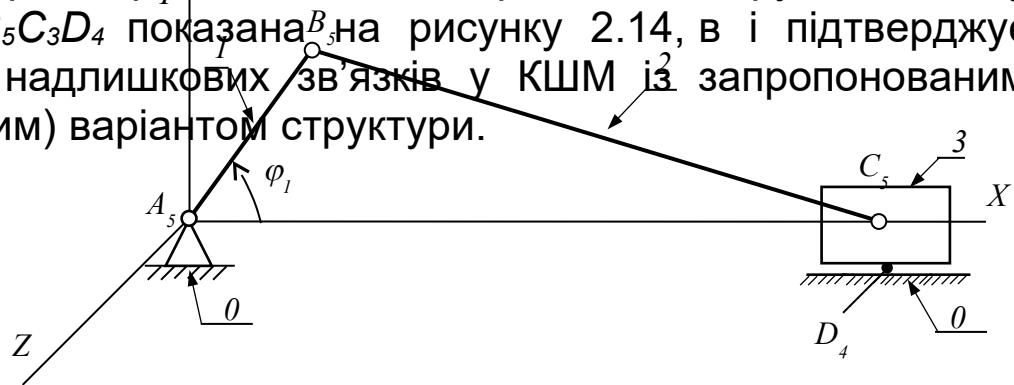
Визначення q за формулами О.П. Малишева і О.Г. Озола дає однакові результати – $q=2$, тобто механізм має два надлишкових зв'язки.

За формулою Х.І. Гохмана $k=1$ – ланки утворюють один незалежний контур $A_5B_5C_5D_4$. Відповідна схема рухомостей ($f=5$) показана на рисунку 2.14, б.

Видно, що відсутня лінійна рухомість f_y компенсується двома надлишковими кутовими рухомостями φ_z (що забезпечуються КП C_5 і B_5). Відсутні рухомості f_z і φ_y визначають наявність надлишкових зв'язків ($q=2$).

Усунення надлишкових зв'язків відбувається за рахунок збільшення рухомостей КП. У прикладі, що розглядається, одним з варіантів такого рішення є заміна КП V класу, що утворюється ланками 2 і 3 (C_5), на КП III класу – C_3 .

Для такого варіанта структури КШМ будемо мати: $n=3$, $W=1$, $p_5=3$, $p_4=1$, $p_3=1$, $k=1$, $f=7$ і $q=0$. Схема рухомостей у контурі $A_5B_5C_3D_4$ показана на рисунку 2.14, в і підтверджує відсутність надлишкових зв'язків у КШМ із запропонованим (оптимальним) варіантом структури.



б) Контур $A_5B_5C_5D_4$

$$\left\{ \begin{array}{l} f_x = I_D \quad \varphi_x = I_D \\ f_y = 0 \quad \varphi_y = 0 \\ f_z = 0 \quad \varphi_z = I_C + I_B + I_A \end{array} \right. \begin{array}{c} W \\ \uparrow \end{array}$$

в) Контур $A_5B_5C_3D_4$

$$\left\{ \begin{array}{l} f_x = I_D \quad \varphi_x = I_D + I_C \\ f_y = 0 \quad \varphi_y = I_C \\ f_z = 0 \quad \varphi_z = I_C + I_B + I_A \end{array} \right. \begin{array}{c} W \\ \uparrow \end{array}$$

- а) - традиційна кінематична схема КШМ;
- б) - схема рухомостей у контурі $ABCD$ при традиційній структурі;
- в) - схема рухомостей у контурі $ABCD$ для КШМ з оптимальною структурою (заміна КП C_5 на КП C_3).

Рисунок 2.14 – До оптимізації структури КШМ

2.6 Особливості складання заміних механізмів при дослідженні механізмів з вищими кінематичними парами

Для зручності проведення структурного аналізу механізмів з вищими кінематичними парами наявні вищі КП доцільно умовно замінювати КП з нижчими кінематичними парами. При цьому має виконуватися **умова структурної еквівалентності** – заміний механізм повинен мати такий же ступінь рухомості та забезпечувати незмінність характеру відносного руху.

На рисунку 2.15, а показаний триланковий механізм, у якому елементи рухомих ланок 1 і 2, що утворюють вищу КП IV класу C_4 , виконані у формі окружностей радіусів r_1 і r_2 з центрами D і E . Із стояком O ланки 1 і 2 утворюють обертальні КП V класу A_5 і B_5 . За формулою П.Л. Чебишева ступінь рухомості такого механізму

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

Незважаючи на те, що точка дотику C елементів ланок 1 і 2 змінює своє положення на площині, відстань DE залишається постійною - $DE = r_1 + r_2 = const$. Тому даному механізму

буде еквівалентним шарнірний чотириланковий механізм (рисунок 2.15, б). При цьому замінний механізм має три рухомі ланки ($n=3$), які утворюють чотири КП V класу - A_5, B_5, D_5, E_5 ($p_5=4$). За формулою П.Л.Чебишева ступінь рухомості такого механізму

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

Замінний механізм еквівалентний заданому і за співвідношенням кутових швидкостей ланок ω_1/ω_2 .

З порівняння механізмів, показаних на рисунках 2.15, а, б, видно, що у плоских механізмах вища кінематична пара IV класу еквівалентна одній ланці і двом обертальним кінематичним парам V класу.

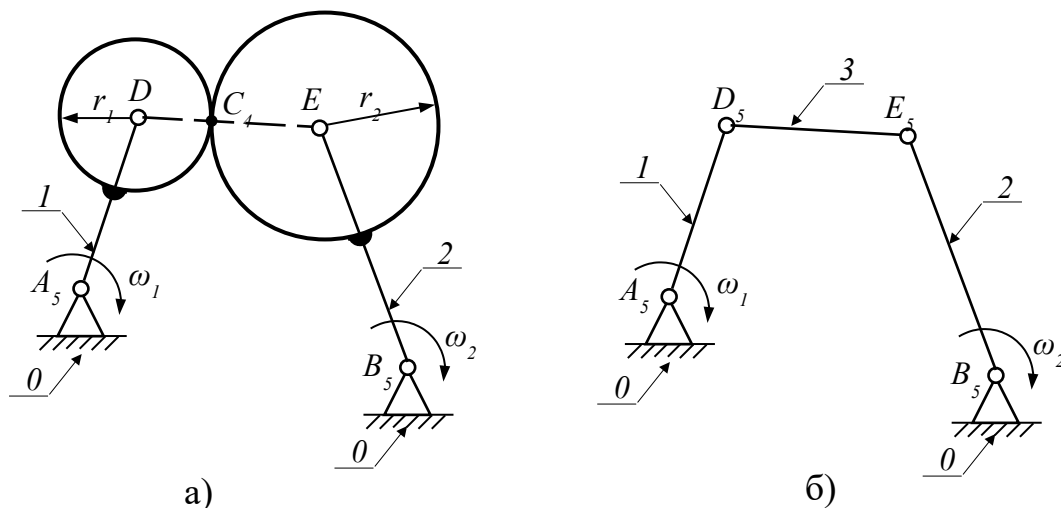


Рисунок 2.15 – До утворення замінного механізму

Такий спосіб заміни механізмів застосовується і тоді, коли елементи вищої КП, що мають спільну точку дотику, окреслюються кривими змінних радіусів кривизни. Однак у таких випадках кожному положенню заданого механізму буде відповідати «миттєвий» замінний еквівалентний механізм з миттєвими центрами кривизни, що відповідають точці дотику.

Таким чином, для заміни вищої КП на нижчу потрібно ввести додаткову ланку, центри двох елементів якої розміщуються у центрах кривизни елементів ланок, що утворюють вищу КП, і утворити дві обертальні кінематичні пари V класу з'єднанням додаткової ланки з ланками, які утворювали вищу КП.

На рисунку 2.16, а, б наведено приклади заміни механізмів з вищими КП (кулачкових механізмів) еквівалентними механізмами.

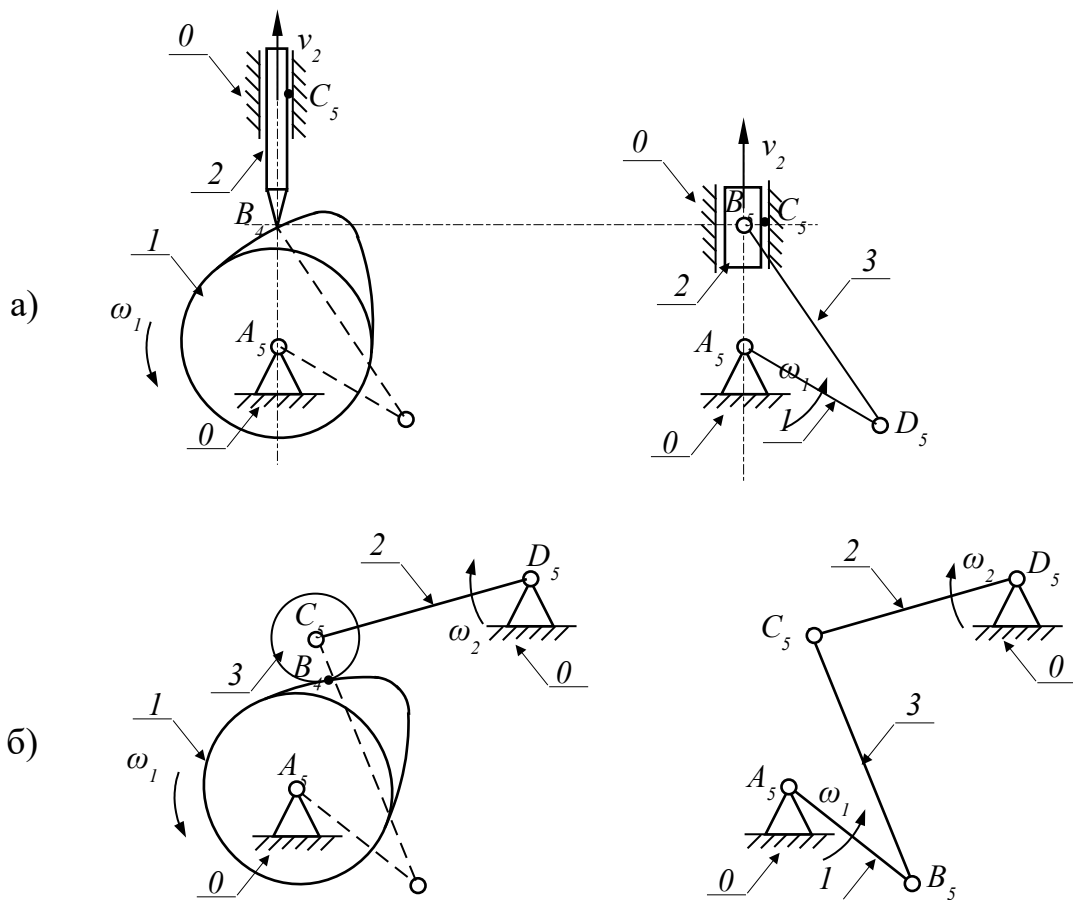


Рисунок 2.16 – Приклади складання замінних механізмів з нижчими КП

2.7 Загальна методика виконання структурного аналізу механізмів

1 Визначається ступінь рухомості механізму. Якщо ланки механізму утворюють вищу КП, то вони умовно замінюються КП V класу. При цьому окремо викреслюється схема еквівалентного замінного механізму.

2 Виділяється початкова ланка, що утворює із стояком механізм 1-го класу.

3 У механізмі виділяються структурні групи. Це доцільно починати з ланок і КП, що найбільш віддалені від початкової ланки. При цьому від'єднання починається зі структурних груп 2-го класу. Процедура відокремлення СГ обов'язково супроводжується перевіркою ступеня рухомості частини КЛ механізму, що залишилася (W змінюватися не повинен). Якщо спроба відокремлення структурних груп 2 класу не дає позитивного результату, переходять до відокремлення структурних груп 3 класу (потім 4 класу).

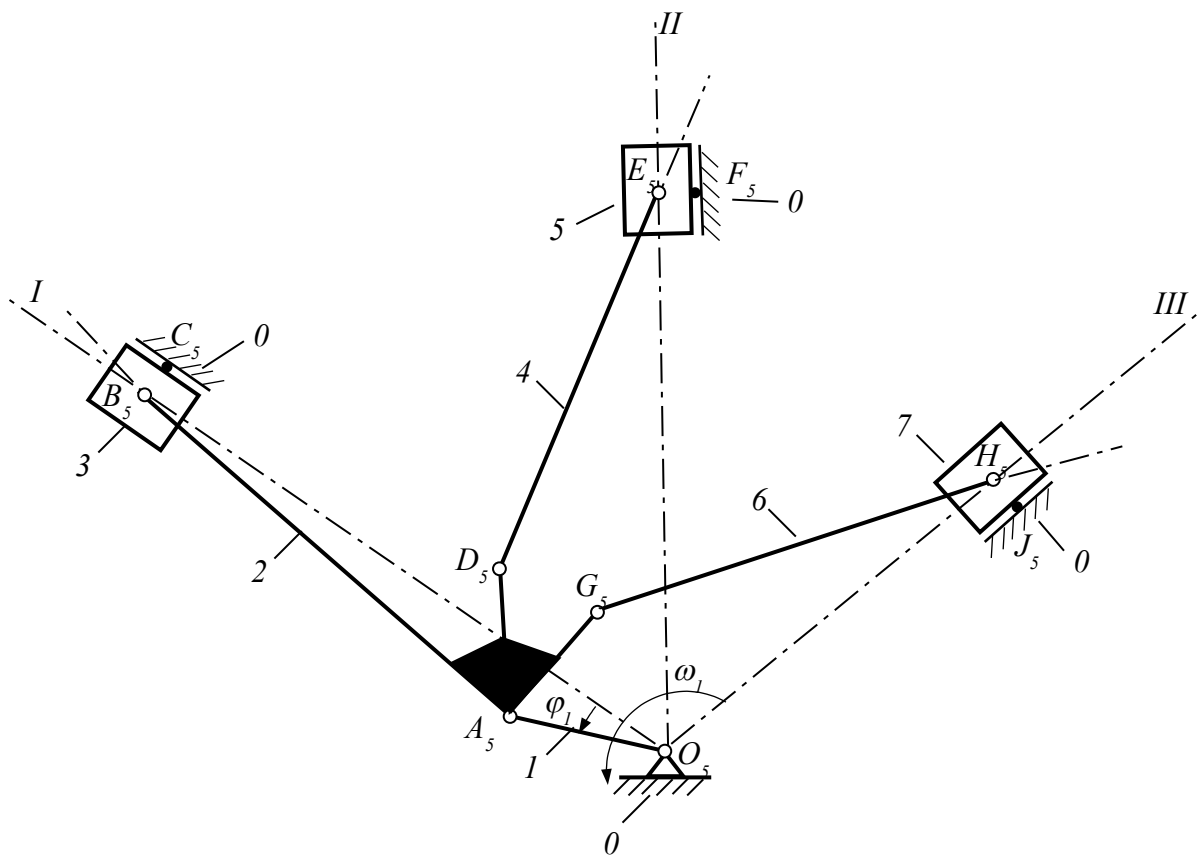
4 Визначається клас і порядок СГ і клас механізму.

5 Записується формула будови механізму.

Як приклад розглядається проведення структурного аналізу W -подібного кривошипно-шатунного механізму локомотивного повітряного поршневого компресора (рисунок 2.17). Даний механізм складається з семи рухомих ланок ($n = 7$) і стояка O , які утворюють десять кінематичних пар V класу ($p_5=10$): $O_5 (0, 1)$; $A_5 (1, 2)$; $B_5 (2, 3)$; $C_5 (3, 0)$; $D_5 (2, 4)$; $E_5 (4, 5)$; $F_5 (5, 0)$; $G_5 (2, 6)$; $H_5 (6, 7)$; $J_5 (7, 0)$. Приймаючи такий плоский механізм за ідеальний визначається ступінь його рухомості за формулою П.Л. Чебишева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Далі механізм розкладається на структурні групи. Механізм 1-го класу утворений ланками 1 і 0. Спочатку відокремлюється КЛ, що складається з ланок 6 і 7 (СГ 2 класу, 2 виду, 2 порядку). Для частини КЛ, що залишилась, $n=5$, $p_5=7$, $W=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$. Далі відокремлюється КЛ, що складається з ланок 4 і 5 (СГ 2 класу, 2 виду, 2 порядку). Для частини КЛ, що залишилась, $n=3$, $p_5=4$, $W=3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$. І останнім відокремлюється КЛ, що складається з ланок 2 і 3 (СГ 2 класу, 2 виду, 2 порядку). Таким чином, W -подібний кривошипно-шатунний механізм локомотивного повітряного поршневого компресора належить до механізму 2-го класу.



I – лівий циліндр низького тиску; *II* – циліндр високого тиску;

III – правий циліндр низького тиску; *1* – кривошип;

2, 4, 6 – шатуни; 3, 5, 7 – поршні; 0 – стояк

Рисунок 2.17 - Кінематична схема W - подібного КШМ повітряного поршневого компресора:

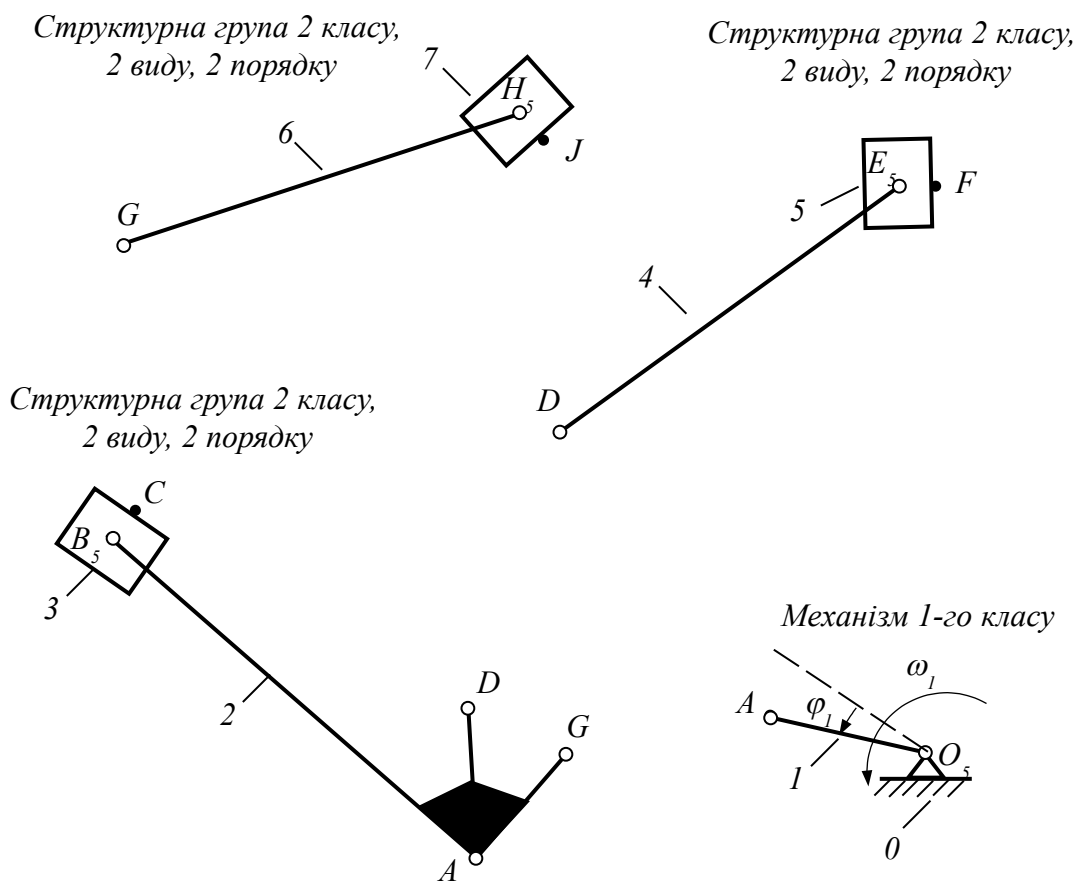
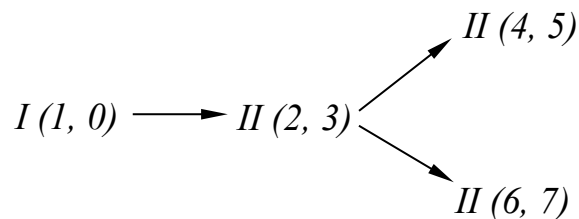


Рисунок 2.18 – Виділення структурних груп *W*- подібного КШМ повітряного поршневого компресора

Для такого механізму формула будови буде мати вигляд



3 СУЧАСНІ МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ

3.1 Сучасні підходи до проведення кінематичного аналізу механізмів

Кінематичний аналіз механізмів полягає у визначенні руху їх ланок за заданим рухом початкових ланок.

Відповідно до цього основними завданнями кінематичного дослідження механізмів є:

- 1) визначення положень ланок механізму, знаходження переміщень окремих рухомих ланок і побудування траєкторій окремих точок механізму;
- 2) визначення швидкостей окремих рухомих ланок і точок механізму;
- 3) визначення прискорень окремих рухомих ланок і точок механізму.

Кінематичний аналіз складних кінематичних ланцюгів механізмів виконується окремо за структурними групами, починаючи з найближчих до початкових ланок. Тому при

проведенні кінематичного дослідження повинні задаватися кінематична схема механізму (з необхідними розмірами ланок), а також закони руху точок приєднання структурних груп до початкових ланок у вигляді відповідних рівнянь: $\varphi = f(t)$ - для початкових ланок, що здійснюють обертальний рух, $S = f(t)$ - для початкових ланок, що здійснюють поступальний рух.

При проведенні кінематичного аналізу механізму розглядається рух його ланок без урахування сил, що діють на ланки та інерційних параметрів ланок (мас, моментів інерції). За результатами таких досліджень встановлюється відповідність кінематичних параметрів заданим умовам роботи механізму, визначаються величини інерційних навантажень (сил інерції, моментів сил інерції), а також потужність привода механізму.

Більшість механізмів, що складають механічні системи сучасних технічних засобів, є циклічними, тобто здійснюють періодичний рух. Під **періодом руху** розуміється проміжок часу, після закінчення якого механізм повертається у початкове положення, а його кінематичні параметри набувають початкових значень. Після цього рух механізму здійснюється за тими ж самими законами. Таким чином, **кінематичне дослідження достатньо проводити для одного періоду руху механізму.**

При дослідженні кінематики сучасних механізмів використовуються графічні, графоаналітичні та аналітичні методи.

Завдяки простоті реалізації та наочності широкого розповсюдження набули **графічні методи** кінематичних досліджень. При розв'язанні багатьох прикладних задач з визначення положень ланок, швидкостей та прискорень точок і ланок механізмів вони забезпечують прийнятну точність результатів. До основних недоліків таких методів можна віднести:

- складність застосування таких методів при необхідності виконання великої кількості одноманітних побудовань;

- неможливість визначення прискорень рухомих ланок і точок у крайніх положеннях механізму;
- неможливість визначення напрямків швидкостей та прискорень окремих точок рухомих ланок механізмів.

У практиці проведення інженерних досліджень руху механізмів досить розповсюдженим є **графоаналітичний метод**, який оснований на побудованні планів швидкостей та прискорень. Перевагою такого методу є те, що з планів швидкостей та прискорень одержуються як величини, так і напрямки швидкостей та прискорень заданих точок механізму. У той же час застосування графоаналітичного методу при проведенні дослідження кінематики механізму за цикл його руху стає досить трудомістким.

Суттєву перевагу над першими двома методами **мають аналітичні методи** кінематичного дослідження, які базуються на тому, що лінійні та кутові координати, швидкості та прискорення ланок визначаються у вигляді аналітичних залежностей, які містять кінцеве число алгебраїчних або тригонометричних операцій. При розв'язанні широкого кола наукових задач такі методи вважаються єдино можливими. У першу чергу це стосується досліджень динаміки механізмів, які виконуються з використанням аналітичних описів закономірностей руху ланок.

Особливості застосування графічного і графоаналітичного методів для дослідження кінематики механізмів достатньо висвітлені в розробленому на кафедрі «Механіка і проектування машин» методичному забезпеченні лабораторного практикуму та курсового проектування з дисципліни «Прикладна механіка».

3.2 Аналітичні методи кінематичного аналізу механізмів

При проведенні аналітичного дослідження кінематики

механізмів доцільно використовувати аналоги швидкостей та прискорень (Л.В. Ассур). Це пояснюється тим, що для заданої кінематичної схеми механізму аналоги швидкостей і прискорень є функцією тільки узагальненої координати і не залежать від швидкості руху початкової ланки. Тобто дослідження можливо проводити геометричними методами. Крім цього, аналоги швидкості та прискорення дають можливість порівняння законів руху ланок і вибору оптимального варіанта конструкції механізму для забезпечення заданих умов роботи.

Як узагальнена координата розглядається координата положення початкової ланки – кут φ_1 повороту кривошипа або лінійне переміщення S_1 повзуна.

Відомо, що швидкість будь-якої точки ланки j , що здійснює поступальний рух, є першою похідною переміщення ланки за часом

$$v_j = \dot{S}_j = \frac{dS_j}{dt}. \quad (3.1)$$

Після помноження і поділення на $d\varphi_1$ рівняння (3.1)

$$v_j = \frac{dS_j}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \frac{dS_j}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}, \quad (3.2)$$

де $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ - кутова швидкість обертання початкової ланки (кривошипа);

$\frac{dS_j}{d\varphi_1} = S_j' = v_{qj}$ - аналог лінійної швидкості будь-якої точки ланки j , що здійснює поступальний рух.

Рівняння (3.2) можна записати в такому вигляді:

$$v_j = v_{qj} \cdot \omega_1. \quad (3.3)$$

Аналог лінійної швидкості v_q – це перша похідна лінійних переміщень за узагальненою координатою. При $\omega_1 = 1$ рад/с v_q чисельно дорівнює лінійній швидкості ланки. Розмірність аналогів лінійної швидкості – [м/рад].

Аналогічно записується рівняння (3.3) для ланки j , що здійснює обертальний рух,

$$\omega_j = \frac{d\varphi_j}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_j}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \varphi_j' \cdot \omega_1, \quad (3.4)$$

де $\varphi_j' = \frac{d\varphi_j}{d\varphi_1} = \omega_{qj}$ - аналог кутової швидкості ланки j , що здійснює обертальний рух.

$$\omega_j = \omega_{qj} \cdot \omega_1. \quad (3.5)$$

Аналог кутової швидкості ω_q – це перша похідна кутових переміщень за узагальненою координатою. При $\omega_1 = 1$ рад/с ω_q чисельно дорівнює кутовій швидкості ланки. Аналог кутової швидкості величина безрозмірна.

У загальному випадку аналоги швидкостей визначаються як відношення швидкостей ланок до швидкості початкової ланки

$$v_{qj} = \frac{v_j}{\omega_1}; \quad \omega_{qj} = \frac{\omega_j}{\omega_1}. \quad (3.6)$$

Тому аналоги швидкостей також називаються **передаточними функціями швидкості** механізмів.

Лінійне прискорення будь-якої точки ланки j , що здійснює поступальний рух, визначається з диференціювання рівняння (3.3)

$$a_j = \frac{dv_j}{dt} = \frac{d(S_j' \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{dS_j'}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + S_j' \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = S_j'' \cdot \omega_1^2 + S_j' \cdot \varepsilon_1, \quad (3.7)$$

де $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt}$ - кутове прискорення початкової ланки (кривошипа);

$S_j'' = \frac{d^2 S_j}{d\varphi_1^2} = a_{qj}$ - аналог лінійного прискорення будь-якої точки ланки j , що здійснює поступальний рух.

Рівняння (3.7) можна записати в такому вигляді:

$$a_j = a_{qj} \cdot \omega_1^2 + v_{qj} \cdot \varepsilon_1. \quad (3.8)$$

Аналог лінійного прискорення a_q – це друга похідна лінійних переміщень за узагальненою координатою. При $\omega_1 = 1 \text{ рад/с}$ a_q чисельно дорівнює лінійному прискоренню ланки. Розмірність аналогів лінійного прискорення – $[м/рад^2]$. При $\omega_1 = const$

$$a_j = a_{qj} \cdot \omega_1^2. \quad (3.9)$$

Кутове прискорення ланки j , що здійснює обертальний рух, визначається з диференціювання рівняння (3.4)

$$\varepsilon_j = \frac{d\omega_j}{dt} = \frac{d(\varphi'_j \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{d\varphi'_j}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + \varphi'_j \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = \varphi''_j \cdot \omega_1^2 + \varphi'_j \cdot \varepsilon_1, \quad (3.10)$$

де $\varphi''_j = \frac{d^2\varphi_j}{d\varphi_1^2} = \varepsilon_{qj}$ – аналог кутового прискорення ланки j , що здійснює обертальний рух.

Рівняння (3.10) можна записати в такому вигляді:

$$\varepsilon_j = \varepsilon_{qj} \cdot \omega_1^2 + \omega_{qj} \cdot \varepsilon_1. \quad (3.11)$$

Аналог кутового прискорення ε_q – це друга похідна кутових переміщень за узагальненою координатою. При $\omega_1 = 1 \text{ рад/с}$ ε_q чисельно дорівнює кутовому прискоренню ланки. Розмірність аналогів кутового прискорення – $[1/рад]$. При $\omega_1 = const$

$$\varepsilon_j = \varepsilon_{qj} \cdot \omega_1^2. \quad (3.12)$$

У залежності від складності будови плоских механізмів при проведенні аналітичного дослідження кінематичних характеристик їх ланок можуть застосовуватися такі методи:

1) для деяких механізмів з простою будовою розроблення математичних описів закономірностей руху їх ланок може проводитись безпосередньо за кінематичною схемою без

використання спеціальних підходів;

2) для плоских механізмів із складною будовою отримання математичних залежностей, що описують закономірності руху ланок, потребує використання спеціальних підходів (наприклад, методу проєкцій замкнених векторних контурів на координатні осі, який запропонував В.А. Зінов'єв).

Практичну реалізацію першого методу розглянемо на прикладі синусного механізму, кінематична схема якого показана на рисунку 3.1.

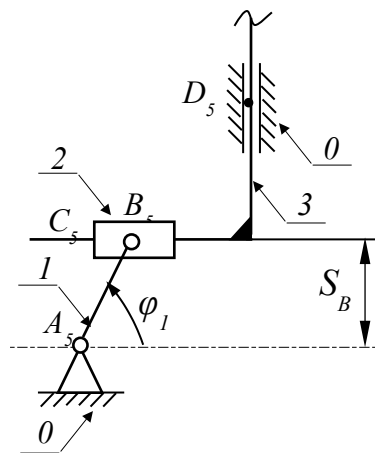


Рисунок 3.1 – Кінематична схема синусного механізму

Метою дослідження є розроблення аналітичних описів передаточних функцій положення, швидкостей та прискорень точки B , що належить ланці 2, у функції узагальненої координати φ_1 - $S_B \cdot v_{qB} \cdot a_{qB} = f(\varphi_1)$. При заданій довжині ланки 1 l_{AB} шукані залежності можуть бути записані в такому вигляді:

$$S_B = l_{AB} \cdot \sin \varphi_1, \quad (3.13)$$

$$v_{qB} = S'_B = l_{AB} \cdot \cos \varphi_1, \quad (3.14)$$

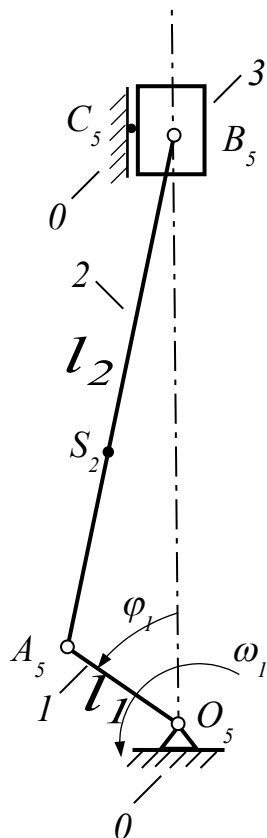
$$a_{qB} = S''_B = -l_{AB} \cdot \sin \varphi_1. \quad (3.15)$$

Для більш складних механізмів при проведенні кінематичного аналізу застосовуються спеціальні підходи.

Відповідно до методу В.А.Зінов'єва аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів можливо отримати, якщо умовно замінити дійсний механізм замкненим векторним контуром, який утворюють ланки механізму.

Особливості методу проєкції замкнених векторних контурів на координатні осі розглянуто нижче на прикладі дослідження кінематики ланок кривошипно-шатунного механізму (КШМ) руху сучасного транспортного двигуна внутрішнього згоряння.

Для отримання аналітичних залежностей виду $S_B, v_{qB}, a_{qB} = f(\varphi_1)$ для КШМ двигуна внутрішнього згоряння (рисунки 3.2) як початкові дані ураховуються l_1 - радіус кривошипа 1; l_2 - довжина шатуну 2.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень,
0 – елементи стоякових конструкцій

Рисунок 3.2 - Кінематична схема КШМ циліндрового модуля транспортного дизеля

Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей вводиться коефіцієнт

$$\lambda_1 = \frac{l_2}{l_1}.$$

Відповідно до прийнятого методу аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів механізму можна отримати із замкненого векторного контуру, який утворюють ланки такого механізму.

Тоді для КШМ необхідно розглянути векторний контур $OABCO$ в системі координат XOY , що утворений векторами \bar{l}_1 , \bar{l}_2 і \bar{Y}_B (рисунок 3.3), для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 = \bar{Y}_B. \quad (3.16)$$

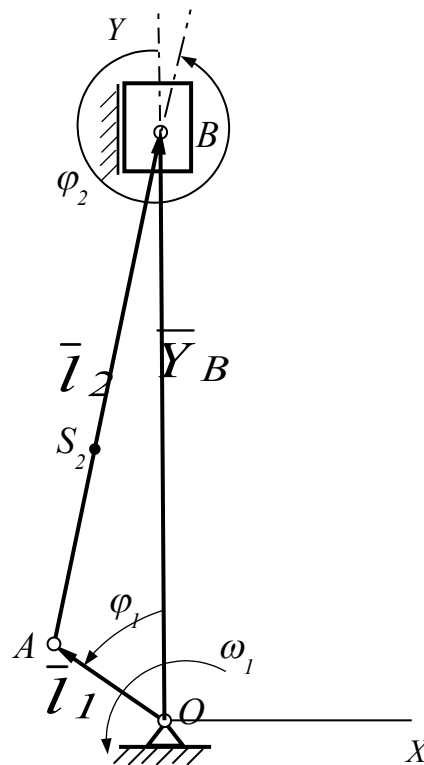


Рисунок 3.3 - До розглядання векторного контуру, утвореного ланками КШМ транспортного дизеля

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі OY і OX

$$l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 = Y_B, \quad (3.17)$$

$$l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0. \quad (3.18)$$

Величина поточного значення кута φ_2 з рівняння (3.18)

$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{\sin \varphi_1}{\lambda_1}\right). \quad (3.19)$$

Поточне переміщення поршня 3 відносно положення в.м.т. з рівняння (3.17)

$$S_B = l_1 \cdot [(1 - \cos \varphi_1) + \lambda_1 \cdot (1 - \cos \varphi_2)]. \quad (3.20)$$

З диференціювання рівняння (3.18) за $d\varphi_1$ аналог кутової швидкості шатуна 2

$$\omega_{q2} = -\frac{\cos \varphi_1}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (3.21)$$

З диференціювання рівняння (3.20) за $d\varphi_1$ поточна величина аналогів швидкості поршня 3

$$v_{qB} = l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\cos \varphi_2}. \quad (3.22)$$

З подвійного диференціювання рівняння (3.18) за $d\varphi_1$ аналог кутового прискорення шатуна 2

$$\varepsilon_{q2} = \frac{\sin \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \sin \varphi_2}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (3.23)$$

З диференціювання рівняння (3.22) за $d\varphi_1$ поточні величини аналогів прискорення поршня 3

$$a_{qB} = l_1 \cdot (\cos \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \varepsilon_{q2} \cdot \sin \varphi_2 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \cos \varphi_2). \quad (3.24)$$

При визначенні дійсних значень лінійних і кутових швидкостей та прискорень ланок за відомими величинами їх аналогів слід використовувати формули (3.3), (3.5), (3.8) і (3.10).

Як приклад практичної реалізації наданого аналітичного опису для аналітичного дослідження кінематики КШМ на рисунку 3.4 подані кінематичні характеристики поршнів рядного автотракторного дизеля типу СМД – 17 (4 ЧН 12/14) для таких початкових даних: $l_1 = 70$ мм; $l_2 = 250$ мм; $\omega_1 = 198,97$ рад/с.

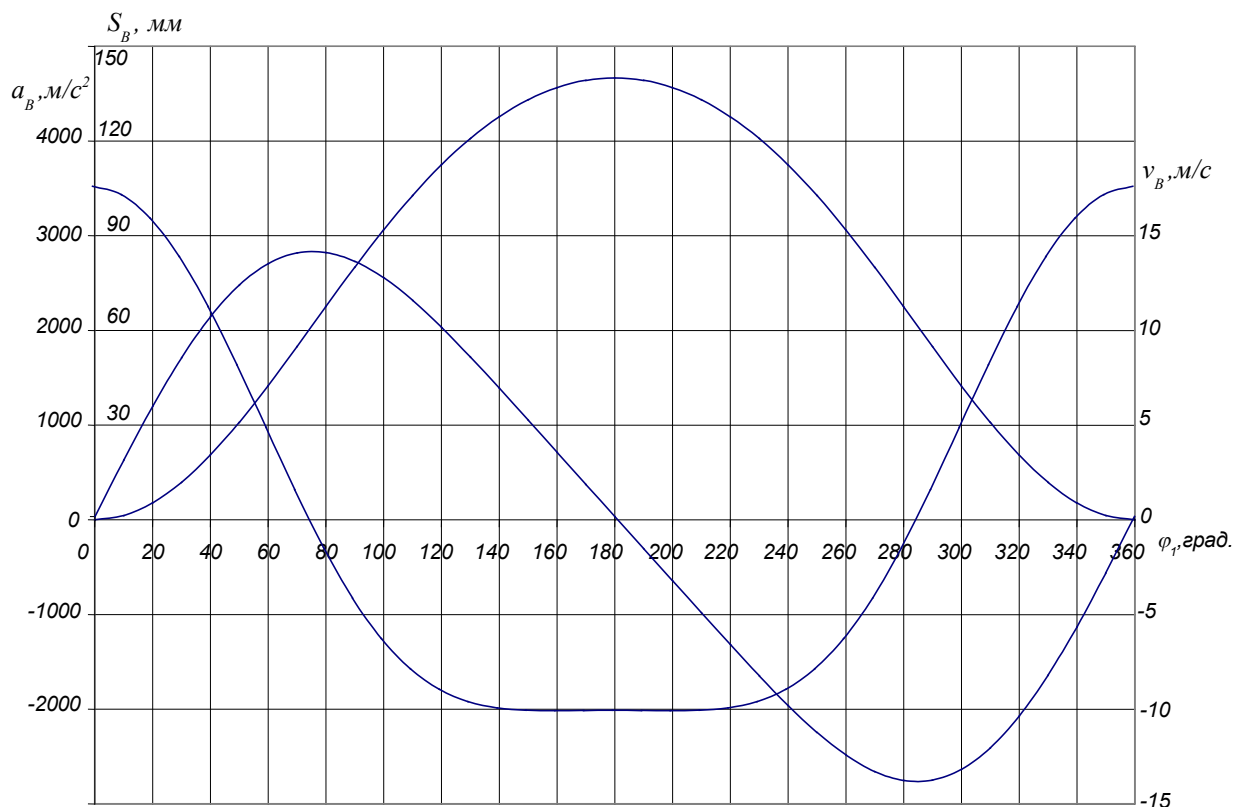


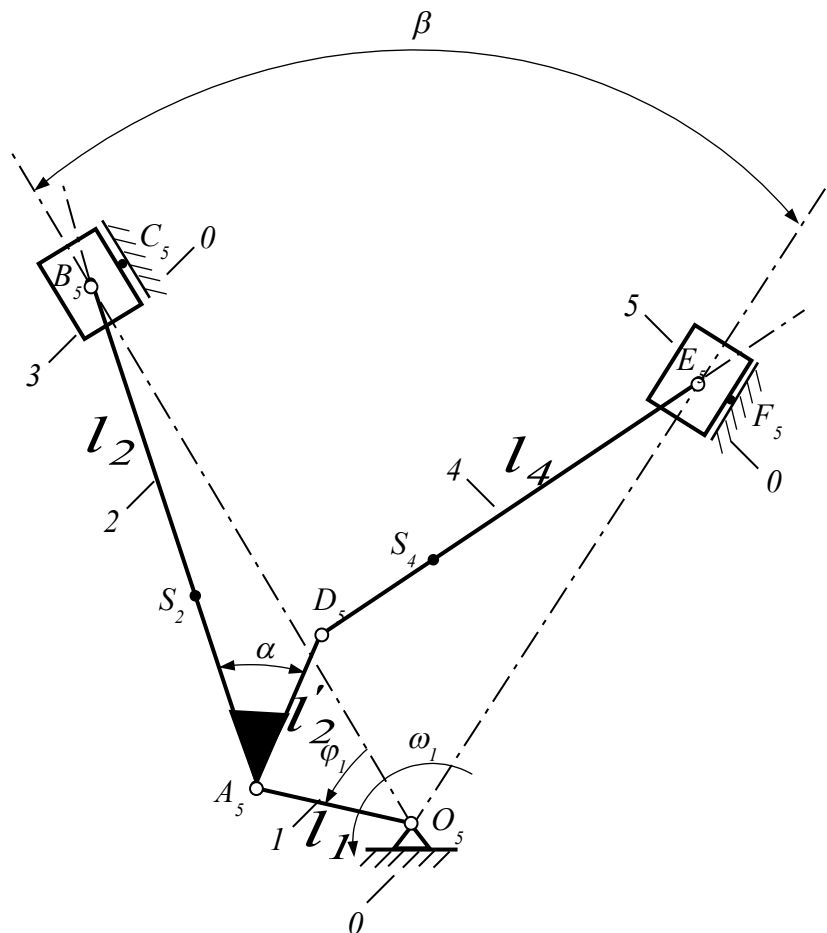
Рисунок 3.4 - Кінематичні характеристики поршнів рядного автотракторного дизеля типу СМД – 17

3.3 Особливості кінематичного аналізу механізмів руху технічних засобів залізничного транспорту

3.3.1 Кінематичний аналіз кривошипно-шатунного

механізму V-подібного тепловозного дизеля

За конструкцією кожен циліндровий модуль V-подібного дизеля об'єднує по одному циліндру правого та лівого ряду з поршнями, пов'язаними з колінчатим валом відповідно основними та причіпними шатунами (рисунк 3.5).



1 – кривошип; 2 – основний шатун; 3 – поршень лівого ряду (з'єднаний з основним шатуном); 4 – причіпний шатун; 5 – поршень правого ряду (з'єднаний з причіпним шатуном), 0 – елементи стоякових конструкцій

Рисунок 3.5 – Кінематична схема циліндрового модуля V-подібного транспортного дизеля

Для отримання аналітичних залежностей виду $S_B, v_{qB}, a_{qB}, S_E, v_{qE}, a_{qE} = f(\varphi_1)$ для V-подібних КШМ як початкові дані урахуються: l_1 – радіус кривошипа; l_2 – довжина основного

шатуна; l'_2 - довжина причепа; l_4 - довжина причіпного шатуна; β - кут розвалу циліндрів; α - кут причепа.

Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей вводяться коефіцієнти

$$\lambda_1 = \frac{l_2}{l_1}; \lambda_2 = \frac{l'_2}{l_1}; \lambda_3 = \frac{l_4}{l_1}.$$

Відповідно до прийнятого методу аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів механізму можна отримати із замкнених векторних контурів, які утворюють ланки такого механізму. Тоді для V - подібного КШМ необхідно розглянути два векторні контури – контур $OABCO$ в системі координат XOY , що утворений векторами \bar{l}_1 , \bar{l}_2 і \bar{Y}_B , а також контур $OADEFO$ в системі координат $X'OY'$, утворений векторами \bar{l}_1 , \bar{l}'_2 , \bar{l}_4 і \bar{Y}'_D (рисунок 3.6).

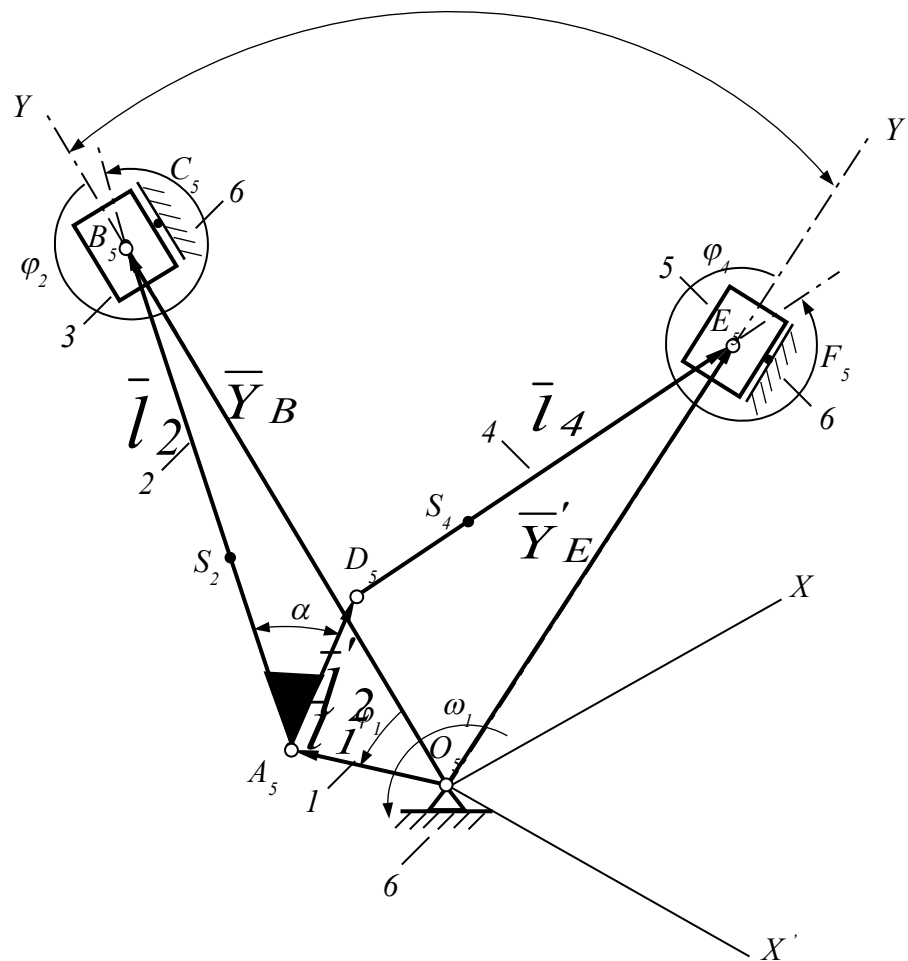


Рисунок 3.6 - До розглядання векторних контурів, утворених ланками КШМ циліндрового модуля V-подібного дизеля

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок лівого ряду механізму визначаються з контуру $OABCO$ і повністю відповідають формулам (3.16)...(3.24).

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок правого ряду механізму визначаються з контуру $OADEFO$, для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}'_2 + \bar{l}_4 = \bar{Y}'_E. \quad (3.25)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі OY' і OX'

$$l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta) + l'_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta) + l_4 \cdot \cos\varphi_4 = Y'_E, \quad (3.26)$$

$$\sin(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta) + \lambda_3 \cdot \sin\varphi_4 = 0, \quad (3.27)$$

де $\delta = \beta - \alpha$.

Величина поточного кута φ_2 з рівняння (3.27)

$$\varphi_2 = \arcsin \left[-\frac{\sin(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta)}{\lambda_3} \right]. \quad (3.28)$$

Поточне переміщення поршня 5 відносно положення в.м.т. з рівняння (3.26)

$$S_D = Y'_{E \max} - l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta) - l'_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta) - l_4 \cdot \cos\varphi_4, \quad (3.29)$$

де $Y'_{E \max}$ – відстань OD , що відповідає положенню в.м.т. поршня 5, визначається ітераційними розрахунками з формули

$$Y'_{D \max} = l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta) + l'_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta) + l_4 \cdot \cos\varphi_4. \quad (3.30)$$

З диференціювання рівняння (3.27) за $d\varphi_1$ аналог кутової

швидкості шатуна 4

$$\omega_{q4} = -\frac{\cos(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta)}{\lambda_3 \cdot \cos \varphi_4} \quad (3.31)$$

З диференціювання рівняння (3.29) за $d\varphi_1$ поточні величини аналогів швидкості поршня 5

$$v_{qE} = l_1 \cdot [\sin(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot \omega_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta) + \lambda_3 \cdot \omega_{q4} \cdot \sin \varphi_4] \quad (3.32)$$

З подвійного диференціювання рівняння (3.27) за $d\varphi_1$ аналоги кутового прискорення шатуна 4

$$\varepsilon_{q4} = \frac{\sin(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot [\omega_{q2}^2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta) - \varepsilon_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta)]}{\lambda_3 \cdot \cos \varphi_4} + \omega_{q4}^2 \cdot \text{tg} \varphi_4 \quad (3.33)$$

З диференціювання рівняння (3.32) за $d\varphi_1$ поточні величини аналогів прискорень поршня 5

$$a_{qE} = l_1 \cdot \{ \cos(\varphi_1 + \beta) + \lambda_2 \cdot [\varepsilon_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta) + \omega_{q2}^2 \cdot (\cos \varphi_2 + \delta)] + \lambda_3 \cdot (\varepsilon_{q4} \cdot \sin \varphi_4 + \omega_{q4}^2 \cdot \cos \varphi_4) \} \quad (3.34)$$

Як приклад практичної реалізації наданого аналітичного опису для аналітичного дослідження кінематики V – подібного



Рисунок 3.7 - Кінематичні характеристики основного поршня циліндрового модуля дизеля типу Д49

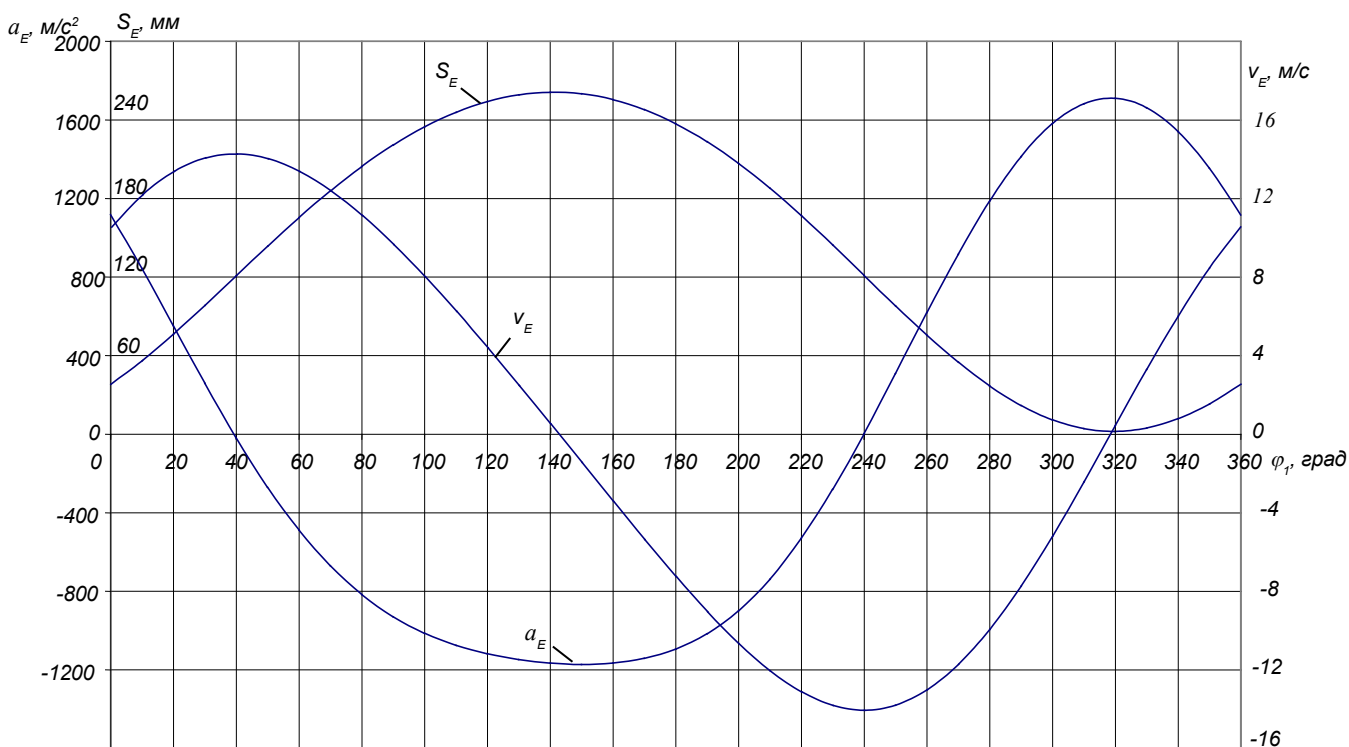
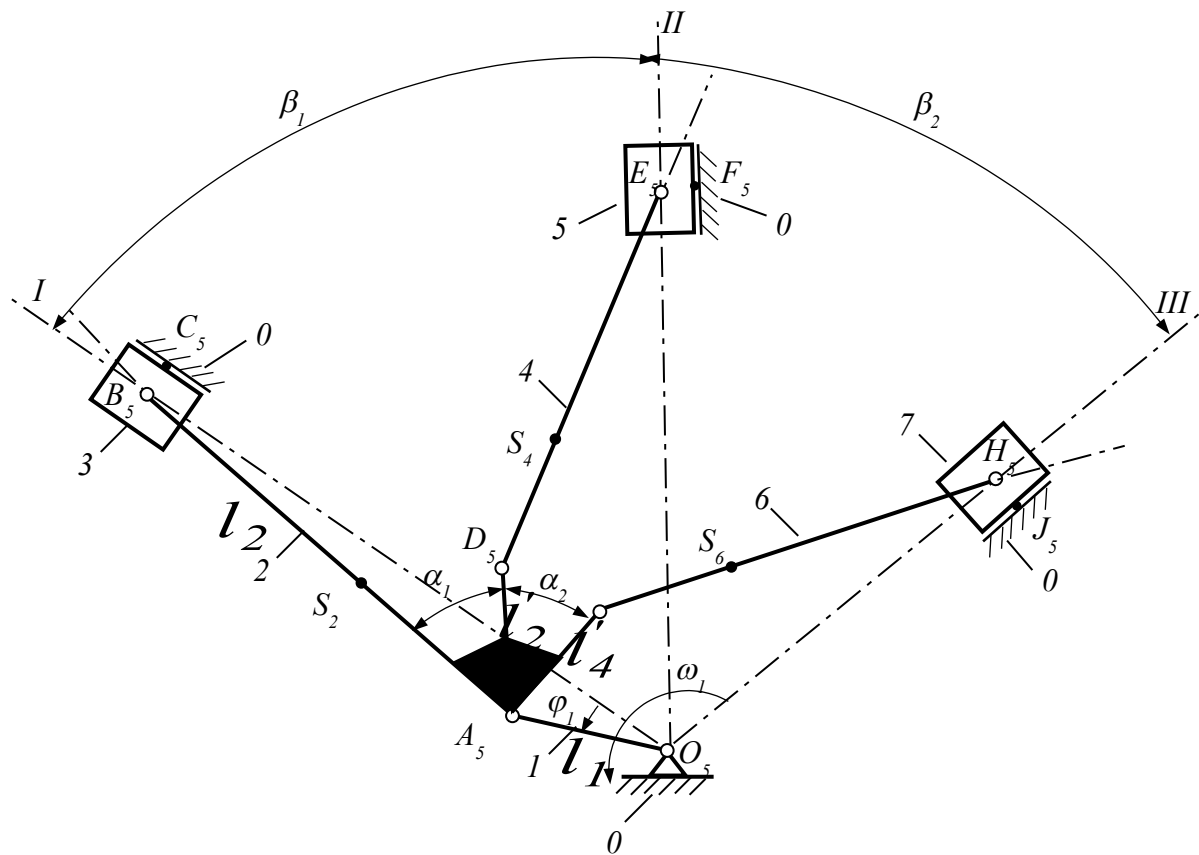


Рисунок 3.8 - Кінематичні характеристики причіпного
3.3.2 Кінематичний аналіз кривошипно-шатунного механізму W-подібного повітряного локомотивного компресора

Аналітичне дослідження кінематики W-подібного кривошипно-шатунного механізму виконується на прикладі локомотивного повітряного компресора типу КТ-7 (КТ-6Э), який містить 3 циліндри (рисунк 3.9): I – лівий циліндр низького тиску; II – циліндр високого тиску; III – правий циліндр низького тиску.



I – лівий циліндр низького тиску; II – циліндр високого тиску; III – правий циліндр низького тиску; 1 – кривошип; 2, 4, 6 – шатуни; 3, 5, 7 – поршні; 0 – елементи стоякових конструкцій
Рисунок 3.9 - Кінематична схема КШМ W- подібного повітряного поршневого компресора

При отриманні за методом замкнених векторних контурів аналітичних залежностей виду $S_B, v_{qB}, a_{qB}, S_E, v_{qE}, a_{qE}, S_H, v_{qH}, a_{qH} = f(\varphi_1)$ як початкові дані ураховуються: l_1 - радіус кривошипа 1; l_2

- довжина основного шатуна 2; l_4, l_6 - довжини причіпних шатунів 4 і 6; l'_2, l'_4 - довжини причепів шатунів 4 і 6; β_1, β_2 - кути розвалу циліндрів I-II і II-III; α_1, α_2 - кути причепа шатунів 4 і 6.

Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей вводяться коефіцієнти

$$\lambda_1 = \frac{l_2}{l_1}; \lambda_2 = \frac{l'_2}{l_1}; \lambda_3 = \frac{l_4}{l_1}; \lambda_4 = \frac{l'_4}{l_1}; \lambda_5 = \frac{l_6}{l_1}.$$

Відповідно до прийнятого методу аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів механізму можна отримати із замкнених векторних контурів, які утворюють ланки такого механізму. Тоді необхідно розглянути три векторні контури (рисунок 3.10):

- контур $OABCO$ в системі координат XOY , що утворений векторами \bar{l}_1, \bar{l}_2
- контур $OADEFO$ в системі координат XOY , утворений векторами $\bar{l}_1, \bar{l}'_2, \bar{l}_4$ і \bar{Y}'_E ;
- контур $OAGHJO$ в системі координат $X''OY''$, утворений векторами $\bar{l}_1, \bar{l}_4, \bar{l}_6$ і \bar{Y}''_H .

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок лівого циліндра низького тиску I КШМ визначаються з контуру $OABCO$ і повністю відповідають формулам (3.16)...(3.24). Залежності для визначення кінематики ланок циліндр високого тиску II КШМ визначаються з контуру $OADEFO$ і повністю відповідають формулам (3.25)...(3.34).

Рисунок 3.10 - До розглядання векторних контурів, утворених ланками КШМ W- подібного повітряного компресора

Дослідження кінематики ланок циліндра низького тиску *III* виконується на основі контуру *OAGHJO*, для якого нижче записана умова його замкненості

$$\bar{l}_1 + \bar{l}'_4 + \bar{l}_6 = \bar{Y}_H'' . \quad (3.35)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі *OY'* і *OX'*

$$l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + l'_4 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) + l_6 \cdot \cos \varphi_6 - Y_H'' = 0 . \quad (3.36)$$

$$\sin(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_1) + \lambda_5 \cdot \sin \varphi_6 = 0 , \quad (3.37)$$

де $\beta_\Sigma = \beta_1 + \beta_2$, $\delta_2 = \beta_\Sigma - \alpha_1 - \alpha_2$.

Величина поточного кута φ_6 з рівняння (3.37)

$$\varphi_6 = \arcsin \left[-\frac{\sin(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2)}{\lambda_5} \right]. \quad (3.38)$$

Поточне переміщення поршня 7 відносно положення в.м.т. з рівняння (3.36)

$$S_H = Y_{H \max}'' - l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) - l_4' \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) - l_6 \cdot \cos \varphi_6, \quad (3.39)$$

де $Y_{H \max}''$ – відстань OH , що відповідає положенню в.м.т. поршня 7, визначається ітераційними розрахунками з формули

$$Y_{H \max}'' = l_1 \cdot \cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + l_4' \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) + l_6 \cdot \cos \varphi_6. \quad (3.40)$$

З диференціювання рівняння (3.37) за $d\varphi_1$ поточні значення аналогів кутової швидкості шатуна 6

$$\omega_{q6} = -\frac{\cos(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \omega_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2)}{\lambda_5 \cdot \cos \varphi_6}. \quad (3.41)$$

З диференціювання рівняння (3.39) за $d\varphi_1$ поточні значення аналогів швидкості поршня 7

$$v_{qH} = l_1 \cdot [\sin(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot \omega_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2) + \lambda_5 \cdot \omega_{q6} \cdot \sin \varphi_6]. \quad (3.42)$$

З подвійного диференціювання рівняння (3.37) за $d\varphi_1$ поточні значення аналогів кутових прискорень шатуна 6

$$\varepsilon_{q6} = \frac{\sin(\varphi_1 + \beta_\Sigma) + \lambda_4 \cdot [\omega_{q2}^2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2) - \varepsilon_{q2} \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2)]}{\lambda_5 \cdot \cos \varphi_6} + \omega_{q6}^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_6 \quad (3.43)$$

З диференціювання рівняння (3.42) за $d\varphi_1$ поточні величини аналогів прискорень поршня 7

$$a_{qH} = l_1 \cdot \{ \cos(\varphi_1 + \beta_{\Sigma}) + \lambda_4 \cdot [\varepsilon_{q2} \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2) + \omega_{q2}^2 \cdot (\cos\varphi_2 + \delta_2)] + \lambda_5 \cdot (\varepsilon_{q6} \cdot \sin\varphi_6 + \omega_{q6}^2 \cdot \cos\varphi_6) \}. \quad (3.44)$$

На рисунках 3.11...3.13 наведені кінематичні характеристики поршнів I, II і III циліндрів локомотивного повітряного компресора КТ-7. При цьому як початкові дані урахувувались:

- радіус кривошипа $l_1 = 72$ мм;
- довжина основного шатуна $l_2 = 350$ мм;
- довжина причіпних шатунів $l_4 = l_6 = 260$ мм;
- довжини причепів шатунів 4 і 6 $l'_2 = l'_4 = 90$ мм;
- кути розвалу циліндрів $\beta_1 = \beta_2 = 40^\circ$;
- кути причепа шатунів $\alpha_1 = \alpha_2 = 42^\circ$;
- відстань OE , що відповідає положенню в.м.т. поршня 5 $Y'_{E \max} = 421,2879$ мм;
- відстань OH , що відповідає положенню в.м.т. поршня 7 $Y''_{H \max} = 421,9166$ мм;
- кутова швидкість кривошипа 1 $\omega_1 = 80,01$ рад/с ($n_1 = 850$ хв⁻¹).

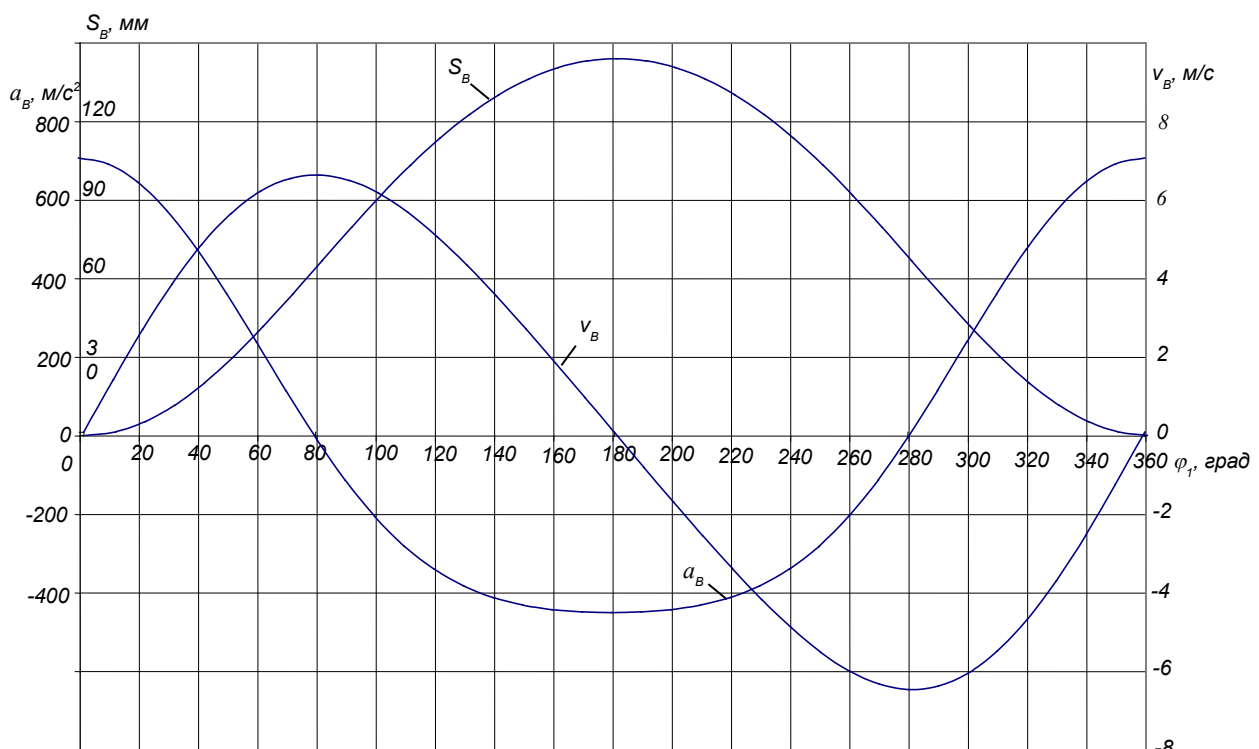


Рисунок 3.11 - Кінематичні характеристики поршня циліндра I локомотивного компресора

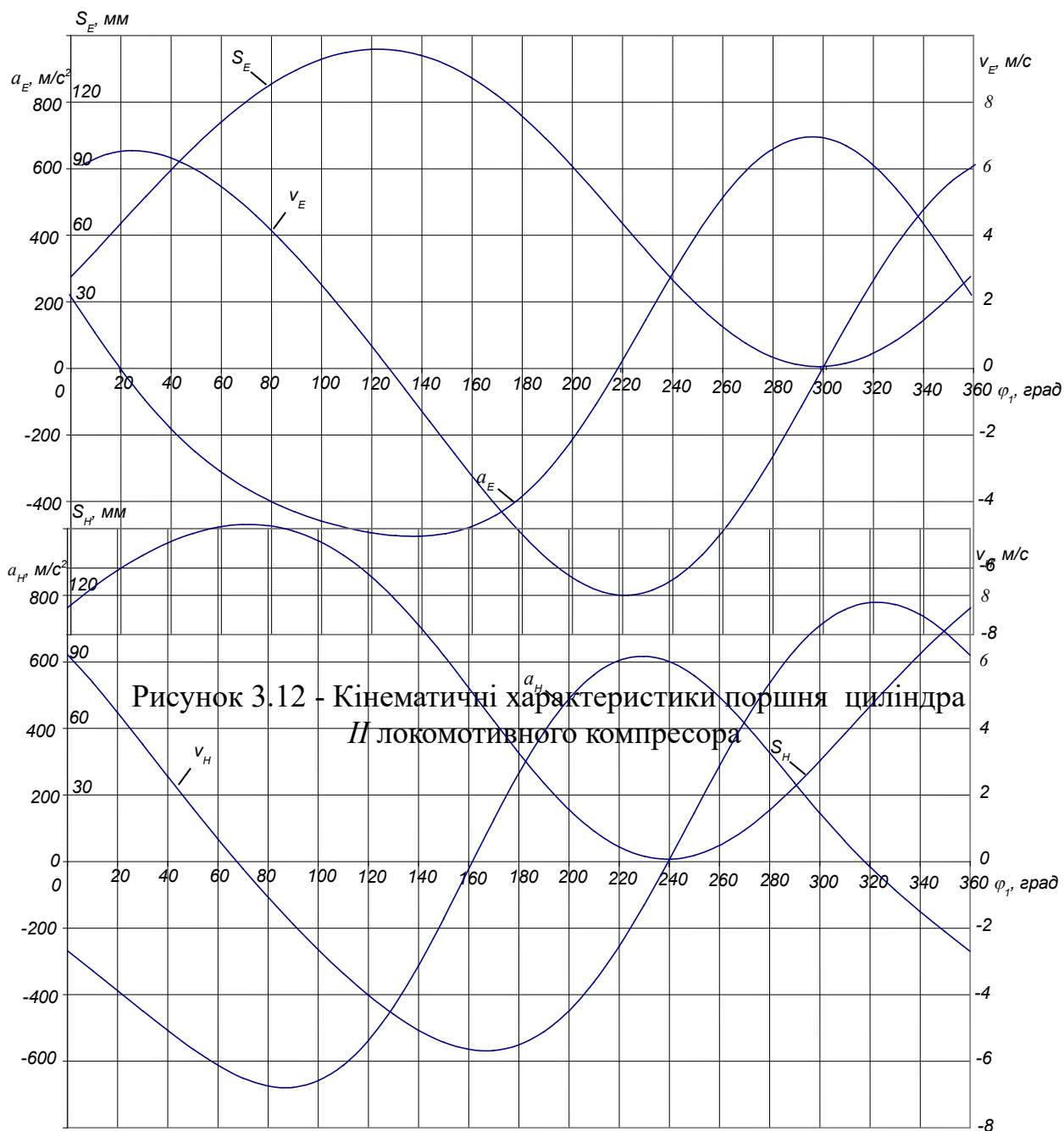


Рисунок 3.12 - Кінематичні характеристики поршня циліндра II локомотивного компресора

Рисунок 3.13 - Кінематичні характеристики поршня циліндра III локомотивного компресора

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Астахов В.М. Положення про впровадження кредитно-модульної системи організації навчального процесу. – Харків: УкрДАЗТ, 2005. – 11 с.
- 2 Киницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
- 3 Фролов К.В. Теория механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

4 Мороз В.І., Братченко О.В., Ліньков В.В. Основи конструювання і САПР: Навч. посібник. – Харків: Нове слово, 2003. – 194 с.

5 Озол О.Г. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1984. – 432 с.

6 Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 591 с.

7 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

8 Зиновьев В.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 383 с.

9 Мороз В.І., Іщенко В.І., Ярошок Ю.О., та ін. Основи розрахунків на міцність: Опорний конспект лекцій з дисципліни “Прикладна механіка”.– Харків: УкрДАЗТ, 2004. - Ч. 1. - 58 с.

10 Мороз В.І., Захарченко В.В., Братченко О.В., Надтока О.В. Основи конструювання деталей машин: Опорний конспект лекцій з дисципліни “Прикладна механіка”.– Харків: УкрДАЗТ, 2005. - Ч. 2. - 137 с.

