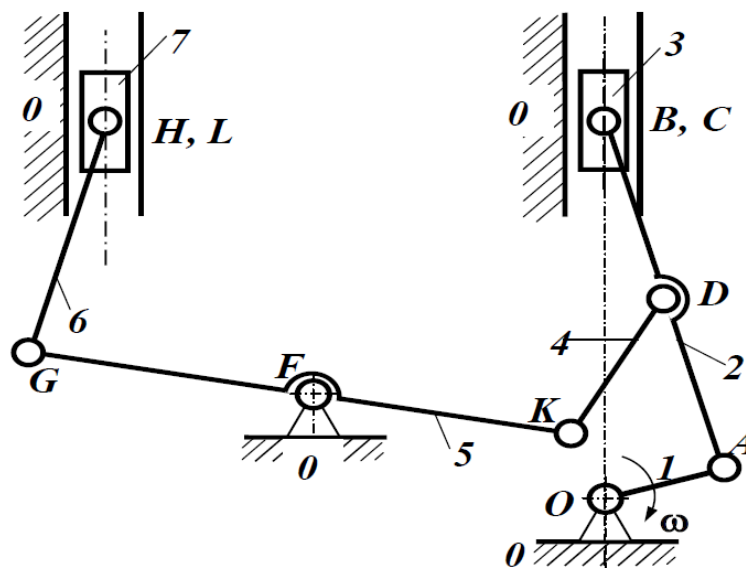


ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Методичні вказівки для виконання лабораторних робіт

для студентів спеціальності 208 Агроінженерія



Журило С.В. Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки для виконання лабораторних робіт (для студентів спеціальності 208 Агроінженерія). – Умань: УНУС, 2020. – с. 65 с.

УКЛАДАЧ: викладач Журило С. В.

Методичні вказівки розглянуто і узгоджено на засіданні методичної комісії інженерно-технологічного факультету Протокол № 1 від 01.09.2020р.

© Журило С.В.

ВСТУП

Курс теорії механізмів і машин є перехідною ланкою в інженерній підготовці, він сприяє формуванню необхідної початкової бази знань по загальним методам аналізу і синтезу механічних систем, покладених в основу технологічного устаткування, яке застосовується в сфері майбутньої професійної діяльності здобувачів вищої освіти.

Теорія механізмів і машин є однією з основних загальнотехнічних дисциплін, яку вивчають здобувачі вищої освіти інженерних спеціальностей. Зокрема, знання будови і класифікації механізмів, методів кінематичного та динамічного дослідження, проектування їхніх схем, що є загальними для механізмів і машин різного призначення, необхідні для створення сучасних машин, їх вмілого використання та експлуатації. У ряді випадків ці знання необхідні для того, щоб розробити технічне завдання на конструювання нових механізмів та машин чи вдосконалення існуючих. У процесі викладання технічних дисциплін здобувачам вищої освіти необхідно ознайомитися 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 ставить перед собою такі задачі:

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

Поряд з іншими фундаментальними дисциплінами теорія механізмів і машин допомагає формувати інженерну думку, необхідну при розробленні та виготовленні інженерних об'єктів різного призначення. При цьому широко використовуються методи теоретичної механіки, розрахунковий апарат вищої математики. Нерозривний зв'язок з іншими науками, їх постійний розвиток дозволяють вдосконалювати методи аналізу в теорії механізмів і машин, використовувати можливості обчислювальної техніки, а також розширити коло загальних питань, необхідних для підготовки фахівців інженерного профілю.

Лабораторна робота №1
СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи: Вивчення умовних позначень ланок і кінематичних пар. Засвоєння принципів створення кінематичних схем механізмів, класифікації кінематичних пар і визначення ступеня рухомості механізму.

Зміст роботи. Студент повинен розглянути два механізми, при цьому слід визначити число ланок і кінематичних пар, зобразити структурну схему механізму і скласти структурну формулу.

Обладнання: механізм з нижчими кінематичними парами, механізм з вищої кінематичною парою.

Інструменти: лінійка, трикутник, циркуль і транспортир.

Короткі теоретичні відомості

1. *Кінематична схема* – це умовне зображення механізму, побудоване в певному масштабі, на якому зберігаються лише ті розміри, які визначають його кінематику. На кінематичних схемах використовують стандартні позначення елементів та їх з'єднань. Приклади таких позначень наведені в додатку 1 даних методичних вказівок.

2. *Пасивні ланки та в'язі.* До складу механізму можуть входити ланки та в'язі, які не впливають на його кінематику. Це так звані пасивні ланки та в'язі. Їх присутність у схемі зумовлена вимогами міцності і жорсткості конструкції, а також унеможливленням появи мертвих положень, або заміною тертя ковзання тертям кочення.

Мертвими положеннями називають такі положення механізму, за яких при заданому законі руху вхідних ланок рух інших ланок не визначений

3. *Визначення ступеню рухливості плоского механізму.* Ступенем рухливості називають загальну кількість ступенів свободи ланок механізму відносно стояка. Для плоского механізму ступінь рухливості визначають за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1)$$

де n – кількість рухомих ланок; p_5 - кількість кінематичних пар п'ятого класу (нижчих); p_4 - кількість кінематичних пар четвертого класу (вищих). Перш ніж обчислити ступінь рухливості, проводять аналіз кінематичної схеми, виключаючи з розгляду пасивні ланки і в'язі.

4. *Структурна схема* – це умовне зображення механізму, що містить стояк, рухомі ланки і кінематичні пари, побудоване без дотримання масштабу та співвідношень довжин і форм ланок, а лише відбиває послідовність з'єднань ланок між собою. Структурну схему механізму можна розглядати як ланцюг елементарних зчленувань ланок, приєднаний до найпростішого початкового механізму.

Найпростішим початковим механізмом називається механізм, подальше розчленування якого

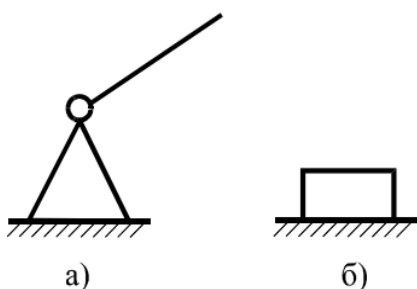


Рис.1.1 Початковий механізм

неможливе без порушення його основної функції – передачі руху.

Найпростіший початковий механізм містить стояк, рухому ланку і одну кінематичну пару, яку вони утворюють між собою (рис.1.1). Для цих механізмів структурна формула записується так:

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

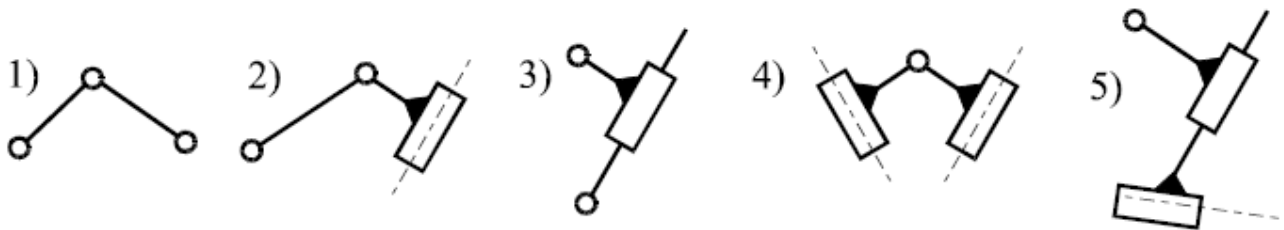
Елементарний ланцюг, або *структурна група Ассура* – це незамкнений кінематичний ланцюг, який при приєднанні до початкового механізму не повинен змінювати його ступінь рухливості. Щоб дана умова виконувалась, ступінь рухливості групи Ассура відносно стояка повинна дорівнювати нулю. Крім того, ланки, які входять до структурної групи, повинні утворювати між собою лише нижчі кінематичні пари. Отже, згідно з означеними вимогами, структурна формула групи Ассура запишеться так:

$$3n - 2p_5 = 0 \quad (1.2)$$

Звідси можна знайти співвідношення між кількістю ланок та кінематичних пар в структурній групі:

$$p_5 = (3/2)n \quad (1.3)$$

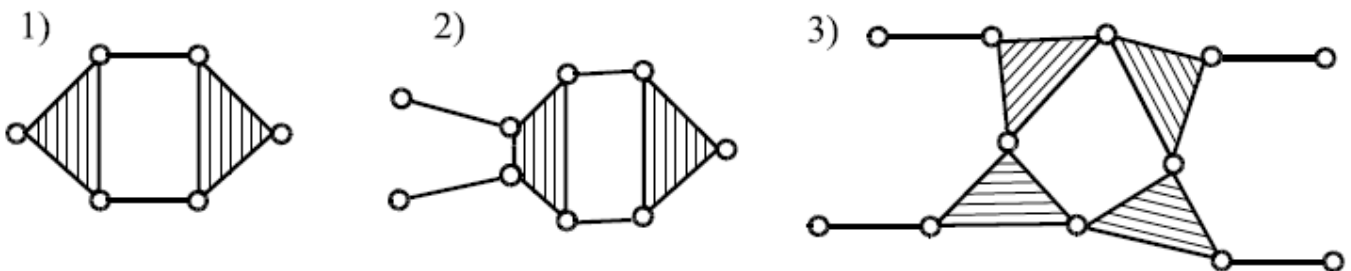
Приклади найпоширеніших структурних груп наведені на рис. 1.2. Всі вони відповідають умові (1.3).



а) структурні групи II-го класу 2-го порядку



б) структурні групи III-го класу 3-го (1), 4-го (2) 5-го (3) порядку



в) структурні групи IV-го класу 2-го (1), 3-го (2), 4-го (3) порядку

Рис. 1.2 Структурні групи механізму (групи Ассура)

5. *Визначення класу і порядку структурної групи за І.І. Артоболевським.* В залежності від складності будови, структурні групи розділяють на класи і порядки. Клас групи визначається за кількістю кінематичних пар в найскладнішому

замкненому контурі, утвореному ланками групи. Порядок групи визначають за кількістю вільних елементів кінематичних пар, якими ця група приєднується до сусідніх груп.

Спочатку вказують клас групи, а потім її порядок. На рис. 1.2 наведені структурні групи різних класів і порядків. Більшість сучасних плоских механізмів утворюється саме з таких структурних груп.

6. Методика побудови структурної схеми механізму. При аналізі механізму його структурну схему будують на основі заданої кінематичної схеми. Оскільки

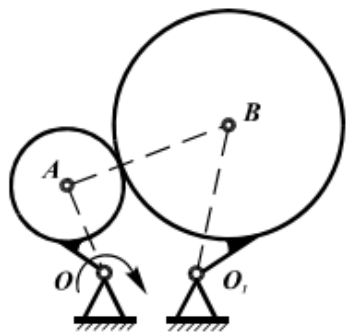


Рис. 1.3 Заміна вищої пари нижчими

структурні схеми не містять вищих кінематичних пар, то за їх наявності в реальному механізмі слід спочатку побудувати схему миттєвого замінюючого механізму, кінематично еквівалентного заданому. В кожний момент часу в замінюючому механізмі переміщення, швидкості та прискорення точок такі самі, як і точок основного механізму, з якими ці точки збігаються. Суть заміни вищих пар нижчими можна проілюструвати на прикладі ланок, коли елементи вищої кінематичної пари, яку вони утворюють, мають постійну кривину (рис. 1.3).

Не потребує доведення очевидний факт, що чотириланковий шарнірно-важільний механізм, зображений пунктиром, буде кінематично еквівалентним основному механізму, якщо шарніри А і В розмістити в центрах кривини профілів. Отже, на схемі основного механізму для заміни вищої кінематичної пари нижчими необхідно в точці дотику елементів цієї пари провести спільну нормаль, а в центрах кривин елементів, що лежать на цій нормалі, помістити додаткові шарніри, які в свою чергу з'єднати з центрами обертання ланок основного механізму (див. рис. 1.3).

Для уніфікації структурних схем всі вони будуються за такими правилами:

1) всі поступальні пари умовно замінюють на обертальні, при цьому поступально рухомі ланки розглядають як обертальні, миттєві центри обертання (МЦО) яких лежать на нескінченності;

2) базисні ланки зображають у вигляді заштрихованих багатокутників з шарнірами у вершинах;

3) на структурній схемі ланки не повинні накладатись одна на одну;

4) стояк зображають також у вигляді заштрихованого багатокутника з кількістю вершин, що дорівнює кількості кінематичних пар, які він утворює з рухомими ланками.

Побудову структурної схеми починають завжди від стояка.

7. Структурний аналіз механізму. Завданням структурного аналізу є виділення структурних груп, з яких він складається, та встановлення класу і порядку механізму. Для структурного аналізу використовується побудована структурна схема.

Виділення структурних груп. При виділенні структурних груп слід керуватися такими правилами:

1) виділена структурна група має відповідати умові (1.3) і не розкладатися на простіші групи Асура;

2) ланки, що залишилися, на структурній схемі мають утворювати замкнені ланцюги або початковий механізм;

3) до структурних груп не можуть входити елементи стояка.

Доцільно виділення структурних груп здійснювати в послідовності, зворотній до тієї, в якій вони приєднувалися до початкового механізму

Визначення класу і порядку механізму. Клас і порядок механізму визначається класом і порядком найскладнішої групи Ассура, яка входить до його складу.

В рамках одного класу і порядку для механізмів різного конструктивного виконання та функціонального призначення можуть застосовуватися одні й ті ж методи аналізу. Власне, з метою вибору оптимальних методів аналізу та шляхів їх реалізації і проводиться структурний аналіз.

Порядок структурного аналізу механізмів

1. Ознайомитися з принципом дії механізму і встановити його призначення (наприклад: перетворити обертальний рух в поступальний).

2. Визначити: які з ланок є кривошипом, шатуном, повзуном, кулісою, коромислом. Найменування ланок записати в таблицю основних результатів.

3. Викреслити одне з положень механізму у вигляді структурної схеми, при якому досить наочно видно всі ланки (не буде накладання однієї ланки до іншої). Вказати стрілкою напрямком обертання вхідного ланки – кривошипа.

4. Пронумерувати ланки арабськими цифрами в порядку їх приєднання до кривошипа (1,2,3 і т. д.).

5. Визначити кінематичні пари заголовними латинськими літерами у послідовності приєднання ланок.

6. Визначити і занести результати у таблицю:

а) число рухомих ланок (n);

б) тип кінематичних пар (О - обертальна, П - поступальна);

в) кількість однорухомих (p_1) і двохрухомих (p_2) кінематичних пар;

г) ступінь рухомості W механізму;

д) наявність пасивних зв'язків і зайвих ступенів свободи;.

7. Розділити механізм на структурні групи Ассура і початковий механізм.

8. Вичертити структурні групи Ассура і початковий механізм з правильним позначенням кінематичних пар і ланок механізму, починаючи з найбільш віддаленої групи.

9. Визначити для кожної групи Ассура: клас, вид, ступінь рухливості і скласти структурну формулу механізму.

10. Визначити ступінь рухливості початкового механізму і скласти структурну формулу.

11. Скласти структурну формулу для механізму в цілому.

12. Визначити клас всього механізму.

13. Підписати та захистити звіт з лабораторної роботи.

Форма звіту

"СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КЛАСИФІКАЦІЯ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ"

Студент _____ Група _____ Керівник _____

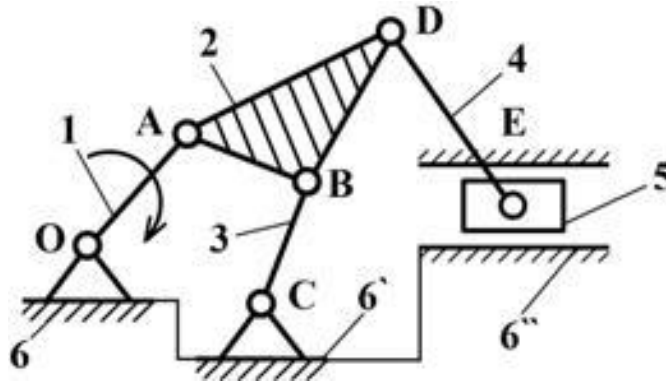
Мета: визначення сил, що діють на ланки механізму.

Обладнання: Зошит; комп'ютер; програма Компас.

Інструменти: Лінійка, трикутник, циркуль, транспортир.

I. АНАЛІЗ ВАЖЛИВОГО ШЕСТИЗВЕННИКА

1) Структурна схема.



Призначення механізму: перетворювати обертовий рух кривошипа в поступальний рух повзуна з ускладненим законом руху.

2) Ланки механізму.

Номер ланки	Найменування	Рухливість ланок	Число рухомих ланок
1	Кривошип	рухоме	n=5
2	Шатун	рухоме	
3	Коромисло	рухоме	
4	Шатун	рухоме	
5	Повзун	рухоме	
6	Стійка	нерухоме	

3) Кінематичні пари

Позначення	Номера ланок	Тип пари			Індекс пари	Число пар	
		вид руху	характер з'єднання	рухливість		V- класу	IV- класу
O	1,6	обертальний	нижча	однорухома	O(1,6)	P ₅ =7	P ₄ =0
A	2,1	обертальний	нижча	однорухома	O(2,1)		
B	3,2	обертальний	нижча	однорухома	O(3,2)		
C	3,6	обертальний	нижча	однорухома	O(3,6)		
D	4,2	обертальний	нижча	однорухома	O(4,2)		
E	5,4	обертальний	нижча	однорухома	O(5,4)		
E	5,6	поступальний	нижча	однорухома	П(5,6)		

4) Визначення ступеня рухливості механізму

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

Зайвих ступенів свободи і пасивних зв'язків немає.

5) Будова груп Ассура.

	<p>Остання група Ассура II класу, II порядку, 2-го виду $W=3*2-2*3=0$ Структурна формула: $\rightarrow II \left[\frac{(4,5)}{(4,2); (5,4); (5,6)} \right]$</p>
	<p>Передостання група Ассура II класу, II порядку, 1-го виду $W=3*2-2*3=0$ Структурна формула: $\rightarrow II \left[\frac{(2,3)}{(1,2); (3,2); (3,6)} \right]$</p>
	<p>Початковий механізм I класу $W=3*1-2*1=1$ Структурна формула: $\rightarrow I \left[\frac{(1,6)}{(1,6)} \right]$</p>

6) Структурна формула всього механізму:

$$\rightarrow I \left[\frac{(1,6)}{(1,6)} \right] \rightarrow II \left[\frac{(2,3)}{(1,2); (3,2); (3,6)} \right] \rightarrow II \left[\frac{(4,5)}{(4,2); (5,4); (5,6)} \right]$$

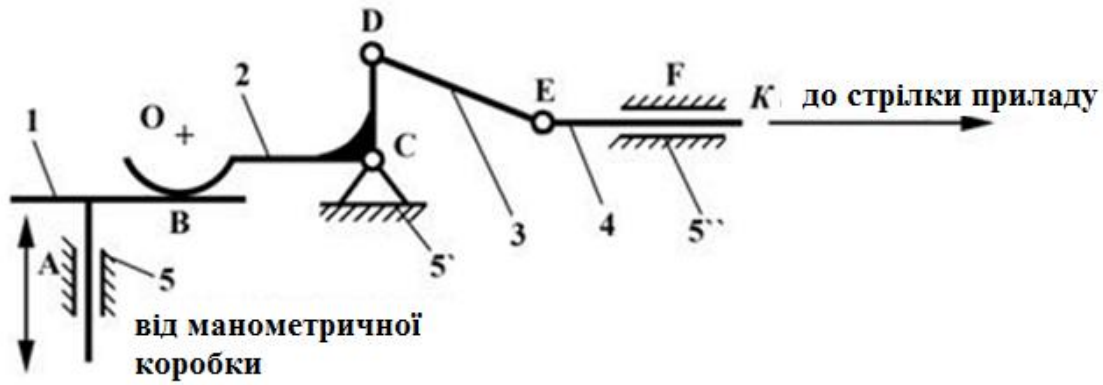
Даний механізм II класу, так як найвищий клас групи Ассура – другий.

Роботу виконав _____

Прийняв звіт _____

II. МЕХАНІЗМ З ВИЩОЮ КІНЕМАТИЧНОЮ ПАРОЮ.

1) На схемі наведено механізм приймача тиску електричного дистанційного манометра.



2) Ланки механізму.

Номер ланки	Найменування	Рухливість ланок	Число рухомих ланок
1	Повзун	рухоме	n=4
2	Коромисло	рухоме	
3	Шатун	рухоме	
4	Шток	рухоме	
5	Стійка	нерухоме	

3) Кінематичні пари

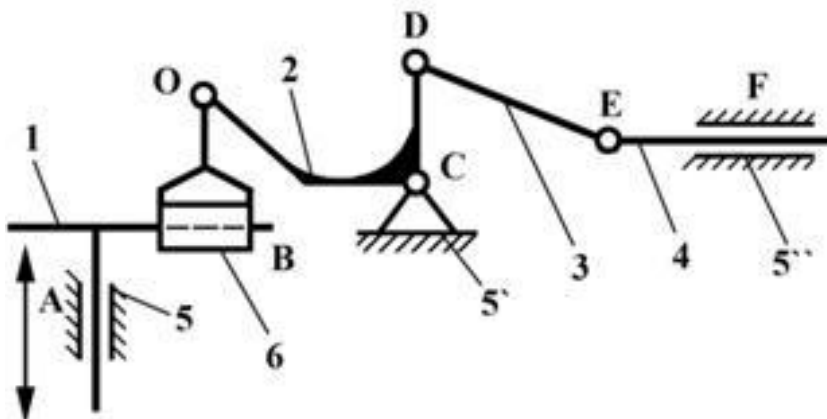
Позначення	Номера ланок	Тип пари			Індекс пари	Число пар	
		вид руху	характер з'єднання	рухливість		V- класу	IV- класу
A	1,5	поступальний	нижча	однорухома	П(1,5)	P ₅ =5	P ₄ =1
B	1,2	обертальний	вища	двохрухома	O(1,2)		
C	5,2	обертальний	нижча	однорухома	O(5,2)		
D	2,3	обертальний	нижча	однорухома	O(2,3)		
E	3,4	обертальний	нижча	однорухома	O(3,4)		
F	4,5	поступальний	нижча	однорухома	O(4,5)		

4) Визначення ступеня рухливості механізму

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

Зайвих ступенів свободи і пасивних зв'язків немає.

5) Будуємо механізм заміни



б) Будова груп Ассура.

	<p><i>Остання група Ассура</i> II класу, II порядку, 2-го виду $W=3*2-2*3=0$ Структурна формула: $\rightarrow II \left[\frac{(3,4)}{(2,3); (3,4); (4,5)} \right]$</p>
	<p><i>Передостання група Ассура</i> II класу, II порядку, 2-го виду $W=3*2-2*3=0$ Структурна формула: $\rightarrow II \left[\frac{(6,2)}{(1,6); (6,2); (2,5)} \right]$</p>
	<p><i>Початковий механізм I класу</i> $W=3*1-2*1=1$ Структурна формула: $\rightarrow I \left[\frac{(1,5)}{(1,5)} \right]$</p>

б) Структурна формула всього механізму:

$$\rightarrow I \left[\frac{(1,5)}{(1,5)} \right] \rightarrow II \left[\frac{(6,2)}{(1,6); (6,2); (2,5)} \right] \rightarrow II \left[\frac{(3,4)}{(2,3); (3,4); (4,5)} \right]$$

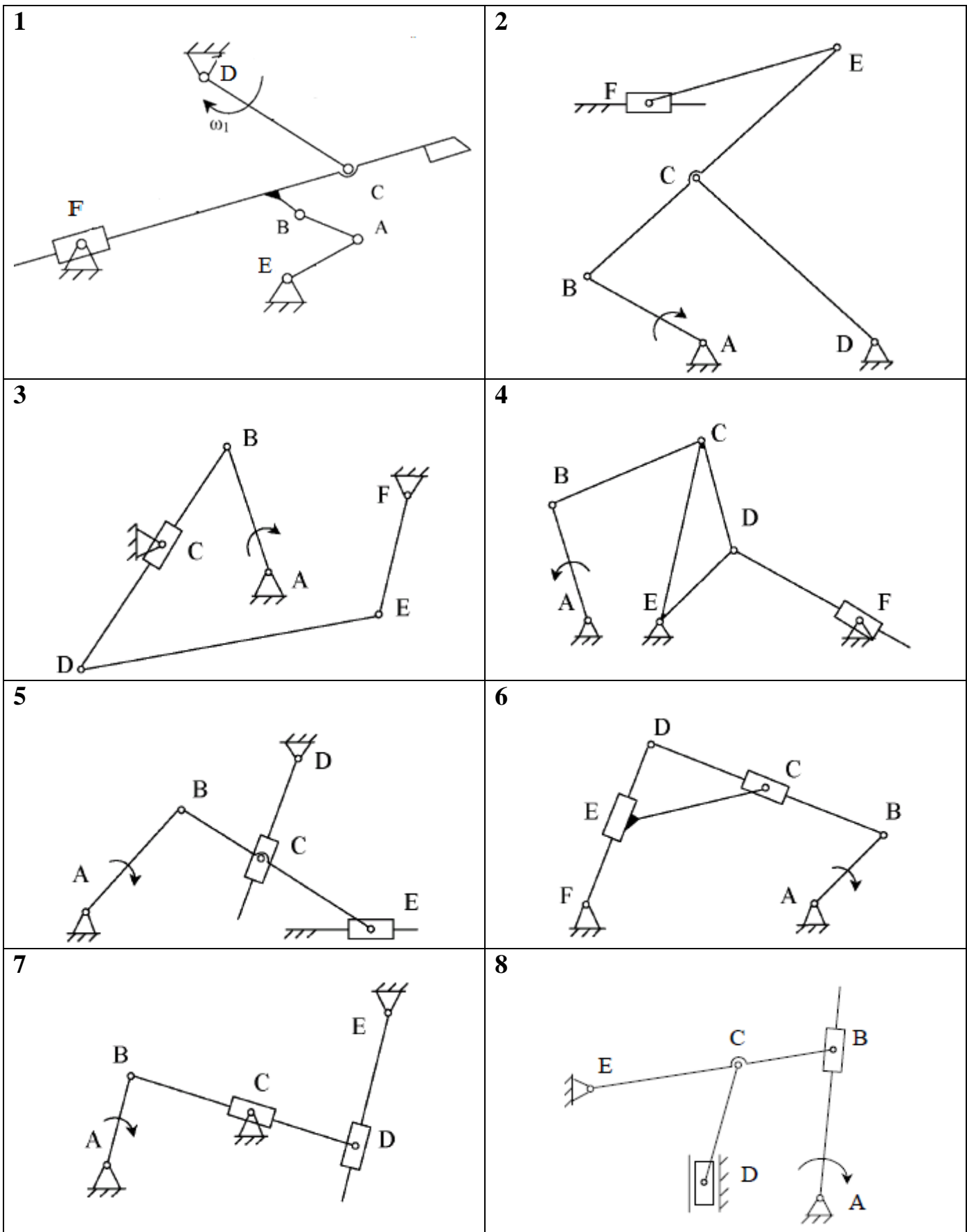
Даний механізм II класу, так як найвищий клас групи Ассура – другий.

Роботу виконав _____

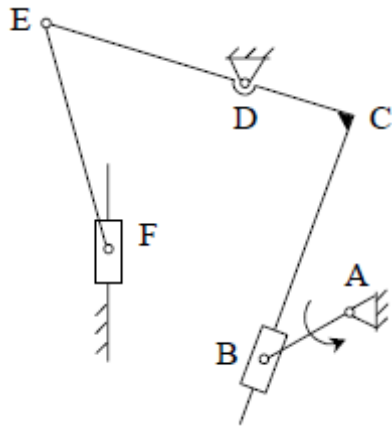
Прийняв звіт _____

Завдання для індивідуального виконання

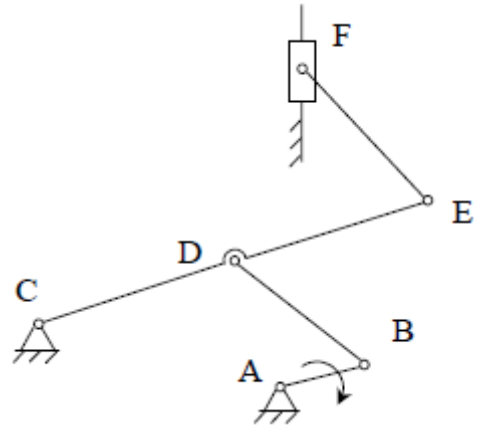
МЕХАНІЗМИ З НИЖЧИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ ПАРАМИ



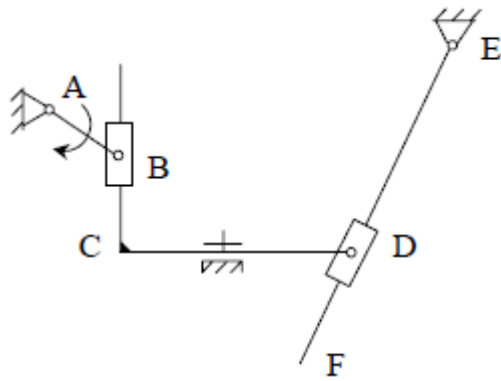
9



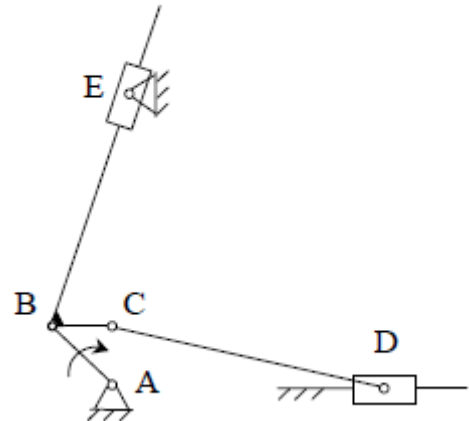
10



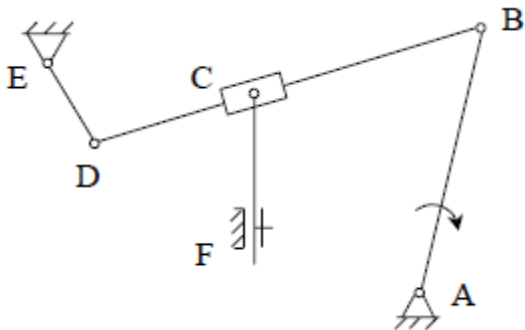
11



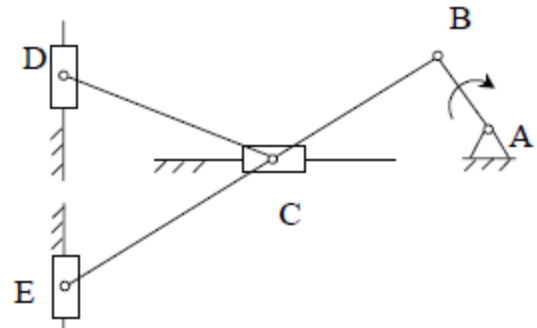
12



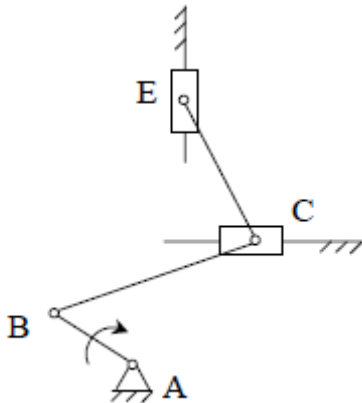
13



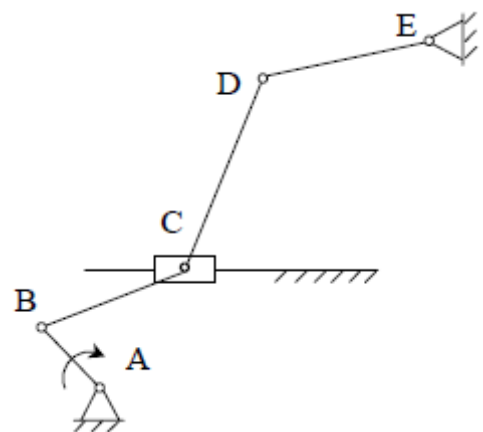
14



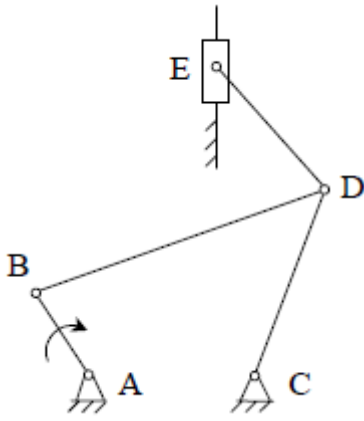
15



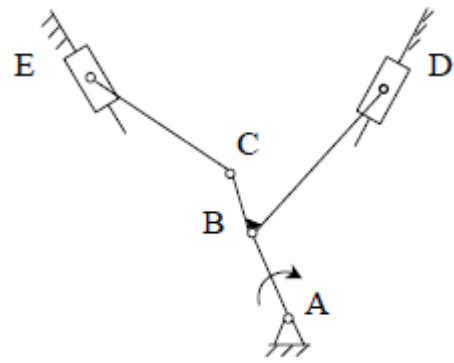
16



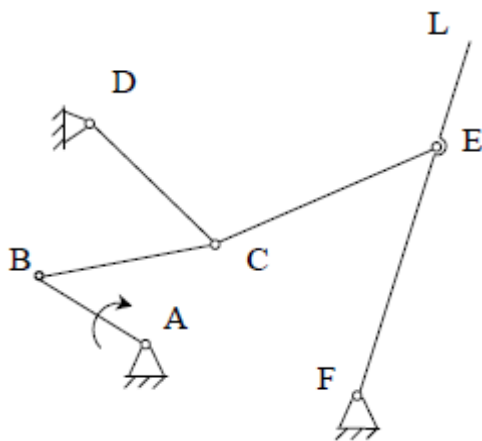
17



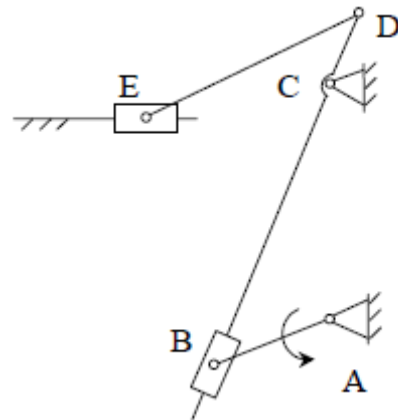
18



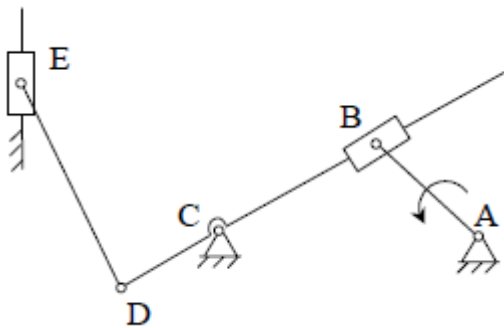
19



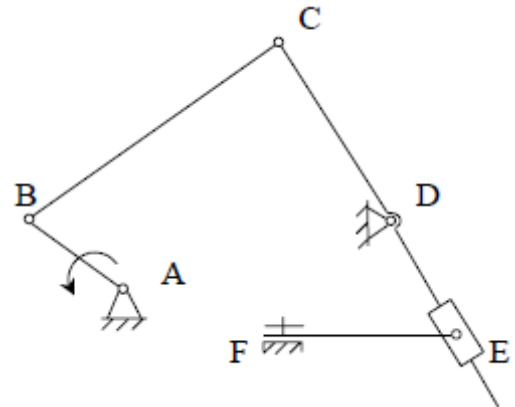
20



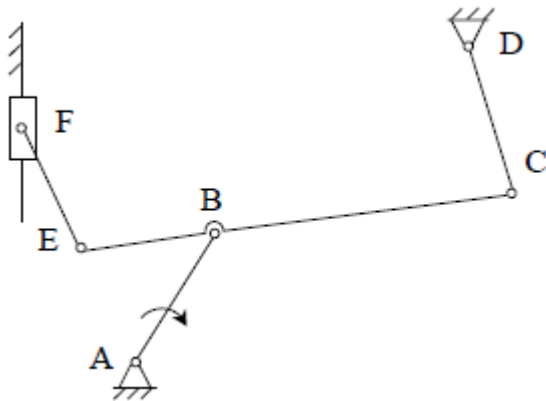
21



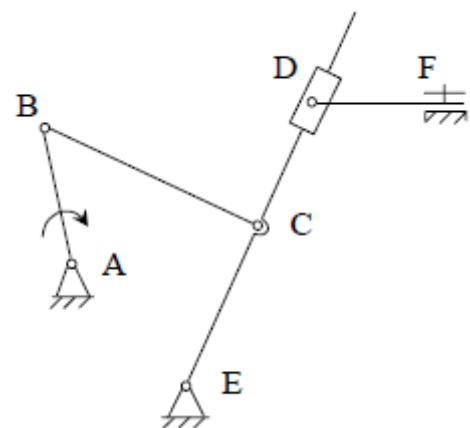
22



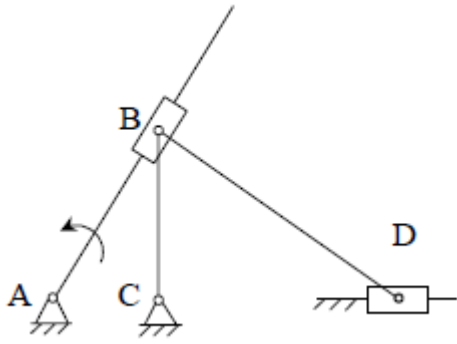
23



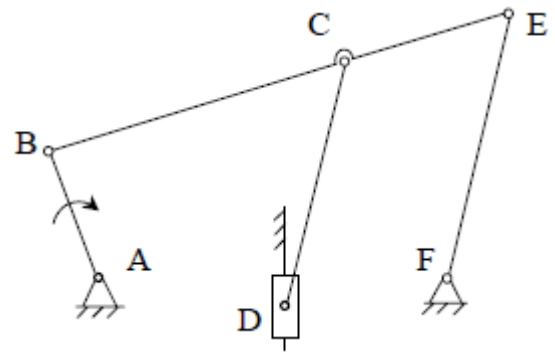
24



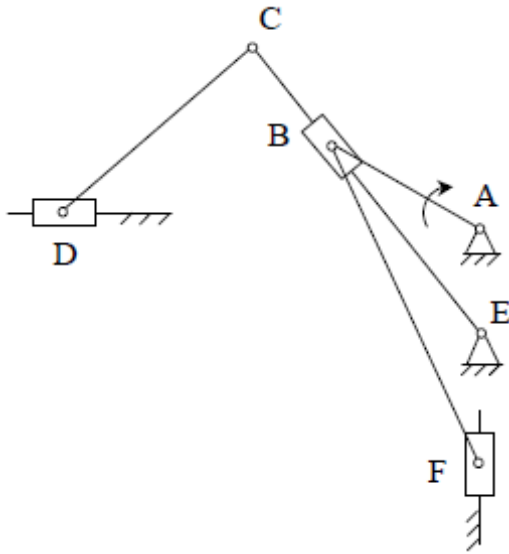
25



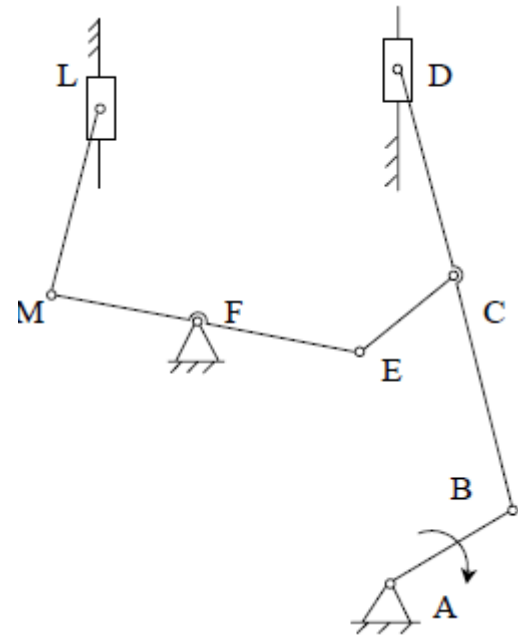
26



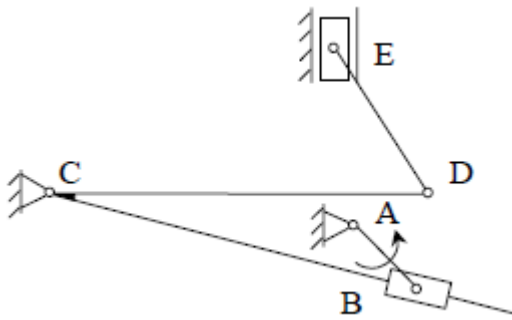
27



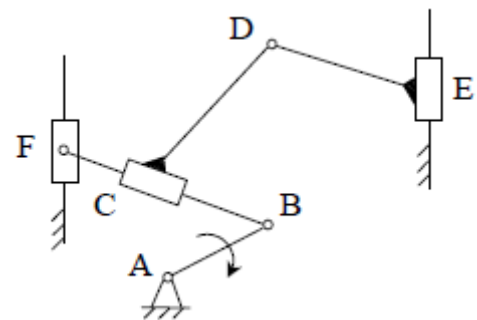
28



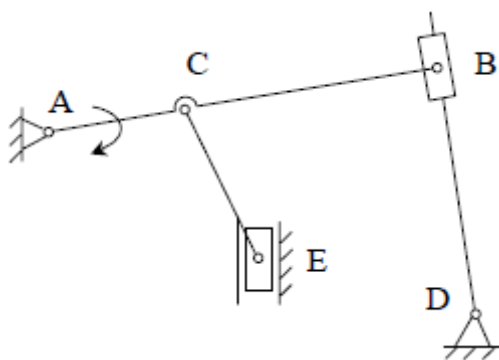
29



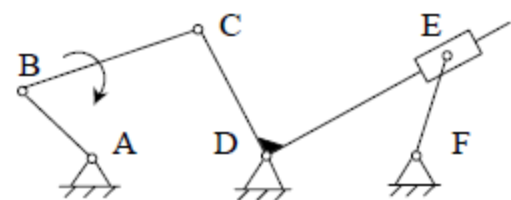
30



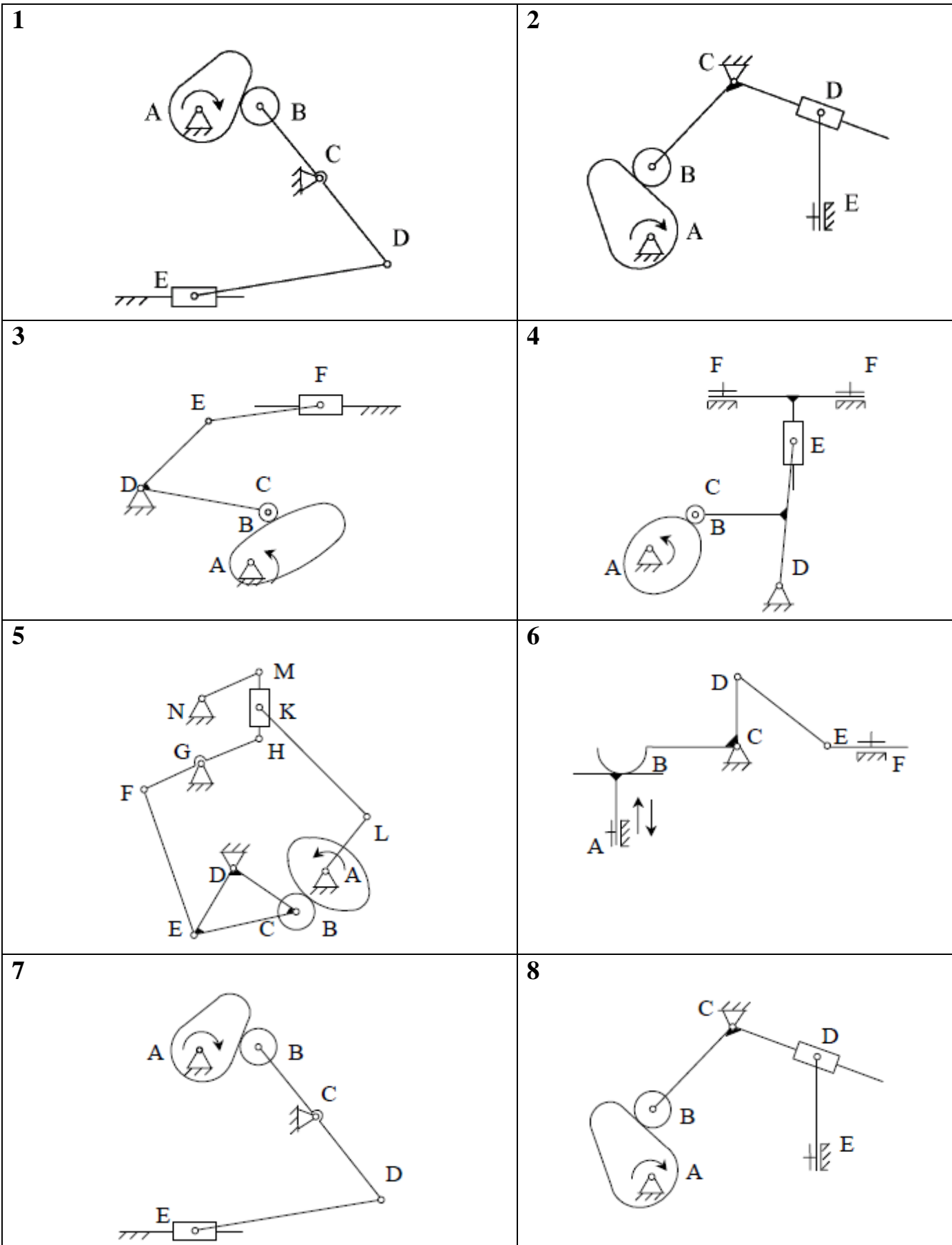
31

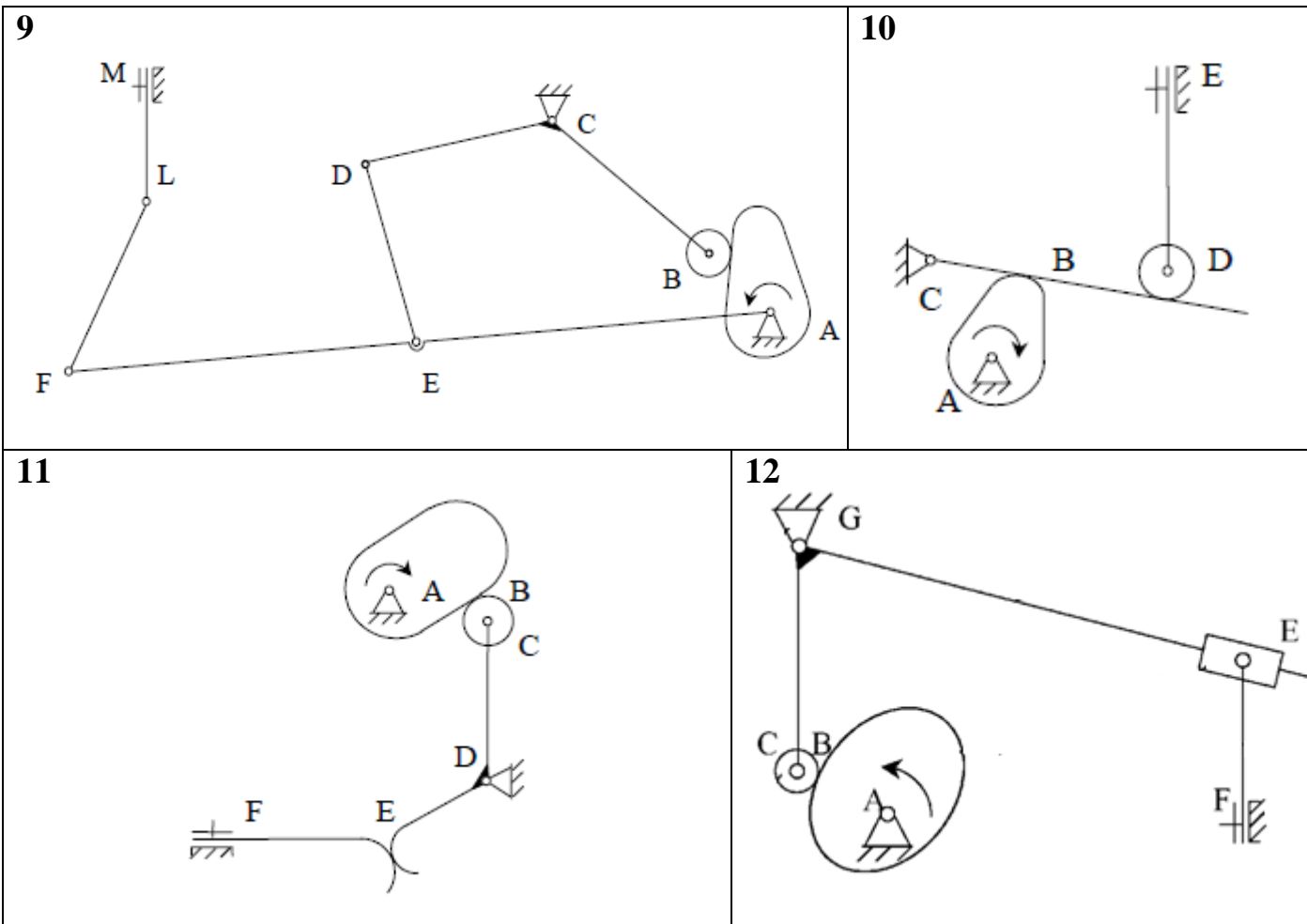


32



МЕХАНІЗМИ З ВИЩОЮ КІНЕМАТИЧНОЮ ПАРОЮ





Контрольні питання

1. Що таке механізм, ланка, кінематична пара, кінематична ланцюг, кінематична схема, структурна схема?
2. За якими ознаками поділяються кінематичні пари на класи і на види: нижчі, вищі?
3. Дайте визначення механізму, кінематичного ланцюга.
4. Чим відрізняються плоскі механізми від просторових?
5. Як впливають пасивні зв'язку на ступінь рухливості механізму?
6. Які ланки утворюють механізм I-го класу?
7. Як може бути утворений механізм?
8. Дайте визначення групі Ассура.
9. Що характеризує число "ступінь рухливості механізму"?
10. Який принцип побудови нових механізмів?
11. За якими ознаками класифікуються механізми?
12. За якими ознаками класифікуються групи Ассура?
13. Як визначити клас групи Ассура, її порядок і вид?
14. Які групи Ассура знаходять найбільше поширення?
15. Як визначити клас всього механізму?
16. У якій послідовності механізм розбивається на групи Ассура?
17. Як складається структурна формула механізму?
18. Наведіть приклад механізму з зайвої ступенем свободи.
19. покотила можливі причини появи надлишкових зв'язків.
20. З якою метою проводиться заміна вищих пар кінематичними ланцюгами з нижчими парами?
21. Вкажіть умови заміни вищих пар. Наведіть приклад заміни вищої пари.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛОЖЕНЬ ЛАНОК МЕХАНІЗМУ ТА ТРАЄКТОРІЙ РУХУ ЙОГО ОКРЕМИХ ТОЧОК

Мета роботи: визначення положень ланок і траєкторій руху точок на кінематичній схемі механізму.

Зміст роботи. Студент повинен за вихідними даними та структурною схемою побудувати: план положень механізмів.

Інструменти: ЕОМ, відповідне програмне забезпечення.

Короткі теоретичні відомості

Визначення положень ланок і траєкторій руху точок ведеться на кінематичній схемі механізму, яка відображає тільки ті розміри, які визначають відносні положення кінематичних пар.

Кінематична схема, яка накреслена в масштабі, на якій зафіксовано певне положення вхідної ланки і в зв'язку з ним положення усіх інших ланок, називається **планом положення механізму**.

Плани положень механізму це фактично кінематична схема механізму, зафіксована в довільний проміжок часу, або для якогось конкретного значення узагальненої координати, чи для якогось положення кривошипу $O A$.

Ланки та пари на схемі зображуються умовними позначеннями, які встановлює ГОСТ 2.770-68.

За вихідними даними лабораторної роботи необхідно побудувати 12 планів положень механізму, які відповідають 12 положенням вхідної ланки. Але у зв'язку з тим, що у рамках лабораторної роботи кутова швидкість обертання вхідної ланки є сталою величиною $\omega_1 = const$, то усі 12 її положень будуть рівновіддаленими.

Розпочинається побудова з визначення траєкторій руху усіх точок механізму (A, B, C, D і т.д.), попередньо розмістивши відносно положення точок стійки: O_1, O_2 і т.д. Потім, накресливши траєкторію руху точки A кривошипа $O A$ (коло радіусом рівним довжині кривошипа $O A$ з урахуванням масштабу, визначають крайні "нульові" положення механізму. "Нульові" положення механізму - це такі положення, які відповідають початку або закінченню робочого ходу механізму. **Початком робочого ходу механізму називається момент часу, коли робоча ланка механізму починає долати силу корисного опору $F_{ко}$** . В курсовій роботі робочою ланкою механізму є повзун. Тобто, початком робочого ходу механізму є таке крайнє положення повзуна, коли він починає рухатися назустріч вектору сили корисного опору $F_{ко}$ (див. завдання).

Існує два методи визначення крайніх положень робочої ланки:

- 1) за рахунок розташування кривошипа $O A$ та шатуна AB на одній прямій (рис. 14а);
- 2) побудовою траєкторії руху необхідної точки (рис. 14б).

У механізмі, показаному на рис. 14а, робочою ланкою є повзун C , який переміщується по вертикальній напрямній. При цьому він може знаходитись на вертикалі в найвищому (це перше крайнє положення) і в найнижчому (це друге крайнє положення) положеннях.

Для того, щоб знайти ці крайні положення кривошип OA і шатун AB розташовують на одній прямій:

- а) витягнувши OA і AB в одну лінію, коли $R_1=OA+AB$;
- б) положення шатуна AB перекриває кривошип OA , коли $R_2=AB-OA$.

При побудові цих планів використовують метод засічок, тобто задається довжина всіх ланок з урахуванням масштабу, а необхідні нові положення точок під час руху механізму знаходять на перетині траєкторій руху окремих точок.

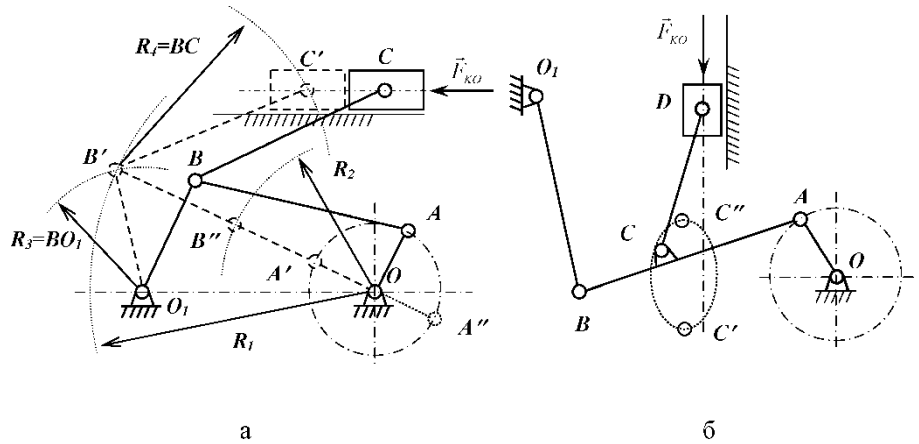


Рис. 14. Методи визначення крайніх положень робочої ланки

На рис. 14а, як приклад, пунктиром вказано знаходження крайнього лівого положення точки C' при витягнутих OA і AB . По-перше, знаходимо положення точки B' . Для цього з точок O і O_1 будуюмо два кола радіусами відповідно $R_1=OA+AB$ і $R_3=O_1B$. Усі допоміжні лінії для визначення розташування точок механізму зображені на рис. 14а пунктирними лініями. Потім визначаємо положення точки C . Для цього з точки B' проводимо коло радіусом $R_4=BC$. Враховуючи те, що напрямком руху робочої ланки (повзуна) є горизонтальна пряма, то точка перетину попередньо проведеного кола R_3 та горизонтальної прямої дає положення точки C' .

На рис. 14б робочою ланкою теж є повзун - точка D . Він також здійснює вертикальний зворотно-поступальний рух відносно нерухомої направляючої.

Є найвище і найнижче положення повзуна D . Знайти його попереднім методом неможливо. В даному випадку необхідно побудувати траєкторію руху точки C . Для цього на одній схемі довільно будують декілька послідовних кінематичних схем (чим більше схем, тим точніша траєкторія). На кожній схемі знаходять точку C . Знайдені положення з'єднують плавною кривою. На рис. 14б пунктиром зазначена умовна траєкторія у вигляді овалу.

Таким чином, коли точка C проходила ділянки C'' і C' то повзун займав відповідно найвище і найнижче положення.

Використовуючи метод проб, в зоні C' довільно вибирають положення точки C . Для цього положення точки C будують кінематичну схему механізму. Потім будується план швидкостей. Якщо вибрана точка C відповідає крайньому положенню, то швидкість точки D , тобто $V_D = 0$. Для вибраної точності задаються, наприклад, що вектор $pd=2\text{мм}$, зображений на попередньо збудованому плані швидкостей, вважати нульовим. Якщо отримане значення $V_D=pd \cdot \mu_v$ (μ_v - масштаб плану швидкостей (3)) не відповідає нулю, вибрана точка C в зоні C' переміщуються вліво чи вправо. Для нового положення точки C будується нова кінематична схема механізму і план швидкостей. Аналогічні дії проводяться і в зоні L до отримання $V_D = 0$.

Крайні положення робочої ланки визначають крайні положення точки A кінця кривошипу $OA - A', A''$. Із двох крайніх положень точки A , одне приймають за початкове A_0 , що відповідає початку робочого ходу механізму. З цього положення починає рухатися точка A , тобто коло (траєкторію її руху), ділять на 12 частин в напрямку ω_1 та відповідно позначають A_1, A_2, A_3 . А потім методом засічок знаходять положення решти точок механізму $C, D \dots$

При кресленні кінематичної схеми механізму необхідно вибрати масштабний коефіцієнт довжин ланок, який позначається літерою μ_l ;

Масштабним коефіцієнтом фізичної величини називається відношення чисельного значення фізичної величини у властивій їй одиниці виміру до довжини відрізка (в мм), який відображає цю величину.

Масштабний коефіцієнт μ_l - це ціла або дробова величина, яка визначає відношення дійсної фізичної величини, вираженої у відповідній розмірності, до відрізка, який на кресленні представляє цю фізичну величину в міліметрах.

Наприклад, масштабний коефіцієнт фактичних розмірів при побудові планів положень механізму

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \left[\frac{м}{мм} \right],$$

де l_{OA} - дійсна довжина ланки OA , м;

OA - довжина відрізка, яка зображає ланку OA довжиною l_{OA} на кресленні, мм;

Масштабний коефіцієнт швидкостей при побудові плану швидкостей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} \left[\frac{м/с}{мм} \right],$$

μ_v - фактичне значення лінійної швидкості точки A , м/с;

pa - довжина відрізка, яка зображує вектор лінійної швидкості V_A на плані швидкостей, мм;

При масштабному коефіцієнті завжди проставляємо індекс, який вказує на відповідність масштабного коефіцієнта (l, V, a, F, M т.д.).

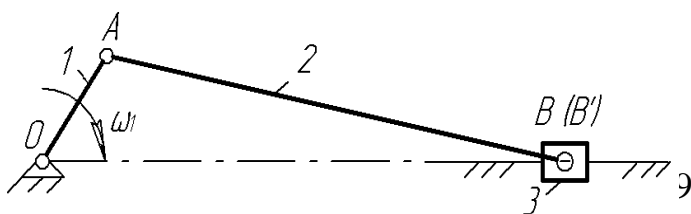
Масштабний коефіцієнт - це не стандартна величина. Як правило, при подальших математичних розрахунках зручно застосовувати такі значення цього коефіцієнта: 0,1; 0,01; 0,2; 0,02; 0,5; 0,05; 1; 2; 5; ...

Вибираючи масштабний коефіцієнт довжин ланок μ_l необхідно керуватися досягненням потрібної точності дослідження і відведеним полем листа для зображення механізму.

При кресленні плану положень механізму необхідно в першу чергу нанести положення нерухомих центрів обертальних пар і нерухомих направляючих для поступальних пар. Потім для вибраного положення вхідної ланки послідовно визначаються положення кінематичних пар і ланок, приєднаних до вхідної ланки. При цьому широко використовується **метод засічок** для визначення положень рухомих кінематичних пар.

Приклад побудови плану положень кривошипно-повзункового механізму

Дано: структурна схема кривошипно-повзункового механізму рис. 15 (схема без масштабу). Побудувати 9 планів положень



заданого механізму ($l_{OA}=0,2$ м; $l_{AB}=0,6$ м).

Рис 15. Структурна схема кривошипне-повзункового механізму

Розв’язок:

1) Обираємо розмір 1 ланки у межах $OA \geq 25$ мм, тоді приймаємо масштабний коефіцієнт довжин ланок $\mu_l \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$ за відношенням

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} = \frac{0,2}{25} = 0,008 \frac{\text{м}}{\text{мм}},$$

де l_{OA} - довжина кривошипу (1 ланка), м; OA - довжина кривошипу на плані положень, мм.

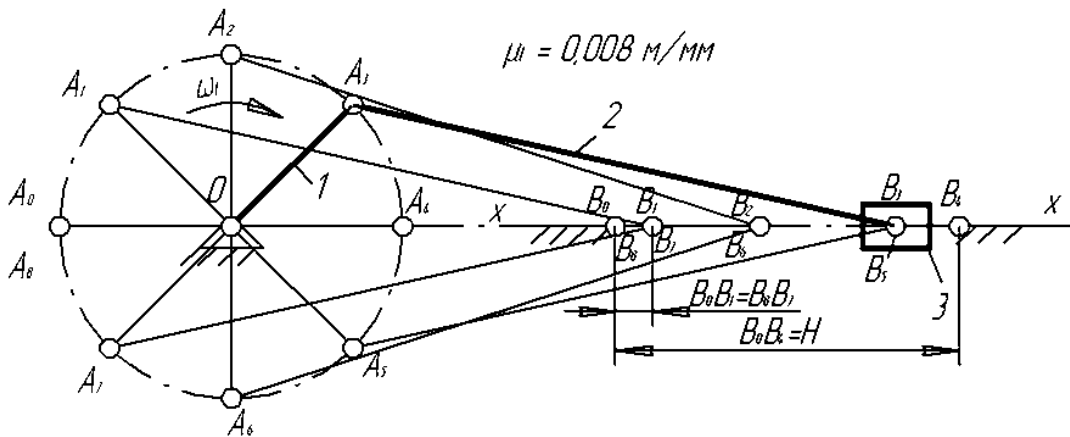


Рис.16 – План положень кривошипне-повзункового механізму

2) Довжина шатуна на кресленні:

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,6}{0,008} = 75\text{мм.}$$

3) Вибираємо на відведеному полі аркуша паперу положення нерухомого центру обертання кривошипу O і напрямній « $x-x$ » для повзуна 3.

4) Будуємо траєкторію руху центра шарніра обертальної кінематичної пари A , окреслив із центру O обертання кривошипа коло радіуса OA .

5) Приймаючи за початок відліку положень механізму і кривошипу одне із крайніх положень вихідної ланки, яке відповідає початку робочого ходу, зробимо циркулем засічку із центру O радіуса $R_n = AB - OA$. Одержимо крайнє положення шарніра B вихідної ланки B_0 . (Крайні положення вихідної ланки виникають, коли повздовжні осі кривошипа і шатуна співпадають).

Друге крайнє положення шарніра B веденої ланки відповідає кінцю робочого ходу і визначається точкою B_4 на лінії « $x-x$ », яка визначається засічкою циркулем радіуса $R_x = AB + OA$ із центра O .

6) Виконуємо розмітку положень вхідної ланки (кривошипу), починаючи від точки A_0 за напрямком обертання, розбивши траєкторію шарніра A на декілька рівних частин, наприклад, на 8.

7) Шляхом засічок циркулем радіуса $R = AB$ на лінії « $x-x$ » знаходимо відповідні положення шарніра B вихідної ланки.

Завдання

Дано: схема кривошипне-повзункового механізму (схема накреслена без масштабу). Побудувати план 12 положень наведеного механізму. Вихідні данні наведено у таблиці 1

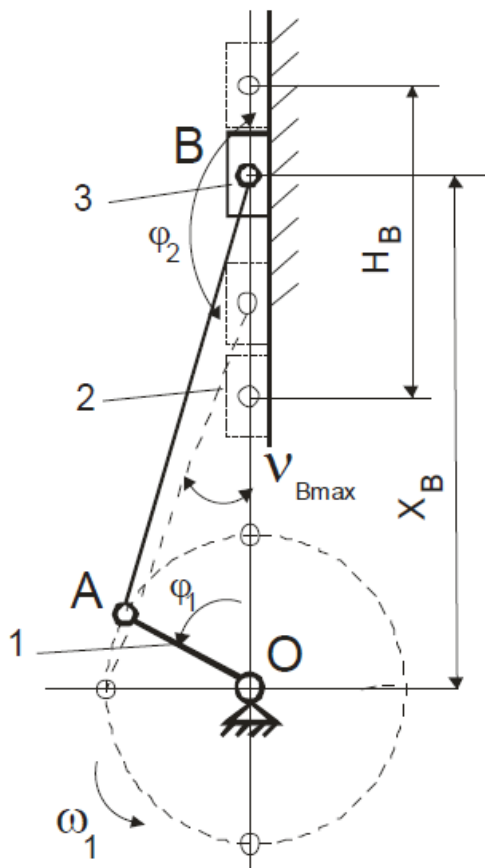


Схема кривошипне - повзункового механізму

Таблиця 1

Індивідуальні завдання

Вар	$l_{OA}, \text{м}$	$l_{AB}, \text{м}$	Вар	$l_{OA}, \text{м}$	$l_{AB}, \text{м}$
іант			іант		
01	0,25	0,65	16	0,50	0,75
02	0,30	0,70	17	0,55	0,90
03	0,35	0,65	18	0,55	0,85
04	0,20	0,80	19	0,20	0,55
05	0,25	0,70	20	0,20	0,58
06	0,36	0,80	21	0,25	0,84
07	0,38	0,86	22	0,22	0,66
08	0,40	0,60	23	0,32	0,68
09	0	0	24	0	0

	,40	,80		,42	,70
10	0	0	25	0	0
	,45	,65		,44	,76
11	0	0	26	0	0
	,42	,70		,34	,74
12	0	0	27	0	0
	,46	,72		,40	,70
13	0	0	28	0	0
	,50	,65		,40	,78
14	0	0	29	0	0
	,50	,90		,48	,80
15	0	0	30	0	0
	,50	,86		,50	,95

Пояснення до виконання роботи:

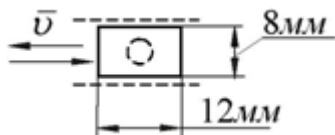
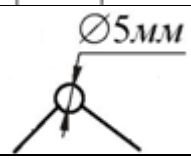

Вал, вісь, стрижень, шатун позначаються суцільний потовщеною прямою лінією. Зубчасті колеса позначають окружністю, проведеної штрих - пунктирною лінією. Для зображення з'єднання деталі з валом також є умовні позначення.

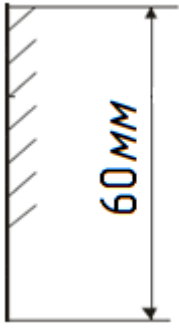
Умовні знаки, застосовувані в схемах, викреслюють, не дотримуючись масштабу зображення. Однак співвідношення розмірів умовних графічних позначень взаємодіючих елементів має приблизно відповідати дійсному їх співвідношенню.

При повторенні одних і тих же знаків потрібно виконувати їх однакового розміру.

При зображенні валів, осей, стрижнів, шатунів і інших деталей застосовують суцільні лінії товщиною S . Підшипники, зубчасті колеса, шківни, муфти, двигуни обводять лініями приблизно в два рази тонше. Тонкою лінією викреслюють осі, окружності зубчастих коліс, шпонки, ланцюги.

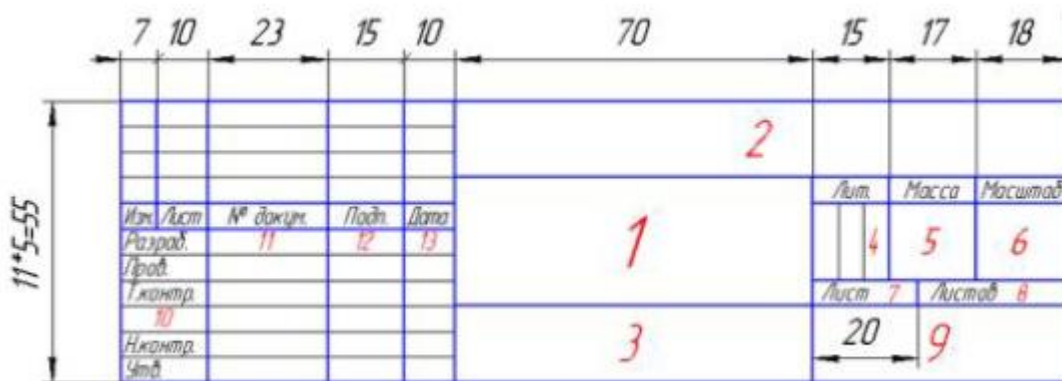
Орієнтовні розміри деяких елементів кінематичної схеми

Назва	Орієнтовні розміри
Повзун	
Точка з'єднання ланок у кінематичній парі	
Стійка	 Сторони трикутника – 8мм; Лінії закріплення (штрих) – 4 мм; кут нахилу – 45°

Стійка	
<ul style="list-style-type: none"> - основні побудови виконувати із застосуванням стилю - «основная»; - розмітку (коло; напрямна) із застосування стилю – «осевая» («штриховая») - виділення положень механізму; стійку механізму із застосуванням стилю – (утолщення) 	

Порядок виконання:

1. Створити креслення з параметрами першого аркуша (формат - А3; орієнтація горизонтальна).
2. Заповнити відповідними даними основний напис :
 - у графі 1 – назва лабораторної роботи;
 - у графі 2 – позначення документа (УНУС.ТММ.02.00);
 - у графі 3 - позначення матеріалу (Теорія механізмів і машин);
 - у графі 4 – літеру, присвоєну даному документу (У);
 - у графі 9 – найменування підприємства, що випускає документ (кафедра прикладної інженерії та охорони праці, № групи);
 - у графі 11 – прізвища осіб, які підписали документ.



форма 1

3. Визначити масштабний коефіцієнт довжини μ_L ; перерахувати відомі довжини ланок з врахуванням обраного масштабного коефіцієнту (OA ; AB – довжини ланок на плані положень).
4. Вибирати на відведеному полі аркуша паперу положення нерухомого центру обертання кривошипу O і напрямній «x-x» для повзуна 3.
5. Побудувати траєкторію руху центра шарніра обертальної кінематичної пари A , окреслив із центру O обертання кривошипа коло радіуса OA .
6. Приймаючи за початок відліку положень механізму і кривошипу одне із крайніх положень вихідної ланки, яке відповідає початку робочого ходу, зробити засічку за допомогою кола проведеного із центру O радіуса $R_n = AB - OA$. Отримали

крайнє положення шарніра B вихідної ланки B_1 . (Крайні положення вихідної ланки виникають, коли повздовжні осі кривошипа і шатуна співпадають).

Друге крайнє положення шарніра B веденої ланки відповідає кінцю робочого ходу і визначається точкою B_6 на лінії « $x-x$ », яка визначається колом радіуса $R_k = AB + OA$ із центра O .

7. Виконати розмітку положень вхідної ланки (кривошипу), починаючи від точки A_1 за напрямком обертання, розбивши траєкторію шарніра A на декілька рівних частин, наприклад, на 6.

8. Шляхом засічок за допомогою кола радіуса $R = AB$ на лінії « $x-x$ » знаходимо відповідні положення шарніра B вихідної ланки.

9. Виділити одне із положень механізму (не крайнє). Викреслити стійку механізму.

10. Оформити креслення (нумерація положень механізму (A_1 - B_1 : A_6 - B_6), назва креслення, масштабний коефіцієнт довжини).

3.4 Контрольні питання

1. Як називаються ланки механізму (рис) і який рух виконує кожна ланка?
2. Назвіть основні кінематичні параметри ланок механізму, який Ви досліджували.
5. На основі яких векторних і скалярних рівностей побудовані плани швидкостей і прискорень?
6. Як, використовую графічний метод дослідження, визначити значення і напрямки кутової швидкості і кутового прискорення кожної ланки?

ПРОТОКОЛ

звіту до лабораторної роботи № 3 з ТММ

«Кінематичне дослідження плоского шарнірного чотириланкового механізму
аналітичним методом»

Студент _____

Група _____

Початкові дані:

$$l_1 =$$

$$l_2 =$$

$$l_3 =$$

$$l_4 =$$

$$\omega_1 =$$

$$\Delta\varphi_1 =$$

Рисунок 1 - Кінематична схема механізму

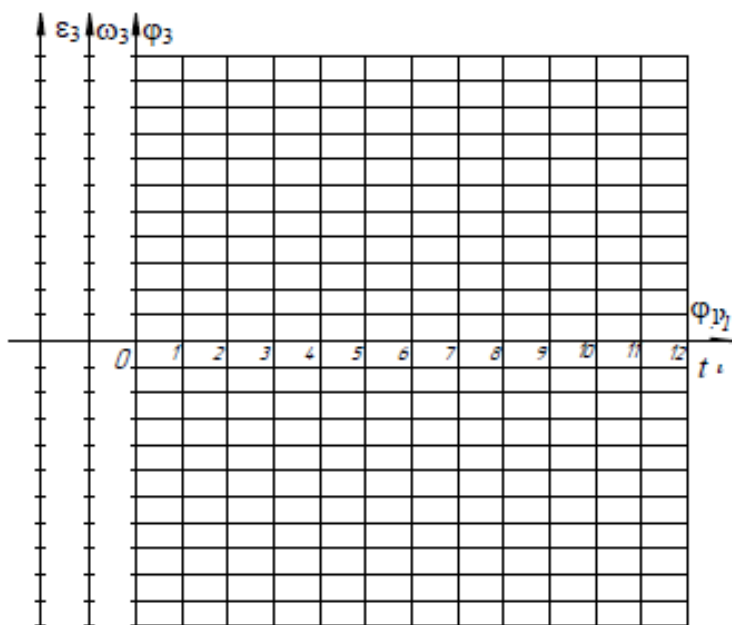


Рисунок 2 - Графіки кінематичних параметрів руху коромисла 3

Висноки: _____

Таблиця кінематичних параметрів і комп'ютерні графіки приводяться на обороті протоколу.

Дата _____

Роботу прийняв _____

Лабораторна робота № 3
**ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМІВ ГРАФОАНАЛІТИЧНИМ
МЕТОДОМ**

Мета роботи: навчитися визначати швидкості і прискорення за допомогою графоаналітичного методу.

Зміст роботи. Студент повинен визначити лінійні і швидкості і прискорення окремих точок механізму та кутові швидкості і прискорення ланок механізму методом планів швидкостей.

Інструменти: ЕОМ, відповідне програмне забезпечення.

Короткі теоретичні відомості

Знаючи закон руху вхідної ланки та довжину решти ланок механізму, можна визначити величину та напрямок лінійної швидкості (прискорення) будь-якої точки та кутову швидкість (прискорення) окремої ланки механізму шляхом побудови плану швидкостей (прискорень).

Побудова плану швидкостей (прискорень) та подальше його використання в розрахунках значно спрощується, якщо добре засвоїти наступні властивості плану швидкостей (прискорень):

1. Вектори, що виходять із полюса плану швидкостей p (π), визначають величину і напрямок абсолютної швидкості (прискорення) точки механізму в масштабі плану швидкостей (прискорень) - μ_v (μ_a). Швидкості (прискорення) нерухомих точок механізму завжди знаходяться в полюсі плану швидкостей (прискорень).

2. Вектори, які з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей (прискорень), визначають величину і напрямок відносної швидкості (прискорення) руху точки в масштабі плану швидкостей (прискорень) - μ_v (μ_a).

3. Вектори відносних швидкостей на цьому плані складають фігуру, яка подібна однойменній жорсткій фігурі, що створена відрізками на кінематичній схемі, але повернута по відношенню до останньої на кут 90° в напрямку миттєвої швидкості жорсткої фігури. Теорема подібності.

Плани швидкостей слід побудувати для усіх положень механізму, які відповідають робочому ходу.

Звертаємо увагу на те, що значення усіх параметрів, які підставляються у відповідні формули повинні відповідати вимогам системи СІ, тобто довжина ланок визначається у метрах (м), час – у секундах (с), кути – у радіанах (рад), швидкості – у метрах на секунду (м/с) та радіанах на секунду (рад/с) та ін.

Порядок побудови плану швидкостей окремих точок механізму (Додаток Д)

1. На плані положень механізмів виділити положення, які відповідають обраному варіанту (табл. 1).

2. Швидкість точки O дорівнює нулю, тому на плані швидкостей точка O співпадає з полюсом плану швидкостей p .

3. Із застосуванням методу векторних рівнянь визначити модуль швидкості точки **A**:

$$\vec{v}_A = \omega \cdot l_{OA}$$

Лінія дії вектору швидкості точки **A** перпендикулярна ланці **OA**, а сам вектор спрямований у бік обертання ланки **OA**. $\vec{v}_A \perp OA$.

4. Обрати масштабний коефіцієнт побудови плану швидкостей:

$$\mu_v = \frac{v_A}{l_{v_A}}$$

де v_A – швидкість точки **A**, м/с

l_{v_A} – довжина відрізка швидкості точки **A** на плані швидкостей, мм.

5. На вільному місці аркуша обираємо точку (**p**), яка буде відповідати полюсу плану швидкості. Побудуємо вектор \vec{v}_A на плані швидкостей.

6. Модуль швидкості точки **B** можна визначити за формулою:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{AB},$$

де- \vec{v}_B швидкість точки **B**; \vec{v}_A – швидкість точки **A**, \vec{v}_{AB} - швидкість ланки **AB** в її відносному обертанні навколо точки **A**. Вектор \vec{v}_A визначений. Лінія дії вектору $\vec{v}_{AB} \perp AB$ (перпендикулярна ланці **AB**). Лінія дії вектору $\vec{v}_B \parallel xx$ (паралельна направляючої **xx**).

7. Вказати на плані швидкості точки які відповідають центрам мас всіх ланок. Побудувати швидкості центрів мас ланок.

8. Використовуючи плани швидкостей та масштабний коефіцієнт визначити абсолютні і відносні швидкості для всіх положень вказаного варіанту. Результати занести до таблиці:

Положення № _____		Положення № _____	
v_A		v_A	
v_{AB}		v_{AB}	
v_B		v_B	
v_{S1}		v_{S1}	
v_{S2}		v_{S2}	
v_{S3}		v_{S3}	
ω_1		ω_1	
ω_2		ω_2	

Порядок побудови плану прискорень окремих точок механізму

1. Для варіантів положень механізму вказаних у таблиці 1. визначаємо прискорення ланок.

2. Прискорення точки **O** дорівнює нулю, тому на плані прискорень точка **o** співпадає з полюсом плану прискорень **п**.

3. Із застосуванням методу векторних рівнянь визначити модуль прискорення точки **A**:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO},$$

де \vec{a}_O - прискорення точки **O**, яке дорівнює нулю; \vec{a}_{AO} - прискорення ланки **AO** в його відносному русі навколо точки **O**.

Прискорення ланки **AO** можна представити у вигляді векторної суми його нормального і тангенціального прискорень, тобто:

$$\vec{a}_{AO} = \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t.$$

Тангенціальне прискорення ланки АО дорівнює нулю, оскільки його кутова швидкість не змінюється, тому прискорення точки А дорівнює нормальному прискоренню ланки АО, тобто $\vec{a}_A = \vec{a}_{AO}^n$. Модуль нормального прискорення ланки АО:

$$a_{AO}^n = \frac{v_A^2}{l_{AO}}$$

Лінія дії вектору \vec{a}_{AO} – паралельно ланці АО. Напрямок вектору \vec{a}_{AO} - до точки О.

4. Обрати масштабний коефіцієнт побудови плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_A}{l_{a_A}}$$

де a_A – прискорення точки А, м/с²; l_{a_A} - довжина відрізка прискорення точки А на плані прискорень мм.

5. На вільному місці аркуша обираємо точку (π), яка буде відповідати полюсу плану прискорень. Побудуємо вектор \vec{a}_A на плані прискорень.

6. Модуль прискорення точки В можна визначити за формулою:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t,$$

де \vec{a}_B – прискорення точки В; \vec{a}_A - прискорення точки А; \vec{a}_{BA}^n - нормальне прискорення ланки АВ; \vec{a}_{BA}^t - тангенціальне прискорення ланки АВ. Напрямок прискорення точки В: паралельний напрямної xx . Прискорення точки А відоме. Модуль нормального прискорення ланки АВ:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{AB}^2}{l_{AB}}$$

Лінія дії вектору \vec{a}_{BA}^n – паралельно ланці АВ; напрям вектору - \vec{a}_{BA}^n до точки А. Лінія дії вектору тангенціального прискорення ланки АВ: перпендикулярно ланці АВ.

7. Вказати на плані прискорень точки які відповідають центрам мас всіх ланок. Побудувати прискорення центрів мас ланок.

8. Використовуючи плани прискорень та масштабний коефіцієнт визначити абсолютні і відносні прискорення для всіх положень вказаного варіанту. Результати занести до таблиці:

Положення №		Положення №	
a_{AB}		a_{AB}	
a_B		a_B	
a_{S1}		a_{S1}	
a_{S2}		a_{S2}	
a_{S3}		a_{S3}	
ε_1		ε_1	
ε_2		ε_2	

Завдання

Дано: геометричні параметри усіх ланок і кутова швидкість ω_1 , яка є постійною величиною (таблиця 2); план 12-ти положень механізму (результат виконання лабораторної роботи 2).

Визначити швидкості та прискорення точок механізму (O , A і B) для кожного з 12 положень механізму. Для розрахунків використати графоаналітичний метод.

Таблиця 2

<i>Варіант</i>	$L_{OA}, м$	$L_{AB}, м$	$\omega_1, рад/с$	<i>Варіант</i>	$L_{OA}, м$	$L_{AB}, м$	$\omega_1, рад/с$
01	0,25	0,65	10	16	0,50	0,75	18
02	0,30	0,70	10	17	0,55	0,90	20
03	0,35	0,65	10	18	0,55	0,85	20
04	0,20	0,80	10	19	0,20	0,55	20
05	0,25	0,70	12	20	0,20	0,58	20
06	0,36	0,80	12	21	0,25	0,84	20
07	0,38	0,86	12	22	0,22	0,66	10
08	0,40	0,60	12	23	0,32	0,68	10
09	0,40	0,80	15	24	0,42	0,70	10
10	0,45	0,65	15	25	0,44	0,76	10
11	0,42	0,70	15	26	0,34	0,74	12
12	0,46	0,72	15	27	0,40	0,70	12
13	0,50	0,65	18	28	0,40	0,78	12
14	0,50	0,90	18	29	0,48	0,80	12
15	0,50	0,86	18	30	0,50	0,95	20

Контрольні питання

1. Сформулюйте задачі кінематичного аналізу механізмів.
2. Назвіть методи кінематичного аналізу механізмів, їх переваги і недоліки.
3. Які допущення роблять при кінематичному дослідженні механізмів?
4. Які вихідні дані необхідні для кінематичного дослідження механізмів?
5. У чому полягає графоаналітичний метод кінематичного аналізу механізмів?
6. Як визначаються масштабний коефіцієнт побудови швидкості??
7. Які переваги і недоліки має графоаналітичний метод перед іншими методами кінематичного аналізу механізмів?
8. Що таке план швидкостей (прискорень)?
9. Що таке полюс плану швидкостей (прискорень)?

СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи: визначення сил, що діють на ланки механізму.

Зміст роботи. Студент повинен визначити сили, що діють на ланки механізму, при цьому слід визначити сили інерції, які діють у кожній групі Ассура; зобразити для кожної групи план сил; визначити зрівноважуючу силу і момент сил, застосувати важіль Жуковського для визначення зрівноважувальної сили.

Короткі теоретичні відомості

Послідовність силового аналізу механізму

Визначення сил, що діють на ланки механізмів, має велике практичне значення для розрахунків ланок на міцність, жорсткість, вібростійкість, зносостійкість, довговічність, для визначення втрат енергії на тертя, а також для підрахунку енергетичного балансу машини та виконання інших подібних розрахунків.

Усі діючі у машинах сили поділяють на дві основні групи:

- 1) рушійні сили F_p , які діють у бік руху тіла;
- 2) сили опору F_0 , які діють проти руху тіла.

У свою чергу сили опору ділять на сили корисного опору F_{ko} , та сили шкідливого опору $F_{шо}$.

Розрізнять також сили тяжіння (ваги) ланок G , сили інерції F_{in} та сили реакцій R у кінематичних парах. Проте ці сили не утворюють який-небудь новий клас. Залежно від напрямку дії ці сили треба віднести до рушійних сил або сил опору.

Рушійні сили та сили опору різних машин подають у вигляді аналітичних залежностей або діаграм сил, робіт, потужностей. Ці функціональні залежності називаються механічними характеристиками і в курсі вважаються відомими.

При силовому аналізі механізму II класу бажано дотримувати наступного порядку:

1. Визначаються всі зовнішні сили, прикладені до ланок механізму, від дії яких потрібно знайти реакції в кінематичних парах механізму.

2. Обирається початкова ланка механізму і розбивається ведений кінематичний ланцюг механізму на групи Ассура.

3. Виконується силовий аналіз кожної групи Ассура окремо виходячи з того, що така група є статично визначним кінематичним ланцюгом. Розрахунок починають з останньої, рахуючи від початкової ланки, приєднаної групи Ассура і закінчують початковою ланкою.

4. Порядок силового аналізу кожної групи Ассура II класу залежить від її виду.

Так, при аналізі груп 1, 2 і 4 виду, внутрішня кінематична пара яких є обертальною, спочатку складають рівняння моментів для кожної ланки групи окремо відносно внутрішньої кінематичної пари, а потім складають рівняння векторної суми сил, що діють на групу в цілому і на одну з ланок. При аналізі ж груп Ассура 3 і 5 виду, внутрішня кінематична пара яких є поступальною, розглядають рівновагу кожної ланки окремо, спочатку другої ланки групи, а потім першої. Для другої ланки складають рівняння моментів відносно точки прикладення реакції від стійки на ланку і рівняння векторної суми сил, а для першої ланки – тільки рівняння векторної суми сил.

Найпростішим випадком є рівновага, тобто випадок, коли тіло знаходиться у стані спокою або поступальному рівномірному прямолінійному русі. У цих

випадках не виникають динамічні сили (сили інерції). Тому для розв'язання такої задачі досить звичайних рівнянь статички. У загальному випадку, коли є прискорення, виникають сили інерції і рівнянь статички тут замало. Щоб розв'язати задачу про знаходження сил, використовують принцип Д'Аламбера, згідно з яким рухома система тіл перебуває у кожний момент часу в рівновазі під дією зовнішніх сил, включаючи сили інерції. Користуючись принципом Д'Аламбера, можна задачу динаміки розв'язати методами статички, якщо умовно віднести до зовнішніх сил і сили (моменти сил) інерції, які виникають при русі ланок і діють на елементи кінематичних пар як додаткові сили.

Задача про знаходження сил легко розв'язується для статично визначених систем. Нагадаємо, що статично визначеною системою називають таку систему, в якій кількість невідомих дорівнює числу рівнянь рівноваги, які можна скласти для їх знаходження. У механізмах статично визначеними системами є структурні групи Ассура. А тому при силовому розрахунку механізм розбивають на структурні групи, тобто на статично визначені кінематичні ланцюги, до яких прикладають усі зовнішні сили, включаючи сили (моменти сил) інерції, а дію основного механізму на ланки групи замінюють реакціями. Під дією усіх цих сил група знаходиться у рівновазі, а тому можна скласти відповідну кількість рівнянь рівноваги, розв'язуючи які відносно невідомих складових реакцій, знаходимо ці реакції. Причому на відміну від кінематичного дослідження механізмів, силовий розрахунок треба починати з останньої від початкової ланки приєднаної групи і закінчувати силовим розрахунком початкової ланки (ланок).

ПРИКЛАД 1 (статичний метод)

Для механізму, який зображений на рис. 1, використовуючи вихідні дані виконати силовий розрахунок, тобто визначити реакції у кінематичних парах і зрівноважуючу силу $F_{зр}$, яку прикласти у точці В перпендикулярно кривошипну АВ. Силу корисного опору $F_{ко} = 200\text{Н}$ прикласти у точці D, паралельно лінії АС. Маса ланок: $m_1 = 2\text{кг}$, $m_2 = 10\text{кг}$, $m_3 = 12\text{кг}$; їхні моменти інерції $J_{S1} = 0,02\text{кгм}^2$, $J_{S2} = 0,08\text{кгм}^2$. Моментом інерції ланки 3 знехтувати.

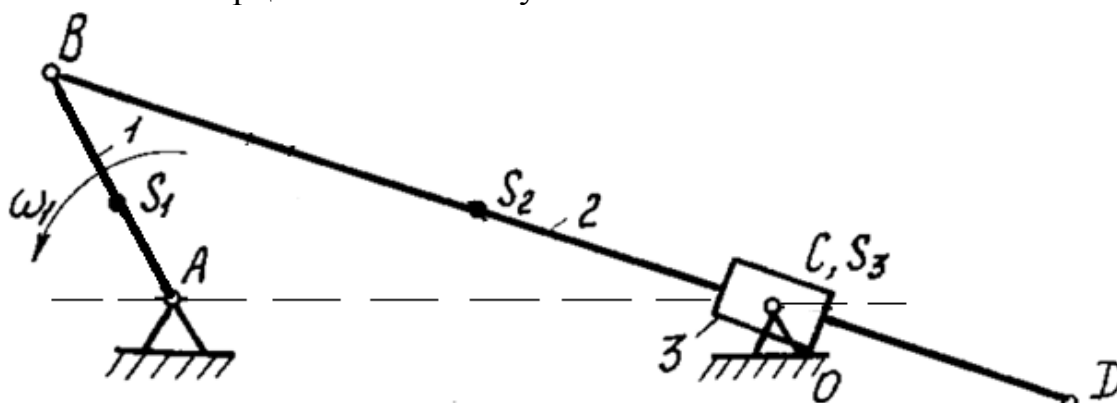


Рис. 1 Структурна схема кривошипне-кулісного механізму

Розв'язання.

1. Розрахункова схема механізму.

Викреслюємо у заданому положенні кінематичну схему механізму у заданому масштабі (рис. 2). На схемі вказують усі діючі сили та моменти, включаючи сили (моменти сил) інерції.

Обчислюємо величини (модулі) сил інерції і моментів сил інерції, що діють на ланки механізму ($i=1,2,3$):

$$F_{in} = m \cdot a_s$$

$$F_{in1} = m_1 a_{s1} = 2 \cdot 14 = 28 \text{ Н}, \quad F_{in2} = m_2 a_{s2} = 10 \cdot 23 = 232 \text{ Н},$$

$$F_{in3} = m_3 a_{s3} = 12 \cdot 0 = 0, \text{ оскільки прискорення } a_{s3} = 0,$$

$$M_{in} = J_S \cdot \varepsilon$$

$$M_{in1} = J_{S1} \cdot \varepsilon_1 = 0,02 \cdot 0 = 0, \text{ оскільки кутове прискорення } \varepsilon_1 = 0,$$

$$M_{in2} = J_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 0,08 \cdot 12,13 = 0,97 \text{ Нм},$$

$$M_{in3} = J_{S3} \cdot \varepsilon_3, \text{ оскільки } J_{S3} = 0.$$

Сили інерції прикладаємо в центрах мас відповідних ланок і направляємо їх у протилежний бік прискоренню центра мас (рис. 2а). Отже, сила інерції F_{in1} направлена протилежно прискоренню \bar{a}_{s1} , F_{in2} протилежно прискоренню \bar{a}_{s2} .

Момент сил інерції M_{in2} направлений протилежно кутовому прискоренню ланки 2 (рис. 2а).

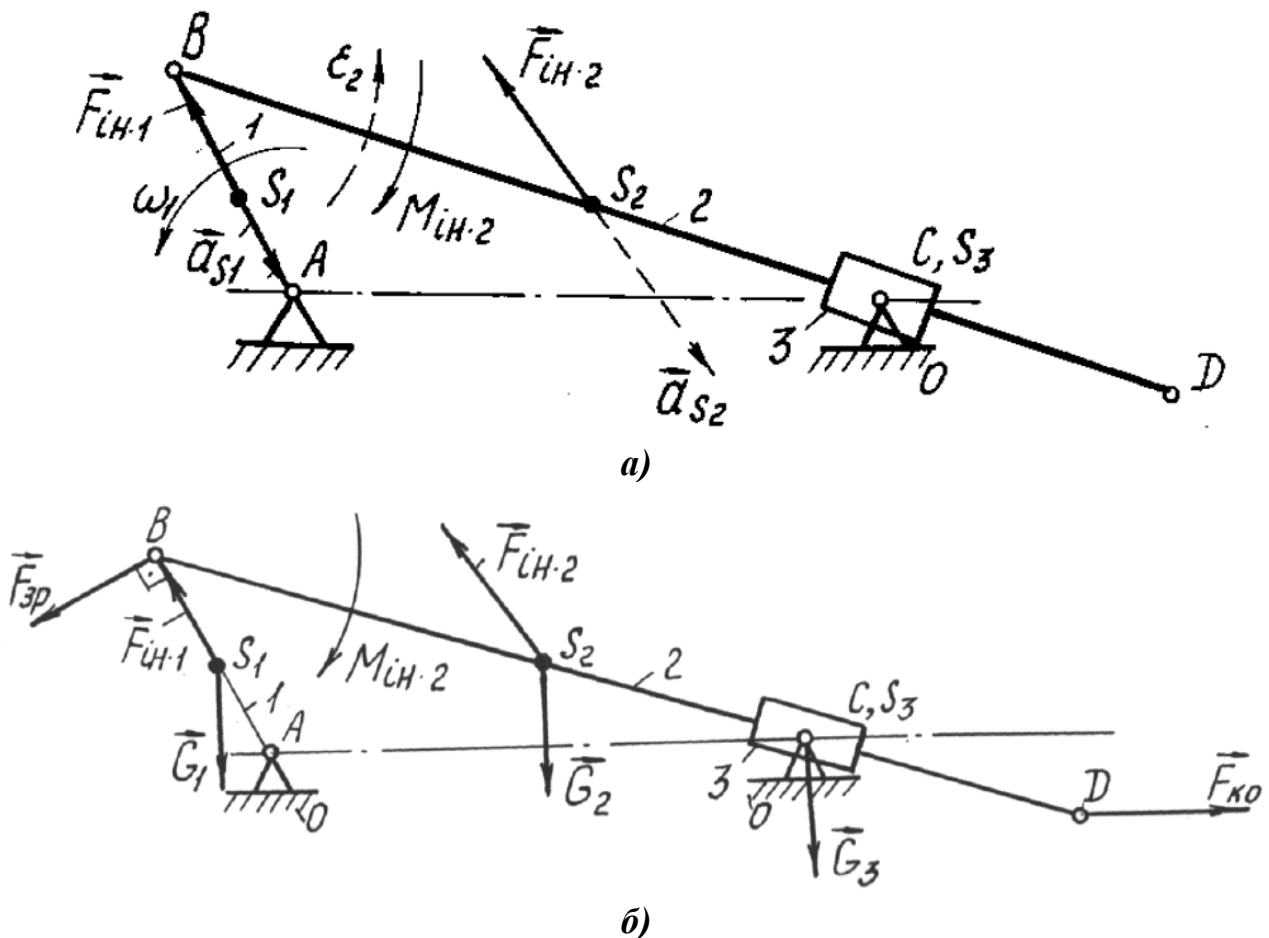


Рис. 2 Розрахункова схема механізму: а) розрахункова схема сил та моментів інерції кривошипне-кулісного механізму; б) розрахункова схема сил корисного опору та сил ваги

До зовнішніх сил належать сила корисного опору F_{ko} і сили ваги G_1 G_2 G_3 відповідних ланок 1, 2, 3, які дорівнюють:

$$G_1 = m_1 g = 2 \cdot 9,81 = 12,6 \text{ Н},$$

$$G_2 = m_2 g = 10 \cdot 9,81 = 98,1 \text{ Н},$$

$$G_3 = m_3 g = 12 \cdot 9,81 = 117,7 \text{ Н}.$$

Сили ваги і інерції прикладаємо у центрах мас відповідних ланок (рис 2, б).

2. Структурні групи (групи Ассура та початковий механізм).

Розбиваємо механізм на структурні групи. Заданий механізм складається з механізму I класу (кривошип і стояк) і однієї групи II класу II порядку, яка складається з ланок 2 і 3 (рис.3)

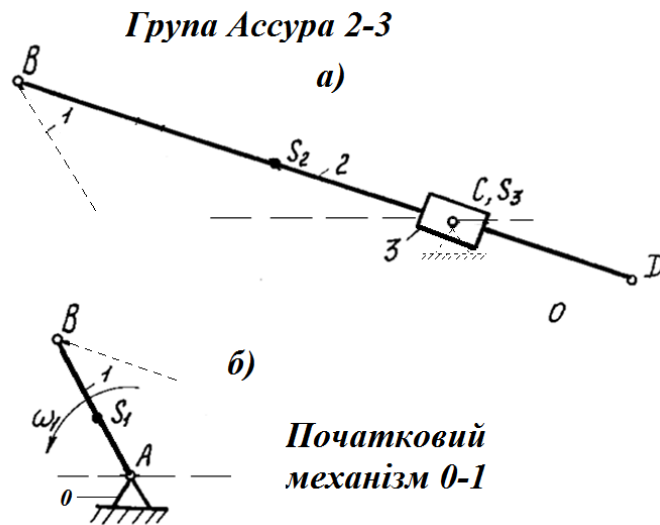
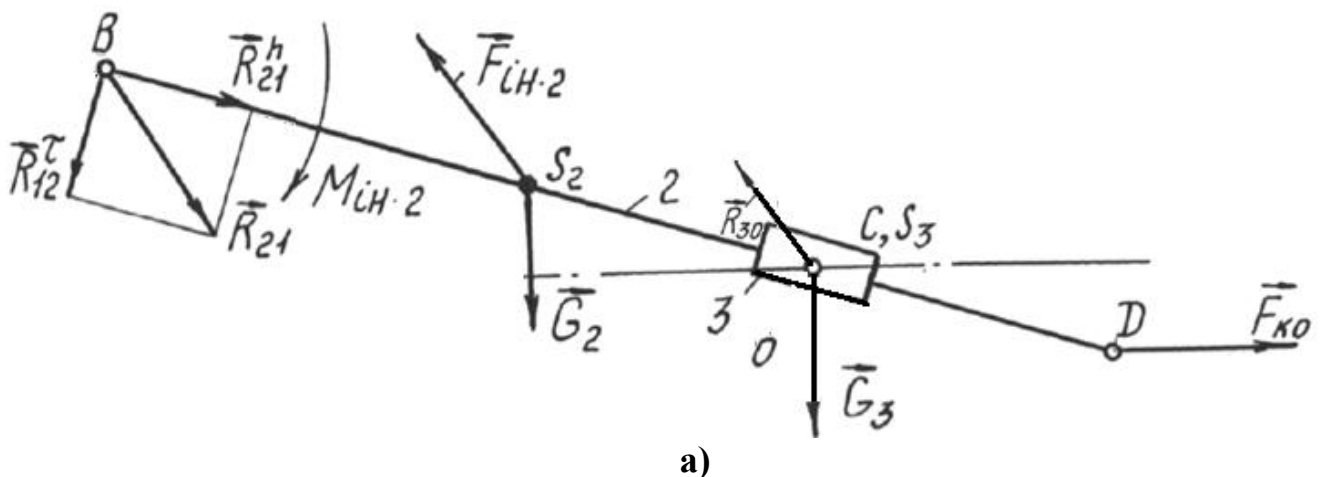


Рис. 3 Структурні групи кривошипне-кулісного механізму: група Ассура 2-2(a); початковий механізм 0-1(б).

3. Силовий розрахунок.

Силовий розрахунок починаємо з групи 2-3.

Викреслюємо окремо структурну групу 2-3 (рис.4а) у цьому ж положенні і масштабі, що і кінематична схема (рис. 3,а), та прикладаємо до неї усі зовнішні сили ($F_{к0}$, G_2 , G_3), включаючи силу інерції $F_{ін2}$ ($F_{ін3} = 0$) і момент сил інерції $M_{ін3}$ згідно рис 2, дію основного механізму (стояка 0 і кривошипа АВ) у точках під'єднання групи А і С замінюємо реакціями відповідно \vec{R}_{21} і \vec{R}_{30} . Оскільки кінематична пари В(1,2) і С(3,0) обертальні, то вказані реакції направляємо довільно. Напрямок дії реакції R_{21}^n приймається за напрямком ланки 2, а реакції R_{21}^t перпендикулярно ланки 2.



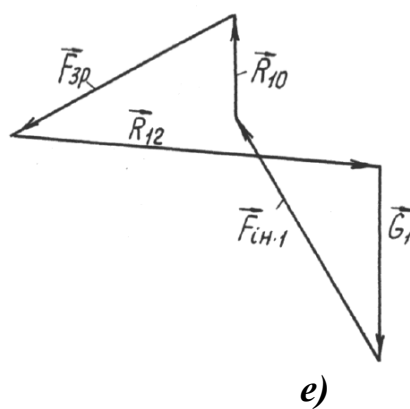
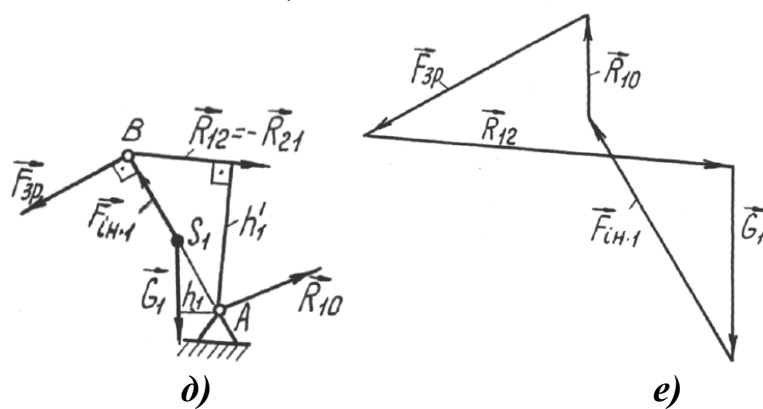
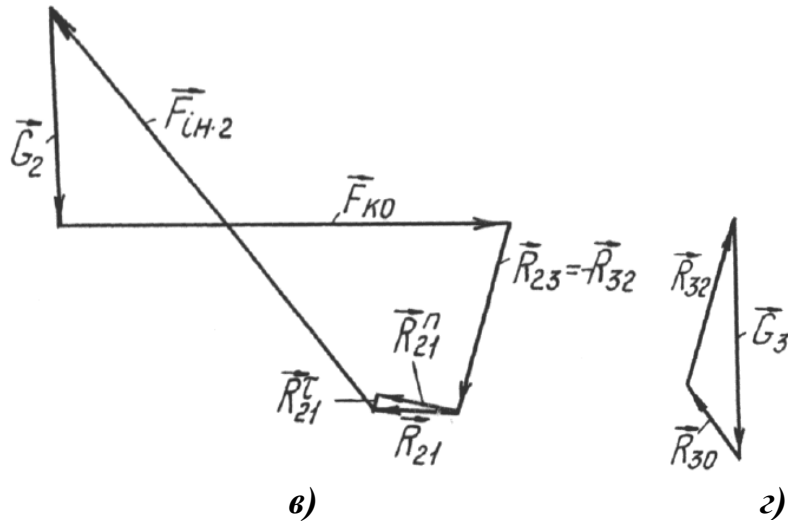
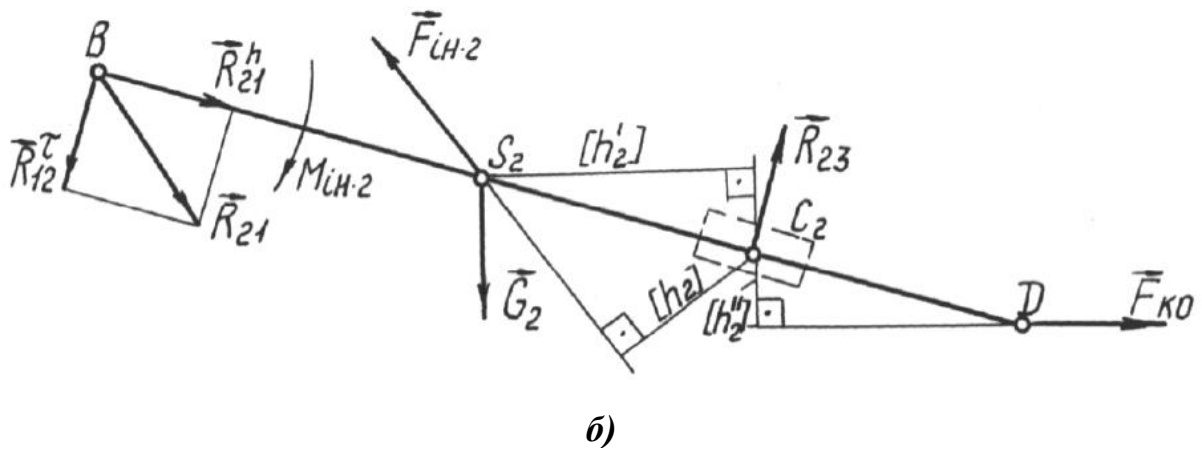


Рис. 4 Силовий розрахунок: а) кінематична схема групи Ассура 2-3; б) кінематична схема ланки 2; в) план сил ланки 2; г) план сил ланки 3; д) план сил ланки 3; е) план сил початкової ланки.

Структурна група 2-3:

Згідно з принципом Д'Аламбера складаємо векторне рівняння рівноваги структурної групи, що складається з ланок 2 і 3,

$$\vec{R}_{21} + \vec{F}_{in2} + \vec{G}_2 + \vec{G}_3 + \vec{F}_{ko} + \vec{R}_{30} = 0. \quad (1)$$

У цьому рівнянні маємо чотири невідомі. Невідомими вважаються величина і напрям кожної з реакцій R_{21} і R_{30} . План сил можна побудувати, якщо у рівнянні (1) буде два невідомих параметри.

Для структурної групи такого виду зручно спочатку розглянути рівновагу лише ланки (рис. 4, б), оскільки реакція з боку ланки R_{23} напрямлена перпендикулярно

напрямній, тобто лінії BD, то у рівнянні рівноваги, яке має вигляд - $\vec{R}_{21} + \vec{F}_{in2} + \vec{G}_2 + \vec{R}_{23} = 0$ (2) буде лише три невідомі: величина і напрям реакції R_{21} , величина реакції R_{23} .

Точка прикладання реакції R_{23} відома, це буде точка C_2 , яка збігається з точкою C, оскільки на ланку 3 діють лише сили, що проходять через точку C.

Реакція R_{21} складається з двох частин \vec{R}_{21}^n і \vec{R}_{21}^τ , тобто $\vec{R}_{21} = \vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^\tau$ (3)

Нормальна складова \vec{R}_{21}^n направлена вздовж ланки BD, а дотична \vec{R}_{21}^τ перпендикулярно цій же ланці. Величину дотичної складової можна знайти з рівняння рівноваги ланки 2 відносно точки C_2 , тобто з рівняння моментів:

$$\sum_{i=0}^n M_{C_2}(F_i) = 0, \quad R_{21} L_{BC_2} - M_{in2} - F_{in2} h_2 + G_2 h'_2 + F_{ко} h''_2 = 0. \quad (4)$$

Звідки маємо

$$R_{21}^\tau = (M_{in,2} + F_{in,2} h_2 - G_2 h'_2 - F_{ко} h''_2) / L_{BC_2} = \\ = (0.97 + 232 \times 0.22 - 98.1 \times 0.36 - 200 \times 0.01) / 0.089 = 6.1 \text{ Н},$$

де $h_2 = [h_2] \mu_L = 22.0 \times 0.001 = 0.029 \text{ м}$, $h'_2 = [h'_2] \mu_L = 36 \times 0.001 = 0.036 \text{ м}$,
 $h''_2 = [h''_2] \mu_L = 10 \times 0.001 = 0.01 \text{ м}$ - дійсна довжина плеч відповідно сил $\vec{F}_{in,2}$, G_2
 і $F_{ко}$ відносно точки C_2 (їхні відрізки на рис. 4, б позначені в квадратних дужках).

Якщо при обчисленні одержимо величину реакції \vec{R}_{21}^τ із знаком мінус, то це означає, що її треба направити у протилежний бік, як це показано на рис. 4, б.

Підставивши (3) у (2), одержимо векторне рівняння, у якому будуть тільки два невідомі: значення реакцій \vec{R}_{21}^n і \vec{R}_{23} :

$$\vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^\tau + \vec{F}_{in2} + \vec{G}_2 + \vec{F}_{ко} + \vec{R}_{23} = 0. \quad (5)$$

На підставі рівняння (5) будуємо план сил (рис. 4, в), вибравши масштаб $\mu_F = 3 \text{ Н/мм}$. Тоді відрізки, які зображають відповідні сили на плані дорівнюють:

$$[R_{21}^\tau] = R_{21}^\tau / \mu_F = 6.1 / 3 = 2 \text{ мм}, \quad [F_{in,2}] = F_{in,2} / \mu_F = 232 / 3 = 77.3 \text{ мм} \\ [G_2] = G_2 / \mu_F = 98.1 / 3 = 32.7 \text{ мм}, \quad [F_{ко}] \mu_F = F_{ко} / \mu_F = 200 / 3 = 66.7 \text{ мм}.$$

План сил будуємо у такій послідовності (рис. 4, в): проводимо напрямнонормальної складової реакції \vec{R}_{21}^n , (паралельно ланці BD), з будь-якої точки цієї лінії відкладаємо вектор дотичної складової \vec{R}_{21}^τ (відрізок $[R_{21}^\tau]$), а далі, згідно з правилом додавання векторів, будуємо вектори сили інерції F_{in2} , сили ваги G_2 і корисного опору $F_{ко}$.

Через кінець вектору $F_{ко}$ проводимо напрям реакції \vec{R}_{23} (перпендикулярно BD) до перетину з напрямком реакції \vec{R}_{21}^n , точка перетину яких визначить величину і напрям невідомих реакцій \vec{R}_{21}^n і \vec{R}_{23} . Напрями цих векторів повинні бути такими, щоб при обході контуру плану сил всі сили були направлені в напрямі обходу.

Вимірявши на плані відрізки $[R_{21}^n]$, $[R_{21}]$, $[R_{23}]$, які відображають відповідні реакції, знаходимо

$$R_{21}^n = [R_{21}^n] \mu_F = 12 \times 3 = 36 \text{ Н},$$

$$R_{23} = [R_{23}] \mu_F = 19 \times 3 = 87 \text{ Н},$$

$$R_{21} = [R_{21}] \mu_F = 12 \times 3 = 36 \text{ Н}.$$

Визначаємо реакцію в парі С. Для цього запишемо рівняння рівноваги ланки 3:

$$\vec{R}_{32} + \vec{G}_3 + \vec{R}_{30} = 0. \quad (6)$$

У цьому рівнянні маємо два невідомі параметри: величина і напрям реакції \vec{R}_{30} . Реакція $\vec{R}_{32} = -\vec{R}_{23}$ (дія рівна протидії).

Згідно з рівнянням (6) будуємо план сил (рис. 4,г), прийнявши масштаб $\mu_F = 3 \text{ Н/мм}$. Тоді відрізок $[G_3] = G_3 / \mu_F = 117.7 / 3 = 39.2 \text{ мм}$.

Вимірявши відрізок $[R_{30}]$, знаходимо величину реакції у обертельній парі С:
 $R_{30} = [R_{30}] \mu_F = 15 \cdot 3 = 45 \text{ Н}$.

На цьому силовий розрахунок структурної групи 2-3 закінчується. Переходимо до силового розрахунку механізму I класу.

Початковий механізм (механізм I класу):

Викреслюємо у вибраному масштабі $\mu_L = 0,001 \text{ м/мм}$ механізм I класу і прикладаємо до кривошипа АВ всі зовнішні сили ($\vec{G}_1, \vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21}$) силу інерції F_{in1} (невідомі реакції зі сторони стояка для механізму I класу є внутрішні сили, її визначимо пізніше) (рис.4д).

Знаходимо зрівноважуючу силу $F_{зр}$, яку прикладають до кривошипа АВ для того, щоб він знаходився у рівновазі під дією всіх прикладених до механізму сил. Величину $F_{зр}$ можна визначити з умови рівноваги кривошипа відносно центра обертання А:

$$\sum_{i=0}^n M_A(\vec{F}_i) = 0, \quad G_1 h_1 - R_{12} h'_1 + F_{зр} \cdot AB = 0, \quad (7)$$

де відрізки h_1, h'_1, AB вимірюємо безпосередньо з рис. 4,д (на ланку не діють моменти пар сил).

З рівняння (7) знаходимо величину зрівноважуючої сили

$$F_{зр} = (-G_1 h_1 + R_{12} h'_1) / AB = (-12.6 \times 7 + 36 \times 25) / 30 = 25.4 \text{ Н}.$$

Для визначення реакції у парі А запишемо векторне рівняння рівноваги кривошипа АВ:

$$\vec{R}_{12} + \vec{G}_1 + \vec{F}_{in.1} + \vec{F}_{зр} + \vec{R}_{10} = 0. \quad (8)$$

У цьому рівнянні два параметри невідомі: величина і напрям реакції R_{10} .

Вибираємо масштаб $\mu_F = 0.5 \text{ Н/мм}$ і будуємо план сил (рис. 3,е) для кривошипа у відповідності з рівнянням (8), попередньо обчисливши відрізки, які зображають відповідні сили на плані:

$$[F_{зр}] = F_{зр} / \mu_F = 25.4 / 0.5 = 50.8 \text{ мм};$$

$$[R_{12}] = R_{12} / \mu_F = 36 / 0.5 = 72 \text{ мм};$$

$$[G_1] = G_1 / \mu_F = 19.2 / 0.5 = 38.4 \text{ мм};$$

$$[F_{in.1}] = F_{in.1} / \mu_F = 28 / 0.5 = 56 \text{ мм}.$$

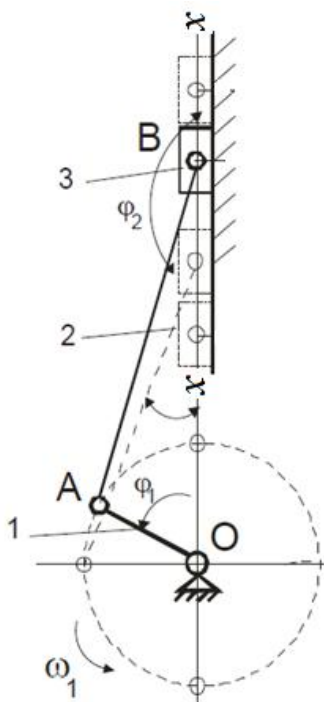
Вимірюємо на плані відрізок $[R_{10}]$, який з'єднує кінець вектора

$\vec{F}_{in.1}$ з початком вектора $\vec{F}_{зр}$ і знаходимо величину реакції у кінематичній парі А

$$R_{10} = [R_{10}] \cdot \mu_F = 20 \cdot 0.5 = 10 \text{ Н}.$$

Завдання

Виконати силовий розрахунок механізму



Для механізму, який зображений на рисунку, використовуючи вихідні дані попередніх лабораторних робіт та таблиці 3, виконати силовий розрахунок: визначити реакції у кінематичних парах і зрівноважуючу силу $F_{зр}$, яку прикласти у точці А перпендикулярно кривошипу ОА. Силу корисного опору $F_{ко}$ прикласти у точці В, паралельно лінії ОВ. Моментом інерції ланки 3 знехтувати.

Розрахунок провести для одного з положень механізму (за варіантом вказаним у таблиці 3).

Порядок виконання лабораторної роботи:

1. Відкрити попередню роботу (лабораторна робота №3 «Кінематичний аналіз механізмів»).
2. Виконати відповідні зміни у оформленні роботи (замінити назву і номер роботи; встановити формат аркуша - А1 з горизонтальною орієнтацією). Зберегти під новим ім'ям (ЛР_4).
3. На плані положень механізму видалити зайві положення (залишити положення, яке відповідає вашому варіанту у таблиці №1).
4. Видалити зайві плани швидкостей а прискорень (залишити плани, які відповідають вашому варіанту у таблиці №1).
5. Розбити план положень на структурні групи Ассура та початковий механізм.
6. Для кожної структурної групи (починаючи з кінцевої) провести силовий розрахунок. Для розрахунку використати принцип Д'Аламбера та план сил.
7. За методом М.Е. Жуковського визначити зрівноважуючу силу, яку прикласти до кривошипу у точці А, перпендикулярно лінії ОА.

Таблиця 1

Варіант	Номер положення	$F_{ко}, Н$	$m_1, кг$	$m_2, кг$	$m_3, кг$	$J_{S1}, кгм^2$	$J_{S2}, кгм^2$
01	1	100	2	10	12	0,010	0,070
02	2	150	2	10	12	0,015	0,075
03	3	200	2	10	12	0,020	0,080
04	5	250	2	10	12	0,025	0,085
05	1	300	3	12	15	0,030	0,090
06	2	320	3	12	15	0,033	0,093
07	3	350	3	12	15	0,035	0,095
08	5	380	3	12	15	0,038	0,098
09	1	310	5	15	18	0,031	0,091
10	2	280	5	15	18	0,028	0,088

Варіант	Номер положення	$F_{ко}, Н$	$m_1, кг$	$m_2, кг$	$m_3, кг$	$J_{S1}, кгм^2$	$J_{S2}, кгм^2$
11	3	270	5	15	18	0,027	0,087
12	5	260	5	15	18	0,026	0,086
13	1	250	6	18	20	0,025	0,085
14	2	240	6	18	20	0,024	0,084
15	3	230	6	18	20	0,023	0,083
16	5	220	6	18	20	0,022	0,082
17	1	210	8	20	22	0,021	0,081
18	2	200	8	20	22	0,020	0,080
19	3	190	8	20	22	0,019	0,079
20	5	180	8	20	22	0,018	0,078
21	1	170	8	20	22	0,017	0,077
22	2	160	2	10	12	0,016	0,076
23	3	140	2	10	12	0,014	0,074
24	5	310	2	10	12	0,031	0,091
25	1	225	2	10	12	0,025	0,085
26	2	235	5	12	14	0,035	0,095
27	3	165	5	12	14	0,016	0,076
28	5	185	5	12	14	0,018	0,078
29	1	345	5	12	14	0,034	0,094
30	2	375	8	20	22	0,037	0,097

Контрольні питання

1. У чому полягають основні задачі силового аналізу?
2. Методи силового аналізу механізмів.
3. Сформулюйте принцип Даламбера.
4. Як визначаються сили інерції ланок механізму за величиною і за напрямком у випадках плоского руху ланки, обертального і поступального?
5. Що можна сказати про точку прикладення і напрямок реакції в обертальній і поступальній кінематичних парах V класу?
6. Як представляють реакції в обертальній і поступальній кінематичних парах при силовому аналізі механізму?
7. Що відомо про реакцію в кінематичній парі IV класу?
8. Які умови статичної визначності кінематичного ланцюга?
9. Який порядок силового аналізу для груп Ассура, внутрішня кінематична пара яких є обертальною?
10. Який порядок силового аналізу для груп Ассура, внутрішня кінематична пара яких є поступальною?
11. Що називається планом сил?
12. Які особливості силового аналізу початкової ланки?
13. Яка сила називається зрівноважувальною?
14. Що таке важіль Жуковського?
15. Як перенести момент від сил інерції на важіль Жуковського?

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи: ознайомлення з вихідними геометричними параметрами евольвентного зубчастого колеса: модулем і коефіцієнтом зміщення, та методикою їх визначення.

Зміст роботи. Студент повинен визначити геометричні параметри передачі, а також якісні характеристики зачеплення (коефіцієнт перекриття, відносного ковзання, питомого тиску).

Короткі теоретичні відомості

У залежності від величин зміщення кожного колеса можна одержати три типи

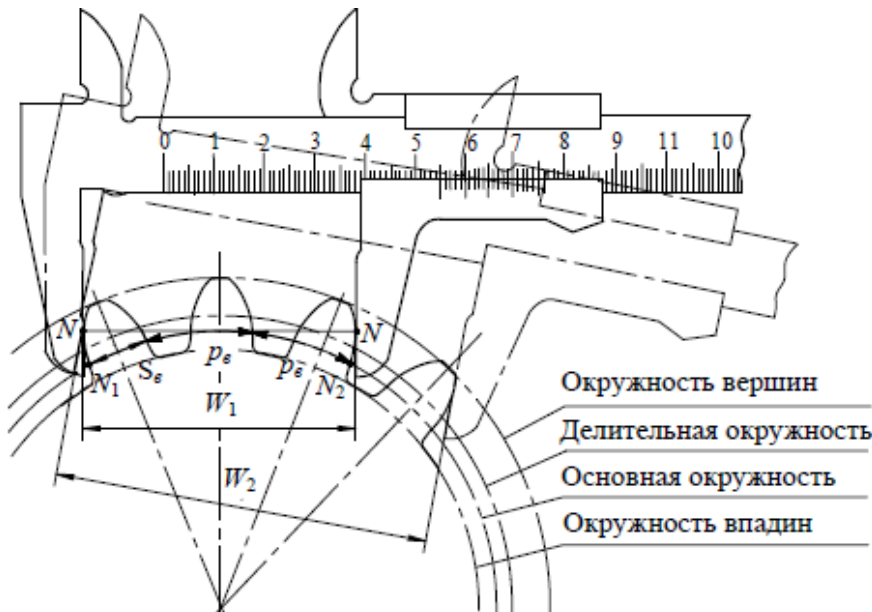


Рис 5.1 – Вимірювання довжини загальної нормалі

передач, що відрізняються розташуванням початкових і ділительних кіл.

В **нульовій передачі** ($x_1=0, x_2=0$), як уже відзначалося вище, початкові і ділительні кола збігаються ($r_{w1}=r_1, r_{w2}=r_2$), кут зачеплення α_w дорівнює $\alpha_0=20^\circ$, товщини зубів на ділительних колах дорівнюють половині кроку $s_1=s_2=p/2=0,5\pi m$ і міжосьова відстань дорівнює сумі ділительних

радіусів $A_w=r_1+r_2$.

Така передача може бути спроектованою тільки у випадку, коли $z_1 \geq 17$ і $z_2 \geq 17$. Формули для визначення основних розмірів нульових зубчастих коліс були наведені в розділі 5.3.

Рівнозміщена передача ($x_1=-x_2$), тобто коефіцієнти зміщення рівні за величиною, але для шестерні – додатний, а для колеса – від'ємний. Дана передача може бути спроектована тільки у випадку, якщо

$$z_1 + z_2 \geq 34.$$

У такій передачі початкові і ділительні кола збігаються ($r_{w1}=r_1, r_{w2}=r_2$), кут зачеплення α_w дорівнює $\alpha_0=20^\circ$ і міжосьова відстань дорівнює сумі ділительних радіусів $A_w=r_1+r_2$. Товщини зубців на ділительних колах різні, у шестірні – більше половини кроку $s_1 > 0,5p$, у колеса – менше $s_1 < 0,5p$, але в сумі дорівнюють кроку $s_1+s_2=p$.

Нерівнозміщена передача може бути **додатною**, якщо $x_1+x_2 > 0$, і **від'ємною** $x_1+x_2 < 0$.

У випадку **додатної** передачі на ділительних колах товщина зубця одного з коліс більша ширини западини іншого колеса. Отже початкові і ділительні кола в такій передачі не можуть збігатися, осі коліс необхідно розсунути (у порівнянні з

нульовою передачею) до одержання зачеплення без бічних зазорів між зубцями. При цьому міжосьова відстань збільшується і зростає кут зачеплення $\alpha_w > \alpha_0 = 20^\circ$.

У випадку від'ємної передачі на ділільному колі товщина зубця одного з коліс менше ширини западини іншого колеса. Отже початкові і ділільні кола в такій передачі так само не можуть збігатися. Для одержання зачеплення без бічних зазорів між зубцями міжосьова відстань повинна бути зменшена і відповідно зменшиться кут зачеплення $\alpha_w < \alpha_0 = 20^\circ$.

Основні позначення, терміни:

Z – число зубів колеса;

m – модуль, стандартна величина, визначається як $m = p/\pi$, мм,

де p – крок по ділільному колу (крок – це відстань між однойменними профілями двох сусідніх зубців по дугах відповідних кіл, у даному разі – по ділільному колу);

α – кут вихідного контура, $\alpha = 20^\circ$;

d_e – діаметр основного кола (того нерухомого кола, по якому перекочується без ковзання пряма лінія, точка якої описує евольвенту);

d – діаметр ділільного кола (того кола, по якому перекочується без ковзання ділільна лінія рейки, тобто це початкове коло у верстатному зачепленні);

x – коефіцієнт зміщення, показує відношення зміщення рейки до модуля;

S – товщина зуба на ділільному колу;

d_f – діаметр кола западин;

p_b – крок по основному колу.

Модуль зубчастого колеса визначається з використанням контрольного розміру – довжини загальної нормалі W (рис. 6.1). Відомо, що відстань по нормалі між двома евольвентами одного основного кола усюди однакова і дорівнює відстані між початками евольвент на основному колі, тому цей розмір визначається за формулою

$$W_1 = (n - 1) \cdot p_e + S_e, \quad (5.1)$$

де n – число зубців, які охоплює інструмент.

Для того, щоб губки штангенциркуля зіткнулися в обох випадках з евольвентними ділянками профілів, необхідне число зубців n слід обирати залежно від числа Z , згідно з табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Число зубців n , які рекомендується для обхвату штангенциркулем

Z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72
n	2	3	4	5	6	7	8

p_e – крок по основному колу;

S_e – товщина зуба по основному колу.

Вимірявши довжину загальної нормалі з n зубців (5.1), отримаємо W_1 . Потім, вимірявши довжину загальної нормалі з $(n+1)$ зубців, отримаємо розмір:

$$W_2 = n \cdot p_e + S_e. \quad (5.2)$$

З рівнянь (5.1) і (5.2) видно, що $p_e = W_2 - W_1$. (5.3)

Так як $p_e = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha$, то $m = (W_2 - W_1) / \pi \cos\alpha$ (5.4)

Набуте значення модуля m (мм) узгоджується з ДСТУ 9563 – 60 (див. табл. 5.2). Незначні відхилення від стандартних величин можуть бути результатом неточності виміру або неточностей виготовлення зубчастих коліс.

Для визначення коефіцієнту зміщення вихідного контуру x , слід використовувати формулу товщини зубця колеса по основному колу

$$S_B = d_B \left(\frac{S}{d} + \text{inv}\alpha \right), \quad (5.5)$$

підставивши в яку значення величин:

- діаметру основного кола $d_g = mZ \cos\alpha$, (5.6)

- діаметру ділительного кола $d = mZ$, (5.7)

- товщини зуба на ділительному колі $S = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan\alpha \right)$, (5.8)

Отримується розрахункова формула $x = \frac{\frac{S_B}{m \cos\alpha} - \frac{\pi}{2} - Z \cdot \text{inv}\alpha}{2 \tan\alpha}$ (5.9)

Значення евольвентної функції кута профілю зуба $\alpha = 20^\circ$ дорівнює $\text{inv}\alpha = 0,0149$.

Товщина зубця по основному колу S_B визначається з використанням знайдених раніше значень W_1 (5.1) і W_2 (5.2):

$$W_1 = (n - 1) \cdot p_g + S_g,$$

$$W_2 = n \cdot p_g + S_g.$$

Із (5.2) отримаємо $p_g - p_B = \frac{W_2 - S_B}{n}$ і цей вираз підставимо у рівняння (6.1). Після

перетворювань будемо мати розрахункову формулу для обчислення товщини зубця по основному колу:

$$S_B = W_1 \cdot n - W_2 (n - 1). \quad (5.10)$$

На евольвентному зубчастому колесі вимірюванням можна також визначити діаметри кіл вершин та западин.

Якщо Z парне, то ці розміри визначаються безпосереднім вимірюванням за допомогою штангенциркуля. Якщо Z непарне, то вимірюють штангенциркулем діаметри отвору $d_{омв}$, розміри H_a , H_f (рис.5.2), після чого d_a і d_f обчислюють за формулами:

$$d_a = d_{омв} + 2H_a, \quad (5.11)$$

$$d_f = d_{омв} + 2H_f. \quad (5.12)$$

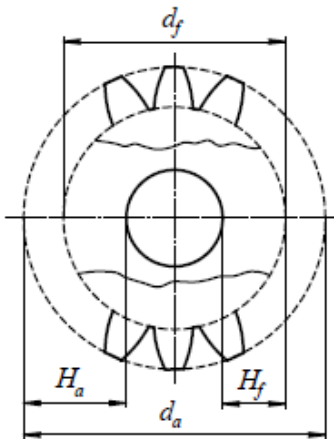


Рис 5.2 – Визначення діаметрів вершин та западин

Таблиця 5.2

Стандартні значення модулів

Модулі, мм							
1 ряд	2 ряд	1 ряд	2 ряд	1 ряд	2 ряд	1 ряд	2 ряд
0,05		0,5		5		50	
	0,055		0,55		5,5		55
0,06		0,6		6		60	
	0,07		0,7		7		70
0,08		0,8		8		80	
	0,09		0,9		9		90
0,1		1		10		100	
	0,11		1,125		11		
0,12		1,25		12			
	0,14		1,375		14		
0,15		1,5		16			
	0,18		1,75		18		
0,2		2		20			
	0,22		2,25		22		
0,25		2,5		25			

	0,28		2,75		28
0,3		3		32	
	0,35		3,5		36
0,4		4		40	
	0,45		4,5		45

Коефіцієнт перекриття (відношення дуги зачеплення до кроку), ε :

$$\varepsilon = \frac{\overset{\circ}{scd}}{p} = \frac{\overset{\circ}{scd}}{m \cdot \pi}. \quad (5.13)$$

У правильно спроектованій передачі коефіцієнт перекриття ε повинний бути більше одиниці. Як правило в прямозубій циліндричній передачі коефіцієнт перекриття виходить у межах:

$$1,05 \leq \varepsilon < 2.$$

Коефіцієнт перекриття ε можна розглядати як число, що показує, скільки пар зубців у середньому знаходиться в зачепленні. Так, якщо $\varepsilon=1,6$, то в середньому в зачепленні знаходиться 1,6 пари зубців, а фактично протягом 60% усього часу роботи механізму в зачепленні знаходиться дві пари зубців і протягом 40% усього часу – одна пара зубців.

Визначення питомих швидкостей ковзання за допомогою плану швидкостей є трудомістким, тому для побудови діаграм доцільно використовувати формули, у яких коефіцієнти λ_1 і λ_2 виражені через довжину лінії теоретичного зачеплення AB і передатне відношення $U_{1,2} = \frac{z_2}{z_1}$:

$$\lambda_1 = 1 + \frac{1}{U_{1,2}} - \frac{AB}{x \cdot U_{1,2}}; \quad (5.10)$$

$$\lambda_2 = 1 + \frac{1}{U_{1,2}} - \frac{AB}{AB-x} U_{1,2}, \quad (5.11)$$

де x – відстань від точки A до розрахункової точки на лінії теоретичного зачеплення AB .

Порядок виконання роботи

1. Визначити число зубців колеса Z безпосереднім підрахунком.
2. Вибрати з таблиці 5.1 значення числа зубців n , яке охоплює інструмент.
3. Зробити по три виміри W_1 і W_2 , охоплюючи кожного разу інші зубці, і визначити середнє значення цих величин.
4. Визначити діаметри окружностей вершин та западин d_a і d_f шляхом трикратного виміру штангенциркулем в різних місцях колеса і обчислення їх середнього значення.
5. Обчислити за формулами (5.3) і (5.10) значення p_e і S_e по середнім величинам W_1 і W_2 .
6. За формулою (5.4) визначити модуль, узгодити набуте значення зі стандартним модулем за таблицею 5.2.
 - Підрахувати діаметри основного і ділительного кіл (d_e і d) за формулами (5.6) і (5.7).
- 7 За формулою (5.9) підрахувати значення коефіцієнта зміщення x .
- 8 За формулою (5.8) обчислити значення товщини зубця по ділительному колу (S).
- 9 Визначити діаметри кіл вершин та западин (d_a і d_f) шляхом трикратного виміру в різних місцях колеса і обчислити їх середнє значення.

10 Результати вимірів і підрахунків занести у відповідні графи бланка звіту.

Контрольні питання

1. Дати визначення модуля.
2. Назвати параметри вихідного контуру.
3. Що називається основним колом?
4. Дати визначення ділильного кола.
5. Що називається коефіцієнтом зміщення?
6. Що таке довжина загальної нормалі?
7. Який інструмент використовується для виміру довжини загальної нормалі?

Форма звіту:

Звіту з лабораторної роботи № 6 з ТММ

«Обмір евольвентного зубчастого колеса»

Студент _____

Група _____

Таблиця 1 - Результати вимірів.

Колесо № __, Z= __

№ виміру	W_1	W_2	Діаметр кола виступів				Діаметр кола западин			
			z-парне	z - непарне			z-парне	z - непарне		
			d_a , мм	$d_{омс}$, мм	H_a , мм	$d_a = d_{омс} + 2H_a$, мм	d_f , мм	$d_{омс}$, мм	H_f , мм	$d_f = d_{омс} + H_f$, мм
1										
2										
3										
Середнє значення										

Таблиця 2 - Результати вимірів.

Колесо № __ Z= __

№ пп	Параметр	Позначення	Одиниці виміру	Розрахункова формула	Цифрові дані і результат
1	Крок на основному колі	p_s	мм		
2	Товщина зуба на основному колі	S_s	мм		
3	Модуль колеса	m	мм		
4	Діаметр основного кола	d_s	мм		
5	Діаметр дільного кола	d	мм		
6	Коефіцієнт зсуву рейки	x	-		
7	Товщина зуба по дільному колу	S	мм		

Висновки _____

Дата _____ Роботу прийняв _____

Лабораторна робота №6

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЗУБЧАСТОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: ознайомитись зі структурою зубчастих механізмів та методами їх кінематичного аналізу.

Зміст роботи. Студент повинен провести кінематичний аналіз планетарного зубчастого механізму аналітичним методом.

Короткі теоретичні відомості

Структура зубчастих механізмів з рухомим осями

Багатоланкові зубчасті механізми, які мають колеса з рухомими осями, називають *епіциклічними* (від слів “епіцикл” – коло, центр якого рівномірно рухається по іншому колу) або *зубчато-важільними* або *сателітними*. Колеса з нерухомими осями називають *центральними*, або сонячними. Колеса з рухомими осями називають *сателітами*, вони встановлені на ланці, яка обертається і називається *водилом*. Механізми з одним ступенем вільності мають одне нерухоме колесо, яке називається *опорним*.

Епіциклічні механізми отримали широке поширення у сучасному машинобудівництві, бо дають змогу при невеликій кількості зубчастих коліс відтворювати великі передаточні відношення. З їх допомогою можна здійснити передачу від двох незалежних обертаючихся валів третьому – веденому валу.

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

Епіциклічна передача, ступінь рухомості якої дорівнює $W = 1$ і одне із коліс якої закріплене, називається *планетарним механізмом* (рух ланок нагадує рух планет у сонячній системі).

Епіциклічна передача, в якій обидва сонячних колеса рухомі і ступінь рухомості якої дорівнює двом, називається *диференціальною*.

Цільове призначення цих двох механізмів різко відрізняється. Планетарний механізм виконує редукцію чи мультиплікацію.

Диференціальний механізм виконує складання кутових швидкостей від двох різних джерел або розкладення швидкості, яка передається від одної ведучої ланки, на дві ведені. Наприклад, автомобільний диференціал – при передачі руху від вала двигуна до ведучих коліс автомобіля: ці колеса повинні обертатися з однаковою швидкістю при прямолінійному русі і з різними швидкостями при повороті, коли зовнішнє колесо проходить більший шлях за внутрішнє.

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

У інженерній практиці найбільш використовуються 4 схеми елементарних співвісних планетарних редуктори з циліндричними колесами – **рис.1: а** – редуктор Джемса; **б** – з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленням; редуктори Давида: **в** – з двома зовнішніми та **г** – з двома внутрішніми зачепленнями одне із коліс якої закріплене, називається *планетарним механізмом*

Будь-який планетарний механізм можливо перетворити у диференціальний, якщо звільнити опорне колесо від жорсткого зв'язку зі стояком та надати йому обертання та навпаки, будь-який диференціальний механізм можливо перетворити у планетарний, якщо закріпити одне з його центральних коліс. Ця обставина дає можливість застосовувати однакові методи кінематичного дослідження та проектування редукторів і диференціалів.

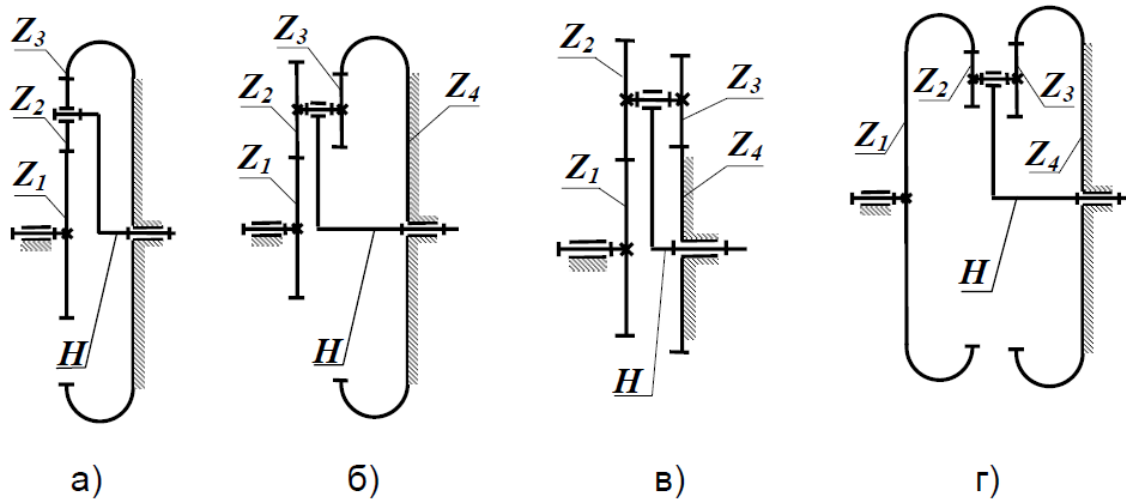


Рис. 1 Схеми елементарних планетарних редукторів

Недолік цих механізмів відносна складність конструкції, яка потребує підвищеної точності обробку деталей і монтажу.

Ступінь рухомості плоских зубчастих механізмів

Ступінь рухомості плоских зубчастих механізмів (W) визначається за формулою Чебишова

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

де n – кількість рухомих ланок (ланка в зубчастому зачепленні – це зубчасте колесо і вал, на якому воно закріплено; на схемі механізму зручно рахувати по кількості рухомих осей зубчастих коліс); P_5 , P_4 – кількість кінематичних пар п'ятого (типа «підшипник-вал») та четвертого (в даних випадках «зубчасте зачеплення») класів відповідно.

Кінематика планетарних механізмів

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

$$i_{jH}^k = 1 - i_{jk}^H \quad (2)$$

Ця залежність про відношення кутових швидкостей у планетарному механізмі називається другою теоремою Вілліса.

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

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

Приклад 1. Проведемо кінематичне дослідження редуктора Джемса (рис. 1.а) та виведемо формули, що встановлюють зв'язки між кутовими швидкостями ланок. Визначимо передаточне відношення від колеса 1 до водила H . Нехай кутові швидкості ланок ω_1 , ω_2 , ω_3 і ω_H . Скористуємося методом “зупинки” (інверсії) або “обернення руху”: надамо всім ланкам додаткового руху з кутовою швидкістю $(-\omega_H)$. Від цього відносний рух ланок не зміниться. Але в перетвореному механізмі водило зупиниться, і механізм з епіциклічної передачі з рухомими осями коліс перетвориться на рядову передачу з нерухожими осями, кутові швидкості якої матимуть значення, наведені в табл.1.

Передаточне відношення рядової зубчастої передачі (колесо 2 паразитне):

$$i_{13}^H = i_{12} i_{23} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \cdot \frac{\omega_2 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -i_{1H} + 1$$

Таблиця 1

Кутові швидкості механізму в дійсному і оберненому русі.

№ ланки	Кутова швидкість ланки дійсного механізму	Кутова швидкість ланки оберненого механізму
1	ω_1	$\omega_1 - \omega_H$
2	ω_2	$\omega_2 - \omega_H$
3	0	0 - ω_H
H	ω_H	$\omega_H - \omega_H$

Індекс “н” зверху означає, що водило H – нерухоме (умовне зупинене), тобто передаточне відношення визначене за умов нерухомого водила.

Передаточне відношення реального механізму:

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

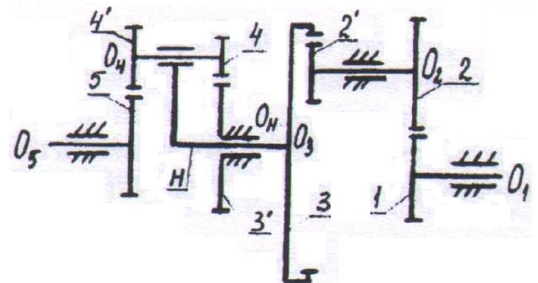
Задача про визначення передаточного відношення багатоланкової передачі треба вирішувати у такій послідовності:

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

Приклад 2. Визначити ступінь вільності і передаточне відношення зубчастої передачі. $Z_1=13$; $z_2=52$; $z_2=9$; $z_3=52$; $z_3=45$; $z_4=11$; $z_4=11$; $z_5=48$.

Рішення.

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



2). Ступінь вільності визначимо за формулою Чебишова:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 4 = 1,45253=1,$$

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

3). Визначаємо передаточне відношення першого ступеня за формулою

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

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

$$i_{H5}^{3'} = \frac{1}{i_{5H}^{3'}}$$

Застосуємо метод обернення руху і знайдемо знаменник за другою формулою Вілліса

$$i_{5H}^{3'} = 1 - i_{53}^H = 1 - i_{54} i_{43} = 1 - \left(-\frac{z_{4'}}{z_5} \right) \cdot \left(-\frac{z_{3'}}{z_4} \right) = 1 - \frac{11}{48} \cdot \frac{45}{11} = 0,06$$

Отже, передаточне відношення планетарного ступеня дорівнює

$$i_{H5}^{3'} = \frac{1}{i_{5H}^{3'}} = \frac{1}{0,06} = 16,67$$

5). Загальне передаточне відношення зубчастого механізму дорівнює

$$i_{15} = i_{13} i_{H5}^{3'} = 23,11 \cdot 16,67 = 385,17$$

ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Програма роботи

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

Оснащення робочого місця

Моделі планетарних

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою механізму, скласти його кінематичну схему, пронумерувати колеса та осі; виділити ступені в механізмі (з нерухомими осями та планетарну);

2. Визначити ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева (див. формулу 1);

3. Обчислити за формулами передаточні відношення для кожного ступеня та загальне передаточне відношення механізму. При підрахунку передаточного відношення планетарного ступеня механізму застосувати метод обернення руху.

4. Одержані дані перевірити експериментально (прокручуванням механізму). Для цього підрахувати число обертів веденого (вихідного) колеса, що відповідає одному оберту ведучого колеса. Порівняти результат з теоретичним.

Контрольні питання

1. Приведіть визначення механізму передач, зубчастого механізму; редуктора і мультиплікатора.

2. Наведіть ознаки, за якими поділяються зубчасті механізми.

3. Приведіть приклади плоских і просторових зубчастих механізмів.

4. Поясніть розподіл зубчастих механізмів на механізми з нерухомими і рухомими осями коліс.

5. Назвіть складові планетарного механізму.

6. Наведіть різницю між призначенням планетарного і диференціального механізмів; які ступені рухомості вони мають і чому.

7. Наведіть схеми елементарних планетарних редукторів (Джемса і Давида) і складіть формули для визначення їх передаточних відношень.

8. Поясніть яким чином з планетарного механізму можна зробити диференціальний і навпаки.

9. Наведіть формули для визначення передаточних відношень різних видів зубчастих передач (з нерухомими осями: рядових і ступінчастих; з рухомими осям: планетарних і диференціальних); значення знаків в цих передаточних відношеннях.

10. Поясніть сенс метода обернення руху, де і для чого він застосовується.

Форма звіту

Звіт з лабораторної роботи № 6.

Тема: Кінематичний аналіз планетарного механізму

Мета роботи:

1). Схема механізму:

Число зубців на колесах: _____

2). Визначення ступеня рухомості механізму

3). Визначення передаточного відношення механізму:

- ступеня з нерухомими осями коліс: _____

- планетарного ступеня: _____

- загальне: _____

Напрямки обертів ведучого і вихідного коліс _____

4). Експериментальна перевірка передаточного відношення

Виконав студент _____ *Дата* _____

Підпис викладача _____

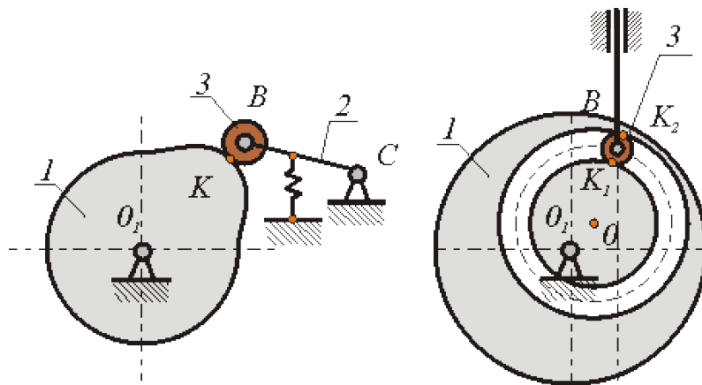
ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНУ РУХУ ШТОВХАЧА ПЛОСКОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи: наочне вивчення теоретичних основ закону руху штовхача плоского кулачкового механізму.

Зміст роботи. Студент повинен навчитися проводити проектування кулачкового механізму: побудову закону руху штовхача, задачі динамічного і кінематичного синтезу.

Короткі теоретичні відомості

Кулачкові механізми. Призначення і область застосування



Кулачковий механізм з силовим замиканням вищої пари

Кулачковий механізм з геометричним замиканням вищої пари

Рисунок 1 – Кулачкові механізми

Кулачковим називається триланковий механізм з вищою кінематичною парою вхідна ланка якого називається кулачком, а вихідна - штовхачем (або коромислом). Часто для заміни у вищій парі тертя ковзання тертям кочення і зменшення зносу, як кулачка, так і штовхача, в схему механізму включають додаткову ланку - ролик і обертальну кінематичну пару. Рухливість в цій кінематичній парі не змінює

передавальних функцій механізму і є місцевою рухливістю.

Кулачкові механізми призначені для перетворення обертального або поступального руху кулачка в зворотно-обертальний або зворотно-поступальний рух штовхача. При цьому в механізмі з двома рухомими ланками можна реалізувати перетворення руху по складному закону. Важливою перевагою кулачкових механізмів є можливість забезпечення точних вистой вихідної ланки. Цю перевагу визначило їх широке застосування в простих пристроях циклової автоматики і в механічних рахунково-вирішальних пристроях (арифмометри, календарні механізми). Кулачкові механізми можна розділити на дві групи. Механізми першої забезпечують переміщення штовхача по заданому закону руху. Механізми другої групи забезпечують тільки задане максимальне переміщення вихідної ланки - хід штовхача. При цьому закон, по якому здійснюється це переміщення, вибирається з набору типових законів руху залежно від умов експлуатації і технології виготовлення.

При силовому замиканні віддалення штовхача здійснюється дією контактної поверхні кулачка на штовхач (ведуча ланка - кулачок, ведена - штовхач). Рух штовхача при зближенні здійснюється за рахунок сили пружності пружини або сили ваги штовхача, при цьому кулачок не є ведучою ланкою. При геометричному замиканні рух штовхача при віддаленні здійснюється дією зовнішньої робочої поверхні кулачка на штовхач, при зближенні - дією внутрішньої робочої поверхні кулачка на штовхач. На обох фазах руху кулачок ведуча ланка, штовхач - ведена.

Основні параметри кулачкового механізму

Більшість кулачкових механізмів відносяться до циклових механізмів з періодом циклу рівним 2π . У циклі руху штовхача в загальному випадку можна виділити чотири фази: віддалення, дальнього стояння (або вистоя), зближення і ближнього стояння.

Відповідно до цього, кути повороту кулачка або фазові кути діляться на:

- кут видалення φ_v
- кут дальнього вистоя φ_{dv}
- кут зближення φ_{zb}
- кут ближнього вистоя φ_{bv}

Сума трьох кутів утворює кут, який називається робочим кутом. $\varphi_{роб} = \varphi_v + \varphi_{dv} + \varphi_{zb}$

Кулачок механізму характеризується двома профілями: центровим (або теоретичним) і конструктивним. Під конструктивним розуміється зовнішній робочий профіль кулачка. Теоретичним або центровим називається профіль, який в системі координат кулачка описує центр ролика (або округлення робочого профілю штовхача) при русі ролика за конструктивним профілем кулачка. Фазовим називається кут повороту кулачка. Профільним кутом δ_3 називається кутова координата поточної робочої точки теоретичного профілю, відповідна поточному фазовому куту φ_3 .

У загальному випадку фазовий кут не рівний профільному $\varphi_3 \neq \delta_3$.

Структура кулачкових механізмів

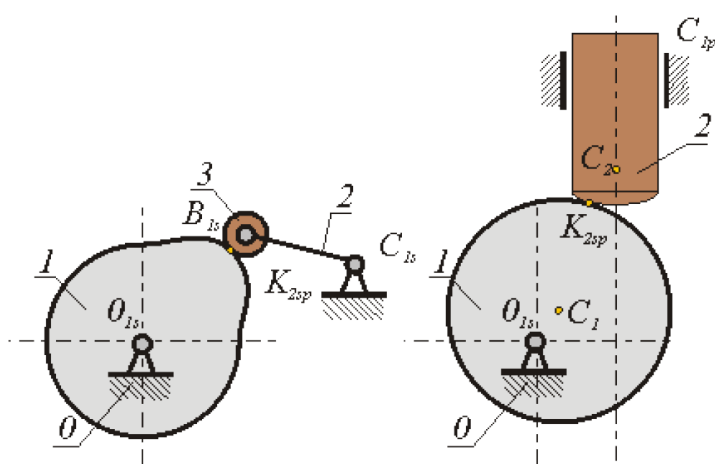


Рис 2 - Кулачкові механізми з коромисловим штовхачем та з штовхачем, що рухається поступально

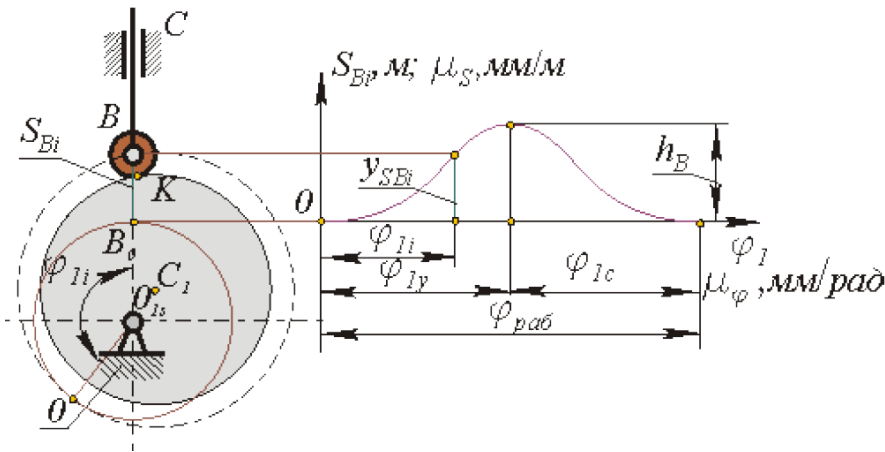
У кулачковому механізмі з роликком є дві рухливості різного функціонального призначення: - $W_0=1$ основна рухливість механізму по якій здійснюється перетворення руху по заданому закону, - $W_i=1$ місцева рухливість, яка введена в механізм для заміни у вищій парі тертя ковзання тертям кочення.

Кінематичний аналіз кулачкового механізму

При дослідженні кулачкових механізмів з типовим законом руху вихідної ланки найчастіше застосовується метод кінематичних діаграм. Для застосування цього методу необхідно визначити одну з кінематичних діаграм. Оскільки при кінематичному аналізі кулачковий механізм заданий, то відома його кінематична схема і форма конструктивного профілю кулачка. Побудова діаграми переміщень проводиться в наступній послідовності (для механізму з позаосним поступально рухом штовхачем):

- будується, дотична до конструктивного профілю кулачка, сімейство кіл з радіусом, рівним радіусу ролика; з'єднуються центри кіл цього сімейства плавною кривою і виходить центровий або теоретичний профіль кулачка
- в отриманий центровий профіль вписуються кола радіусів r_0 і $r_0+h_{Аmax}$, визначається величина ексцентриситету e .

- по величині ділянок, не співпадаючих з дугами кіл радіусів r_0 і r_0+h_{Amax} , визначаються фазові кути $\varphi_{роб}$, $\varphi_в$, $\varphi_{дв}$, $\varphi_з$
- дуга кола r , відповідна робочому фазовому куту, розбивається на декілька дискретних ділянок; через точки розбиття проводяться дотичне до кола радіусу ексцентриситету прямі лінії (ці лінії відповідають положенням осі штовхача в його русі щодо кулачка)
- на цих прямих вимірюються відрізки розташовані між центровим профілем і колом радіусу r_0 ;



- ці відрізки відповідають переміщенням центру ролика штовхача по отриманих переміщеннях будується діаграма функції положення центру ролика штовхача;

На рисунку 3 показана схема побудови функції положення для

Рис 3 - Схема побудови функції положення кулачкового механізму з центральним ($e=0$) поступально рухомим роликівим штовхачем.

Синтез кулачкового механізму. Етапи синтезу

При синтезі кулачкового механізму, як і при синтезі будь-якого механізму, вирішується ряд завдань .

Перший етап синтезу - структурний. Структурна схема визначає число ланок механізму; число, вигляд і рухливість кінематичних пар; число надмірних зв'язків і місцевих рухомостей. При структурному синтезі необхідно обґрунтувати введення в схему механізму кожного зайвого зв'язку і місцевої рухливості. Визначальними умовами при виборі структурної схеми є: заданий вид перетворення руху, розташування осей вхідної і вихідної ланок. Вхідний рух в механізмі перетвориться у вихідний, наприклад, обертальний в обертальний, обертальний в поступальний і тому подібне. Якщо осі паралельні, то вибирається плоска схема механізму. При пересічних або таких, що перехрещуються осях необхідно використовувати просторову схему. У кінематичних механізмах навантаження малі, тому можна використовувати штовхачі із загостреним наконечником. У силових механізмах для підвищення довговічності і зменшення зносу в схему механізму вводять ролик або збільшують приведенний радіус кривизни контактуючих поверхонь вищої пари.

Другий етап синтезу - метричний. На цьому етапі визначаються основні розміри ланок механізму, які забезпечують заданий закон перетворення руху в механізмі або задану передавальну функцію. Як наголошувалося вище, передавальна функція є чисто геометричною характеристикою механізму, а, отже, завдання метричного синтезу чисто геометричне завдання, незалежне від часу або швидкостей.

Основні критерії, якими керується проектувальник, при вирішенні завдань метричного синтезу: мінімізація габаритів, а, отже, і маси; мінімізація кута тиску у вищій парі; отримання технологічної форми профілю кулачка.

Постановка завдання метричного синтезу

Дано: Структурна схема механізму; закон руху вихідної ланки $S_e=f(\varphi_1)$ або його параметри - h_e , $\varphi_{pob} = \varphi_e + \varphi_{ob} + \varphi_z$, допустимий кут тиску - $|\vartheta|$ Додаткова інформація: радіус ролика r_p , діаметр кулачкового валу d_e , ексцентриситет e (для механізму з штовхачем рухомим поступально), міжосьова відстань a_w і довжина коромисла l_{BC} (для механізму зі зворотно-обертальним рухом вихідної ланки).

Визначити: радіус початкової шайби кулачка r_0 ; радіус ролика r_0 ; координати центрового і конструктивного профілю кулачка $\rho_i=f(d_i)$ і, якщо не задано, то ексцентриситет e і міжосьову відстань a_w .

Алгоритм проектування кулачкового механізму за допустимим кутом тиску

1 Визначення закону руху .

Якщо в завданні на проектування не заданий закон руху, то конструктор повинен вибрати його із набору типових законів руху. Типові закони руху діляться на закони з жорсткими і м'якими ударами і закони безударні. З погляду динамічних навантажень, бажані безударні закони. Проте кулачки з такими законами руху технологічно складніші, оскільки вимагають точнішого і складнішого устаткування, тому їх виготовлення істотно дорожче. Закони з жорсткими ударами мають вельми обмежене застосування і використовуються в невідповідальних механізмах при низьких швидкостях руху і невисокої довговічності. Кулачки з безударними законами доцільно застосовувати в механізмах з високими швидкостями руху при жорстких вимогах до точності і довговічності. Найбільшого поширення набули закони руху з м'якими ударами, за допомогою яких можна забезпечити раціональне поєднання вартості виготовлення і експлуатаційних характеристик механізму.

Після вибору виду закону руху, зазвичай методом кінематичних діаграм, проводять геометрично - кінематичне дослідження механізму і визначають закон переміщення штовхача і закон зміни за цикл першої передавальної функції.

2 Визначення основних розмірів кулачкового механізму.

Розміри кулачкового механізму визначаються з урахуванням допустимого кута тиску у вищій парі. При цьому використовується умова, доведена вище, і назване нами другим наслідком основної теореми зачеплення.

Формулювання синтезу: Якщо на продовженні променя, проведеного з точки

O_2 через точку K , $l_{KD} = V_{K2} / \omega_1 = V_{qk2}$ відкласти від точки K відрізок довжиною i і через кінець цього відрізка провести пряму паралельну контактній нормалі, то ця пряма пройде через центр обертання ведучої ланки точку O_1 .

Умова, якій повинно задовольняти положення центру обертання кулачка O , згідно цій теоремі: кути тиску на фазі віддалення в усіх точках профілю повинні бути менше допустимого значення. Тому графічно область

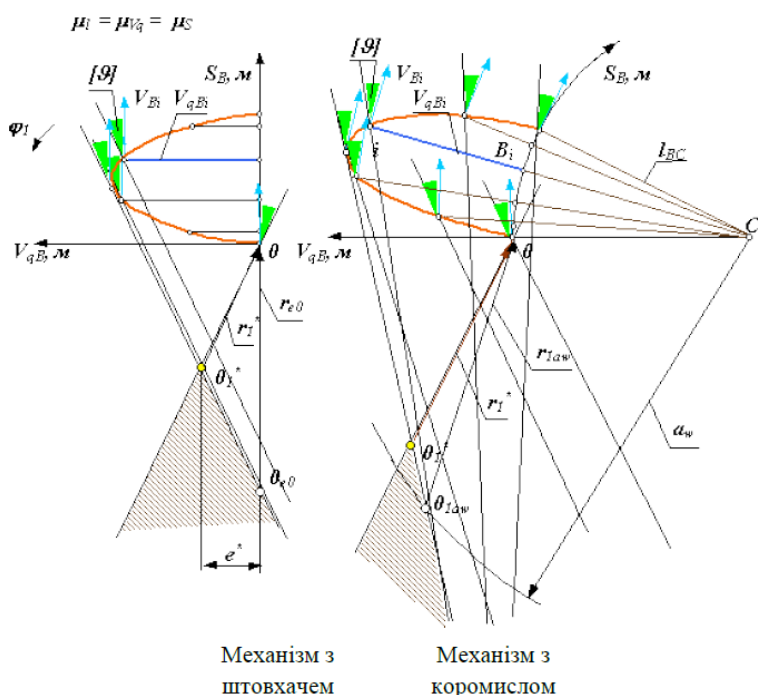


Рис 4 – Визначення мінімального радіусу кулачка

розташування точки O може бути визначена сімейством прямих проведених під допустимим кутом тиску до вектора можливої швидкості точки центрального профілю, що належить штовхачеві. Графічна інтерпретація вищесказаного для штовхача і коромисла дана на рисунку 4. На фазі віддалення будується діаграма залежності $S_e=f(\varphi_1)$. Оскільки при коромислі точка B рухається по дузі кола радіусу l_{BC} , то для механізму з коромислом діаграма будується в криволінійних координатах. Всі побудови на схемі, проводяться в одному масштабі, тобто $\mu_l = \mu_{vq} = \mu_s$.

Вибір центру можливий в заштрихованих областях. Причому вибирати потрібно так, щоб забезпечити мінімальні розміри механізму. Мінімальний радіус r_1^* отримаємо, якщо з'єднаємо вершину отриманої області, точку O_1^* , з початком координат. При такому виборі радіусу в будь-якій точці профілю на фазі віддалення кут тиску буде менший або рівний допустимому. Проте кулачок необхідно при цьому виконати з ексцентриситетом e^* . При нульовому ексцентриситеті радіус початкової шайби визначиться точкою O_{e0} . Величина радіусу при цьому рівна r_{e0} , тобто значно більше мінімального. При вихідній ланці - коромислі, мінімальний радіус визначається аналогічно. Радіус початкової шайби кулачка r_{1aw} при заданій міжосьовій відстані a_w , визначається точкою O_{1aw} , перетини дуги радіусу a_w з відповідною межею області. Зазвичай кулачок обертається тільки в одному напрямі, але при проведенні ремонтних робіт бажано мати можливість обертання кулачка в протилежному напрямі, тобто забезпечити можливість реверсивного руху кулачкового валу. При зміні напрямку руху, фази віддалення і зближення, міняються місцями. Тому для вибору радіусу кулачка, рухомого реверсивно, необхідно враховувати дві можливі фази віддалення, тобто будувати дві діаграми $S_e=f(\varphi_1)$ для кожного з можливих напрямів руху. Вибір радіусу і пов'язаних з ним розмірів реверсивного кулачкового механізму проілюстрований схемами на рисунку 4.

На цьому рисунку:

r_1 - мінімальний радіус початкової шайби кулачка; r_{1e} - радіус початкової шайби при заданому ексцентриситеті; r_{1aw} - радіус початкової шайби при заданій міжосьовій відстані; a_w - міжосьова відстань при мінімальному радіусі r_{1aw} .

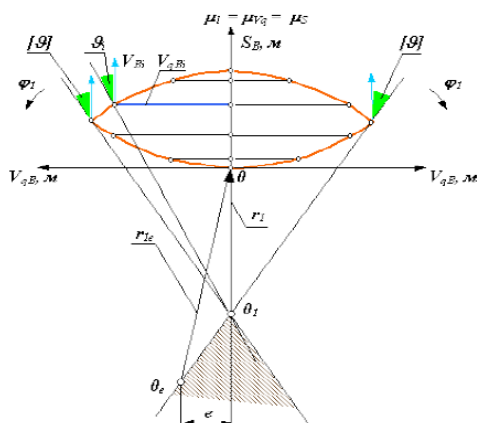


Рис 5.1 - Механізм з штовхачем

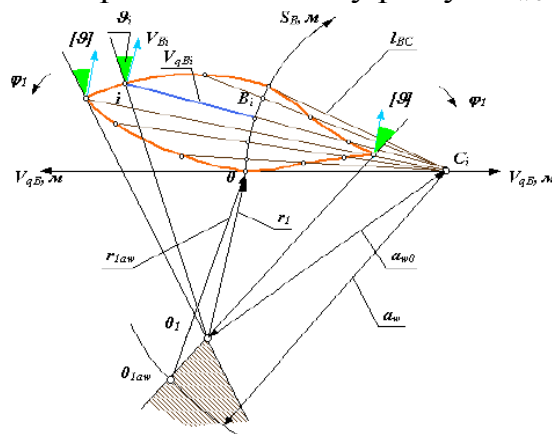


Рис 5.2 - Механізм з коромислом

Примітка: У деяких методичних вказівках діаграма $S_e=f(\varphi_1)$ називається фазовим портретом, а площина на якій вона побудована називається фазовою площиною. Правомірність застосування цих термінів в даному випадку сумнівна. Фазова площина і фазовий портрет використовуються в теорії коливань для вивчення процесів залежних від часу (тобто динамічних процесів). При метричному

синтезі кулачка розв'язується чисто геометричне завдання параметри в якому не залежать від часу. Тому рекомендується утримуватися від застосування вищезгаданих термінів.

3 Вибір радіусу ролика (округлення робочої ділянки штовхача).

При виборі радіусу ролика керуються наступними міркуваннями:

- Ролик є простою деталлю, процес обробки якої нескладний (виточується, потім термооброблюється і шліфується). Тому на його поверхні можна забезпечити високу контактну міцність. У кулачці, через складну конфігурацію робочої поверхні, це забезпечити складніше. Тому зазвичай радіус ролика r_p менше радіусу початкової шайби конструктивного профілю r і задовольняє співвідношенню $r_p < 0,4r_0$, де r_0 - радіус початкової шайби теоретичного профілю кулачка. Виконання цього співвідношення забезпечує приблизно рівну контактну міцність як для кулачка, так і для ролика. Ролик володіє більшою контактною міцністю, але оскільки його радіус менший, то він обертається з більшою швидкістю і робочі точки його поверхні беруть участь в більшому числі контактів.

- Конструктивний профіль кулачка не повинен бути загостреним або зрізаним. Тому на вибір радіусу ролика накладається обмеження $r < 0,7 \cdot \rho_{\min}$, де ρ_{\min} - мінімальний радіус кривизни теоретичного профілю кулачка (рисунок 5.1-5.2).

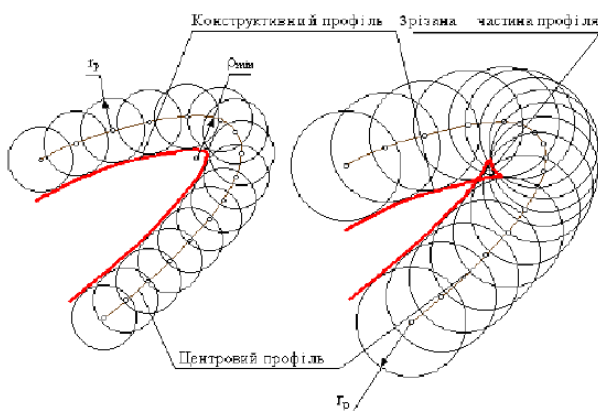


Рис 6 - Вибір радіусу ролика кулачкового механізму

- Рекомендується вибирати радіус ролика із стандартного ряду діаметрів в діапазоні $r_p = (0.2 \dots 0.35) r_0$. При цьому необхідно враховувати, що збільшення радіусу ролика збільшує габарити і масу штовхача, погіршує динамічні характеристики механізму (зменшує його власну частоту). Зменшення радіусу ролика збільшує габарити кулачка і його масу; частота обертання ролика збільшується, його довговічність

знижується.

- При виборі радіусу округлення робочої ділянки штовхача підхід до рішення завдання декілька інший. Оскільки в цьому випадку немає місцевої рухливості, що замінює ковзання коченням, то на штовхачі є дуже невелика робоча ділянка, точки якої ковзають щодо робочої поверхні кулачка, тобто знос поверхні штовхача інтенсивніший. Збільшення радіусу округлення не збільшує габаритів і маси штовхача, а розміри конструктивного профілю кулачка зменшуються. Тому цей радіус можна вибирати достатньо великим. Часто застосовуються штовхачі з плоскою робочою поверхнею кулачка (радіус округлення рівний нескінченності). В цьому випадку кут тиску у вищій парі при поступальному русі штовхача є величина стала і рівна куту між нормаллю до площини штовхача і вектором швидкості його руху на фазі віддалення. Визначення розмірів за кутом тиску при цьому неможливе. Радіус кулачка при цьому визначають по контактній напрузі, а форму профілю перевіряють за умовою опуклості (1).

Побудова центрового і конструктивного профілів кулачка.

Для кулачкового механізму з позаосним штовхачем.

Побудова профілів кулачка проводиться в наступній послідовності:

- вибирається масштаб побудови $\mu_1, \text{мм/м}$
- з довільного центру проводяться в масштабі кола з радіусами r_0 і e
- з довільної точки на колі r_0 напрямі φ_1 - відкладається робочий кут, кут ділять на n інтервалів.
- з кожної точки ділення дотично до кола радіусом e проводяться прямі.
- на цих прямих від точки перетину з колом r_0 відкладаються в масштабі переміщення штовхача $\mu_1 S_{Bi}$.
- отримані точки з'єднуються плавною кривою, утворюючи центровий профіль кулачка.
- проводяться з довільних точок вибраних рівномірно за центровим профілем кулачка дуги кіл радіусу r_p
- конструктивний профіль кулачка отримуємо як криву, що огинає множину положень ролика штовхача.

Для кулачкового механізму з коромислом:

Побудова профілів кулачка проводиться в наступній послідовності:

- вибирається масштаб побудови $\mu_1, \text{мм/м}$.
- з довільного центру проводяться в масштабі кола з радіусами r_0 і a_w , з довільної точки на колі в напрямі $-a_w$ відкладається робочий кут φ_1 , кут ділиться на n інтервалів, з кожної точки ділення радіусом l_{BC} проводяться дуги.

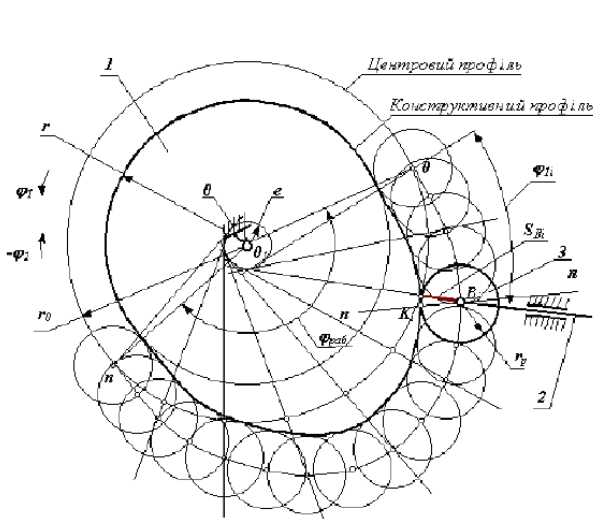


Рис 7 – Побудова профілю кулачка з позаочним штовхачем

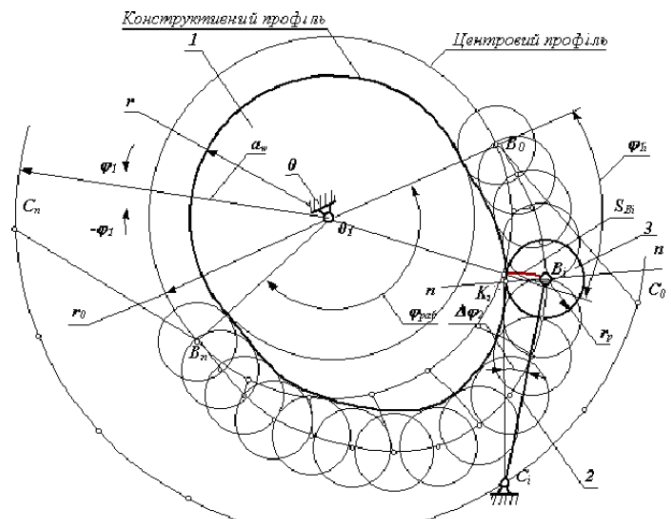


Рис 8 – Побудова профілю кулачка з коромисловим штовхачем

- на цих дугах від точки перетину з колом r_0 відкладаються в масштабі відповідні переміщення штовхача $\mu_1 S_{Bi}$.
- отримані точки з'єднуються плавною кривою, утворюючи центровий профіль кулачка.
- проводяться з довільних точок вибраних рівномірно за центровим профілем кулачка дуги кіл радіусу r_p .
- конструктивний профіль кулачка отримуємо як криву, що огинає множину положень ролика штовхача.

Контрольні запитання

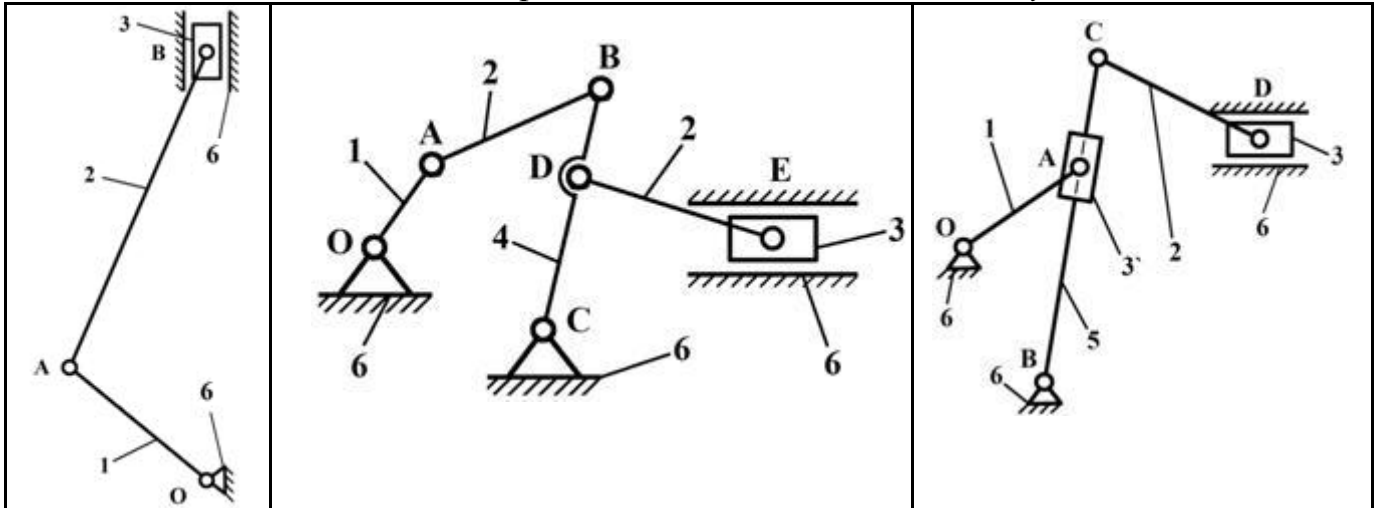
1. Назвіть особливості кулачкових механізмів, що зумовили їх широке застосування в різних машинах і приладах.
2. Які недоліки кулачкових механізмів?

3. Побудуйте схеми найбільш поширених плоских і просторових кулачкових механізмів
4. Як підрозділяються кулачкові механізми за способом замикання вищої пари?
5. Перерахуйте основні фази руху штовхача кулачкового механізму і відповідні ним кути повороту кулачка.
6. Розкажіть про основні етапи синтезу кулачкових механізмів.
7. Які закони руху штовхача раціонально застосовувати в швидкохідних кулачкових механізмах і чому?
8. Як визначити положення центру обертання кулачка в механізмі зі штовхачем, що рухається поступально при заданому допустимому куті тиску?
9. Як визначити положення центру обертання кулачка в механізмі зі штовхачем, що коливається при заданому допустимому куті тиску?
10. З яких міркувань вибирається величина радіусу ролика кулачкового механізму?
11. Як за теоретичним (центровим) профілем кулачка побудувати дійсний(конструктивний) профіль?

ЛІТЕРАТУРА

1. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2002. – 450 с.
2. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник / Я. Т. Кіницький. – Київ : Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Кожевников С. Н. Механизмы: справочник / С. Н. Кожевников, Я. Й. Есипенко, Я. М. Раскин. – М. : Машиностроение, 1973. – 591 с.
4. Теория механизмов и машин / под ред. К. В. Фролова. – М. : Высшая шк., 1987. – 496 с.
5. Артоболевский Й. Й. Сборник задач по теории механизмов и машин / Й. Й. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. – М.: Наука, 1973. – 256 с.
6. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2002. – 450 с.
7. Балицький І. В. Методичні рекомендації та інструкції для лабораторного практикуму / І. В. Балицький. – Миколаїв, 2003. – 59 с.
8. Балицький І. В. Методичні рекомендації для виконання курсового проекту / І. В. Балицький. – Миколаїв, 2009. – 84 с.
9. Динамічний аналіз механізмів : методичні вказівки до вивчення курсу “Теорія механізмів і машин ” та виконання курсового проекту для студ. машинобуд. спец. / уклад. О. А. Кірієнко, В. П. Лукавенко. – К. : ІВЦ “Видавництво “Політехніка”, 2005. – 52 с.
10. Пастушенко С. І. Практикум з теоретичної механіки : навч. посібник у двох частинах. Ч. 1. Статика. Кінематика / С. І. Пастушенко, О. Г. Руденко, В. В. Іщенко. – Вінниця : Нова Книга, 2006. – 384 с.

Умовні зображення і назва ланок механізму

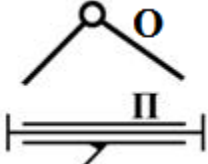
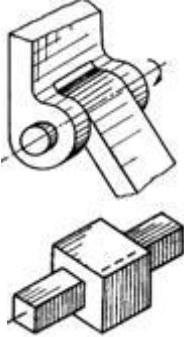
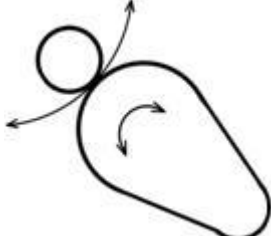

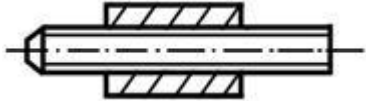
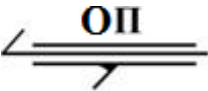


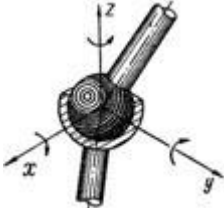

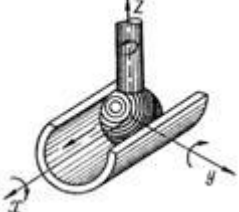
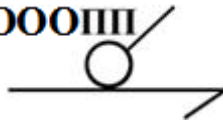
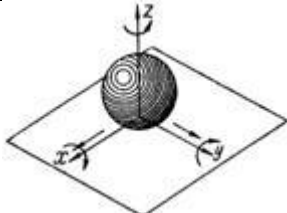


Стійка - це нерухома ланка.

Залежно від характеру руху щодо стійки ланки називають:

- *кривошип* (АО) - ланка 1, яка утворює обертальну пару зі стійкою і робить повний оборот навколо нерухомої осі;
- *шатун* (AB, DE, CD) - ланка 2 поєднана обертальними парами з рухомими ланками, але не пов'язана зі стійкою 6;
- *повзун* (B, D, E) - ланка 3 шарнірно з'єднана з ланкою 2 і поступально переміщується по нерухомих напрямних;
- *коромисло* (BC) - ланка 4, яка вчиняє неповний оборот навколо осі, пов'язаної зі стійкою;
- *куліса* (BC) - ланка 5 обертається навколо стійки 6, яка є направляючої для кулісного каменя;
- *кулісний камінь* (A) - ланка 3', що утворює поступальну пару з кулісою.

Приклади кінематичних пар і комбінації незалежних рухів

Типи кінематичних пар	Назва	Можливі рухи та умовні позначення	Приклади кінематичних пар
Плоскі	Однорухома, нижча		
	Двохрухома вища	ОП	
Просторові	Гвинтова – однорухома, нижча		
	Циліндрична - двухрухома вища		
	Сферична - трирухома, нижча		
	Куля-циліндр - чотирирухома, вища		
Куля-площина п'ятирухома, вища			

Основні поняття, визначення і терміни

МЕХАНІЗМ - система тіл, створена для перетворення руху одного або декількох твердих тіл в необхідні рухи інших тіл.

МАШИНА - пристрій, що виконує механічні рухи для перетворення енергії, матеріалів і інформації з метою заміни або полегшення фізичної та розумової праці.

ЛАНКА - одна або декілька нерухомо з'єднаних один з одним деталей, що входять в механізм і рухомих, як одне ціле.

КІНЕМАТИЧНА ПАРА - з'єднання двох ланок, що допускає їх відносний рух. У плоских механізмах зустрічаються однорухомі кінематичні пари з торканням ланок по поверхні (нижчі - обертальні і поступальні), а також двохрухомі з торканням ланок у точці (вищі - в зубчастих зачеплення і кулачкових механізмах).

ЕЛЕМЕНТ КІНЕМАТИЧНОЇ ПАРИ - сукупність поверхонь, ліній і точок ланки, за якими воно може стикатися з іншою ланкою, утворюючи кінематичну пару.

СТУПІНЬ РУХЛИВОСТІ КІНЕМАТИЧНОЇ ПАРИ - ціле число, що показує скільки незалежних рухів дозволяє робити дана пара одному ланці щодо іншого. За ступенем рухливості пари ділять на: однорухомі, дворухомі, трирухомі, чотирерухомі і п'ятирухомі.

ОДНОРУХОМА ПАРА - кінематична пара з одним ступенем свободи у відносному русі її ланок. Однорухомими є поступальна, обертальна і гвинтова пари.

ДВОРУХОМА ПАРА - кінематична пара з двома ступенями свободи у відносному русі її ланок. Дворухомими парами в плоских механізмах вважають усі вищі пари.

ОБЕРТАЛЬНА ПАРА - однорухома пара, що допускає обертальний рух однієї ланки щодо іншої [див. кінематична пара].

ПОСТУПАЛЬНОГО ПАРА - однорухома пара, що допускає прямолінійно-поступальний рух однієї ланки щодо іншої.

ПЛОСКИЙ МЕХАНІЗМ - механізм, точки ланок якого описують траєкторії, які лежать в одній або паралельних площинах.

ПРОСТОРОВИЙ МЕХАНІЗМ - механізм, точки ланок якого описують просторові траєкторії або траєкторії, що лежать в пересічних площинах.

ШАРНІРНИЙ МЕХАНІЗМ - механізм, ланки якого утворюють тільки обертальні пари. Прикладами шарнірних механізмів є кривошипне-коромисловий, двохкоромисловий механізм та ін.

ШАРНІРНИЙ ЧОТИРИЛАНКОВИЙ МЕХАНІЗМ - шарнірний механізм, у якому три рухливих ланки і стійка.

ВАЖІЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ - механізм, ланки якого утворюють тільки обертальні, поступальні, циліндричні та сферичні пари. Прикладами важільного механізму є кривошипне-повзунний механізм, кулісний механізм та ін.

КРИВОШИПНО-КОРОМИСЛИЙ МЕХАНІЗМ - шарнірний чотириланковий механізм, до складу якого входять кривошип і коромисло.

КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИЙ МЕХАНІЗМ - важільний чотириланковий механізм, до складу якого входять кривошип і повзун. Кривошипно-повзунний механізм служить для перетворення обертального руху кривошипа в зворотно-поступальний рух повзуна або, навпаки, зворотно-поступального руху повзуна в обертальний рух кривошипа.

КРИВОШИПНО-КУЛІСНИЙ МЕХАНІЗМУ - важільний чотириланковий механізм, до складу якого входять кривошип і куліса. Кривошипно-кулісний механізм служить для передачі і перетворення обертального руху кривошипа в обертальний або коливальний рух куліси і, навпаки, рух куліси в обертання кривошипа.

СТІЙКА (рідко: корпус, рама, станина, підстава) - ланка, прийнята за нерухому.

КРИВОШИП (іноді: колінчастий вал, колінвал, ексцентрик, водило) - обертова ланка, яка може здійснювати повний оборот навколо нерухомої осі.

КОРОМИСЛО (рідко важіль) - обертова ланка, яка може здійснювати тільки неповне обертання навколо нерухомої осі.

ПОВЗУН (поршень - в двигунах і компресорах, штовхач - в кулачкових механізмах, супорт - у верстатах, кулісний камінь) – ланка, що утворює поступальну пару з іншою ланкою (найчастіше зі стійкою).

КУЛІСА - ланка, що обертається навколо нерухомої осі і утворює з іншою рухомою ланкою поступальну пару.

ШАТУН - ланка, що утворює кінематичні пари тільки з рухомими ланками.

ШАТУННА КРИВА - траєкторія, описувана якою-небудь точкою шатуна.

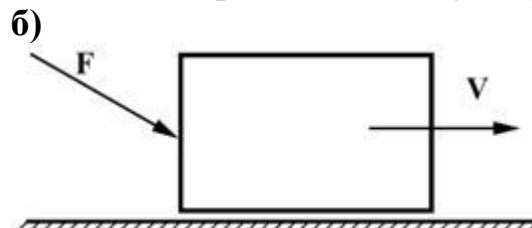
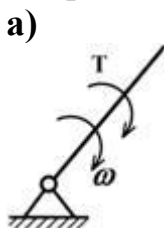
ДВОХКРИВОШИПНИЙ МЕХАНІЗМ - шарнірний чотириланковий механізм, до якого входять два кривошипа. Двохкривошипний механізм служить для передачі і перетворення обертального руху. За один оборот одного кривошипа інший кривошип здійснює також один оборот. Рівномірному обертанню одного кривошипа відповідає зазвичай нерівномірне обертання іншого кривошипа.

ДВУХКОРОМИСЛОВИЙ МЕХАНІЗМ - шарнірний чотириланковий механізм, до складу якого входять два коромисла. Двохкоромисловий механізм служить для перетворення коливального руху одного коромисла в коливальний рух іншого коромисла.

ВХІДНА ЛАНКА - ланка, якій задається рух, котрий перетворюється механізмом у необхідні рухи інших ланок. Вхідна ланка пов'язана з двигуном або з вихідною ланкою іншого механізму.

ВИХІДНА ЛАНКА - ланка, яка робить рух, для виконання якого призначений механізм. Вихідна ланка з'єднана з виконавчим пристроєм (робочим органом, покажчиком приладу), або з вхідною ланкою іншого механізму.

ПРОВІДНА ЛАНКА - ланка, для якої сума елементарних робіт зовнішніх сил, прикладених до неї, позитивна. Для обертових провідних ланок (схема а) момент T і кутова швидкість ω , а для провідної ланки, яка рухається поступально, проекція сили F на напрямок руху і лінійна швидкість V (схема б) спрямовані в одну сторону.

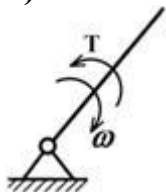


Зазвичай провідна ланка збігається з вхідною ланкою, але в процесі руху одна і та ж вхідна ланка може бути провідною або веденою. Наприклад, поршень в двигуні внутрішнього згорання при згорянні суміші – провідна ланка, але при всмоктуванні і стисненні суміші, а також при випуску відпрацьованих газів – ведена ланка.

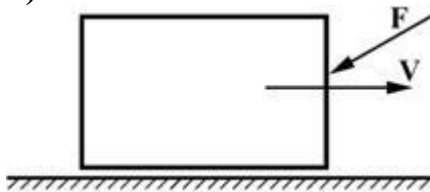
ВЕДЕНА ЛАНКА – ланка, для якої сума елементарних робіт зовнішніх сил, прикладених до неї, негативна. Для обертової веденої ланки (схема а) момент сили

T і кутова швидкість ω , а для ланки, яка рухається поступально, проекція сили F на напрямок руху веденої ланки і лінійна швидкість V (схема б) спрямовані в протилежні сторони.

а)



б)



Зазвичай ведена ланка збігається з вихідною ланкою, але в процесі руху одна і та ж вихідна ланка може бути веденою або провідною. Наприклад, колесо електровоза при розгоні – ведена ланка, а при уповільненні на рівній ділянці – провідна ланка (двигун, з'єднаний з колесом через редуктор перетворюється на генератор і віддає енергію в мережу).

СТУПІНЬ РУХЛИВОСТІ МЕХАНІЗМУ – ціле число (W), яке показує скільки незалежних рухів потрібно підвести до механізму, щоб на виході отримати один або навпаки. Більшість механізмів має ступінь рухомості $W=1$; у диференційних механізмів $W=2$; у роботів і маніпуляторів $W=4 - 8$ (найчастіше у них $W=4$), також як і в основного механізму екскаватора.

СИНТЕЗ МЕХАНІЗМІВ – проектування схеми механізму по заданим його властивостям. Синтез включає в себе вибір структурної схеми і визначення постійних параметрів обраної схеми механізму по заданим його властивостям. Розрізняють: структурний синтез механізмів – вибір його схеми; метричний синтез – знаходження розмірів ланок і динамічний синтез – розподіл мас ланок.

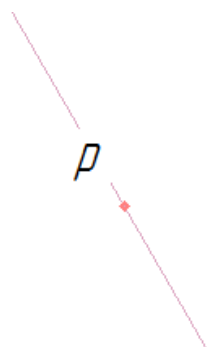
СИНТЕЗ МЕХАНІЗМІВ ЗА ЧЕБИШЕВИМ – синтез механізмів за методом найкращого рівномірного наближення функцій.

Приклад побудови швидкостей точок механізму

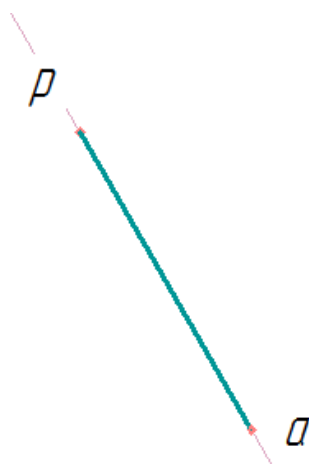
Крок 1.



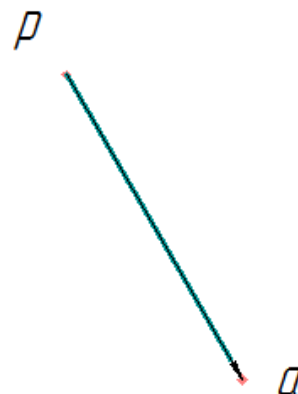
Крок 2.



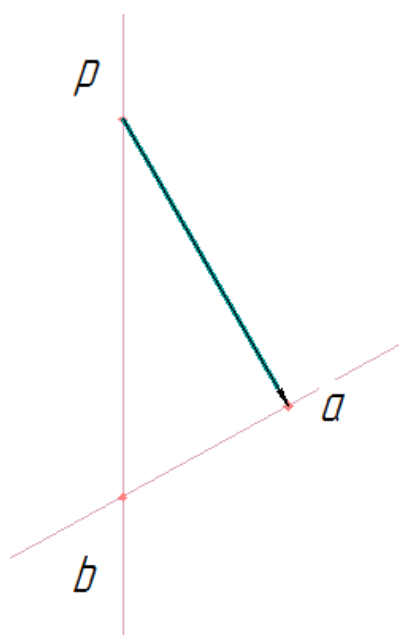
Крок 3.



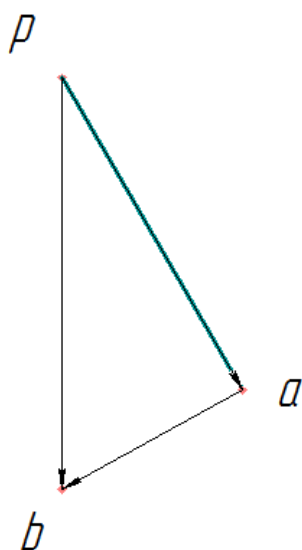
Крок 4.



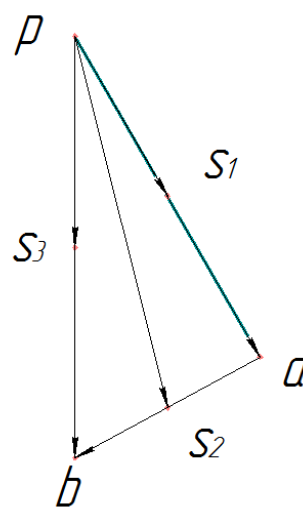
Крок 5.



Крок 6.



Крок 7.



Крок 8.

- $L_{ab}=51,33 \text{ мм};$
- $L_{pb}= 102,64 \text{ мм};$
- $L_{ps1}= L_{ab}/2=25,665 \text{ мм};$
- $L_{ps2}=93,05 \text{ мм};$
- $L_{ps3}= L_{pb}/2=51,32 \text{ мм};$

Визначення швидкостей ланок, $\mu_v=0,1\text{м/мс}^{-1}$:
$v_A= 9 \text{ м/с}^2$
$v_{AB} = L_{ab} \cdot \mu_v=51,33 \cdot 0,1=5,133 \text{ м/с}$
$v_B= L_{pb} \cdot \mu_v = 102,64 \cdot 0,1=10,264 \text{ м/с}$
$v_{S1} = L_{ps1} \cdot \mu_v = 25,665 \cdot 0,1=2,567 \text{ м/с}$
$v_{S2} = L_{ps2} \cdot \mu_v = 93,05 \cdot 0,1=9,305 \text{ м/с}$
$v_{S3} = L_{ps3} \cdot \mu_v = 51,32 \cdot 0,1= 5,132 \text{ м/с}$
$\omega_1=18 \text{ рад/с}$
$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{5,133}{0,80} = 6,42 \text{ рад/с}$
$\omega_3=0$

ЗМІСТ

<i>Вступ</i>	3
<i>Лр1 Структурний аналіз плоских механізмів.</i>	4
<i>Лр 2 Визначення положень ланок механізму та траєкторій руху його окремих точок</i>	18
<i>Лр 3 Дослідження кінематики механізмів графоаналітичним методом</i>	26
<i>Лр 4 Силовий розрахунок плоских механізмів</i>	30
<i>Лр 5 Визначення геометричних параметрів циліндричної прямозубої евольвентної передачі</i>	39
<i>Лр 6 Кінематичний аналіз зубчастого механізму</i>	44
<i>Лр 7 Визначення закону руху штовхача плоского кулачкового механізму</i>	49
<i>Список літератури</i>	56
<i>Додатки</i>	67

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН
Методичні вказівки для виконання лабораторних робіт
для студентів спеціальності 208 Агроінженерія

УКЛАДАЧ: Журило Світлана Владиславівна

Прийнято до друку «__»_____2020р.
Формат 60×84. Папір друк. №3. Друк офсетний. Ум. друк. арк.3. Тираж 50.

Уманський національний університет садівництва