

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний Університет України
"Київський Політехнічний Інститут"

Методичні вказівки
до курсової роботи з дисципліни "Прикладна механіка"
для студентів інженерно-фізичного факультету НТУУ "КПІ"
спеціальностей:
7.0904.03 – ливарне виробництво чорних і кольорових металів,
7.0904.05 – спеціальна металургія

Розділ "Теорія механізмів і машин"

Затверджено

Методичною радою НТУУ "КПІ"

Протокол № ____ від " ____ " _____ 2006 р.

Київ - 2006

Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни "Прикладна механіка" для студентів інженерно-фізичного факультету. Розділ "Теорія механізмів і машин". / Укл. Ю.М. Сидоренко. – К.: НТУУ "КПІ", 2006. – 56 с.

Методичні вказівки
до курсової роботи з дисципліни "Прикладна механіка"
для студентів інженерно-фізичного факультету НТУУ "КПІ"
спеціальностей:
7.0904.03 – ливарне виробництво чорних і кольорових металів,
7.0904.05 – спеціальна металургія

Розділ "Теорія механізмів і машин"

Укладач: Сидоренко Юрій Михайлович, канд. техн. наук

Відповідальний редактор: М.І. Бобир, доктор техн. наук, професор

Рецензент: В.П. Ламашевський, канд. техн. наук, доцент
В.О. Петрик, канд. техн. наук, доцент

Дані методичні вказівки складені для студентів інженерно-фізичного факультету, що вивчають курс "Прикладна механіка" і можуть бути корисними для студентів інших спеціальностей, вивчаючих розділ "Теорія механізмів і машин".

ВСТУП

Основна мета даних методичних вказівок – поглиблення та закріплення знань, набутих студентами при вивченні курсу "Прикладна механіка", та засвоєння методики структурного, кінематичного та динамічного аналізів механізмів та машин (Розділ "Теорія механізмів і машин").

Методичні вказівки спрямовані на допомогу студентам при виконанні першого листа курсової роботи "Кінематичне і динамічне дослідження механізму".

Використовування даних методичних вказівок та матеріалів лекцій дасть змогу студентам самостійно розв'язувати задачі досліджень механізмів та машин.

1. ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Студенти інженерно-фізичних спеціальностей відповідно до програми курсу "Прикладна механіка" повинні виконати у IV семестрі курсову роботу з *проектування електромеханічного приводу важільного преса* відповідно до заданих кінематичних схем механізму та його приводу. Кінематичну схему механізму студент отримує разом з технічним завданням, яке видає викладач на початку навчального семестру.

Курсовий проект в цілому включає в себе 3 аркуша формату А1 та пояснювальну записку обсягом 20...30 аркушів формату А4.

На першому етапі проектування студентам необхідно провести кінематичне і динамічне дослідження запропонованого механізму, визначити розміри маховика, розрахувати необхідний обертовий момент на валу кривошипа. Відповідні розрахунки рекомендується виконувати в наступній послідовності:

1. Провести структурний аналіз плоского важільного механізму та визначити за формулою Чебишева ступінь його рухомості.
2. Побудувати 12 планів положень механізму, розпочавши з "мертвого" ("нульового") положення, яке відповідає початку робочого ходу механізму.
3. Побудувати 6 планів швидкостей та 6 планів прискорень робочого ходу механізму.
4. Побудувати графік сили корисного опору в залежності від ходу механізму $F_{ко}=f(H)$ (за заданою у завданні на курсову роботу максимальною величиною сили корисного опору і знайденому в пункті 2 максимальному ходу механізму).
5. За допомогою методу важеля Жуковського побудувати графік зміни приведенного моменту сил корисного опору $M_{np}=f(\varphi)$ для 12 різних положень кривошипа.
6. Побудувати графіки роботи сил корисного опору та роботи рушійних сил у функції кута повороту кривошипа $A_{ко}=f(\varphi)$, $A_{pc}=f(\varphi)$.
7. Побудувати графік обертового моменту рушійних сил $M_{pc}=const$.

8. Побудувати графік надлишкової роботи $\Delta A = f(\varphi)$

9. Визначити параметри маховика та зробити відповідне графічне креслення.

За результатами розрахунків виконується графічне оформлення першого аркуша курсової роботи – лист №1 формату А1 "Кінематичне і динамічне дослідження механізму".

2. ОФОРМЛЕННЯ КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Зміст і оформлення курсової роботи має відповідати вимогам Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД), державним стандартам і стандарту підприємства [9].

До номенклатури графічної роботи входять наступні конструкторські документи, регламентовані ГОСТ 2.102-68: текстовий документ – пояснювальна записка (шифр ПЗ) і графічний документ – робочі креслення деталей.

2.1. Вимоги до оформлення робочих креслень

Робочі креслення виконуються на окремих аркушах згідно формату, передбаченого ГОСТ 2.3010-68. Оформлення креслень має відповідати вимогам стандартів і СТП НТУУ "КПІ" 2.001-83. У правому нижньому куті розміщують основний напис за формою 1 (рис. 1).

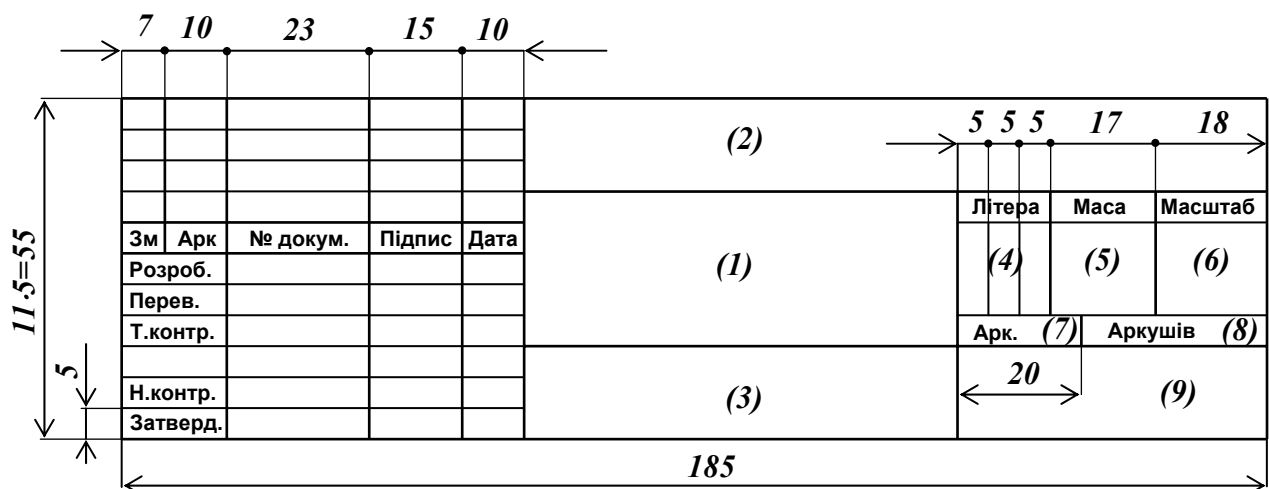


Рис. 1. Основний напис креслення

У графі 1 (номер граф показано в дужках) зазначається назва виробу, назва документа. У графі 2- позначення документа. Для конструкторських документів [9] встановлена така структура позначень (рис. 2).



Рис. 2. Позначення основного документа

Для конструкторських документів курсових і розрахунково-графічних робіт, виконаних у НТУУ "КПІ", код організації-розробника визначається номером академічної групи, де навчається студент, наприклад: ФЛ41.

У коді класифікаційної характеристики перші два знаки – ПМ - визначають дисципліну "Прикладна механіка", наступні дві цифри – номер технічного завдання (05), останні дві цифри – номер варіанта (09).

Перша цифра порядкового реєстраційного номера – номер складальної одиниці, яка входить до складу виробу, останні дві цифри – порядкові номери деталей, які входять до специфікації на складальну одиницю.

Код неосновного документа – шифр документа: СК- складальне креслення, ВЗ – вигляд загальний, ПЗ – пояснювальна записка.

Графа 3 – позначення матеріалу деталі (графу заповнюють тільки для креслення деталей). Позначення матеріалу має містити назву матеріалу, його марку, якщо вони для нього встановлені, номер стандарту або технічні умови на матеріал, наприклад "Сталь 45, ГОСТ 1050-74".

Графа 4 – літера, яка присвоєна цьому документу. У навчальних проектах у лівій клітинці пишуть літеру "У".

Графа 5 – маса виробу (кг).

Графа 6 – масштаб.

Графа 7 – порядковий номер аркуша (якщо більше одного аркуша).

Графа 8 – загальна кількість аркушів.

Графа 9 – скорочена назва університету і факультету, номер учбової групи, в якій навчається студент.

У рядку "Розроб." зазначається прізвище студента, ставиться його підпис і дата заповнення. У рядку "Перев." – прізвище викладача, його підпис і дата. Решта рядків залишається вільними.

2.2. Зміст та оформлення пояснювальної записки

Пояснювальна записка обсягом 20...30 сторінок рукописного тексту оформляється на стандартних аркушах білого паперу формату А4 (210х297мм). Відступ від краю аркуша ліворуч 20мм, з інших боків по 5мм. На першому аркуші впродовж короткого боку виконують основний напис за формою 2 (рис. 3), а на решті аркушів – за формою 2а (рис. 4). Зміст, розташування, розміри граф основного напису регламентовані ГОСТ 2.104-68.

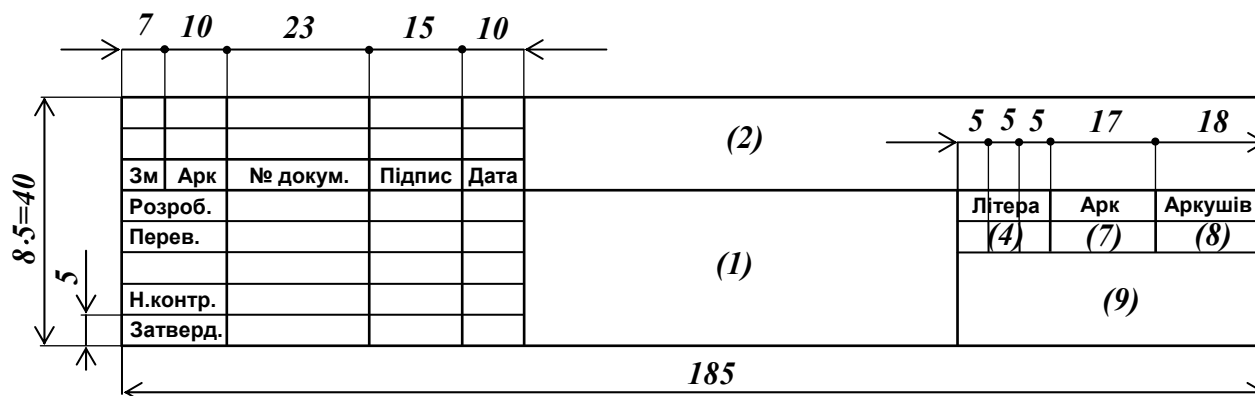


Рис. 3. Основний напис першого аркуша пояснювальної записки

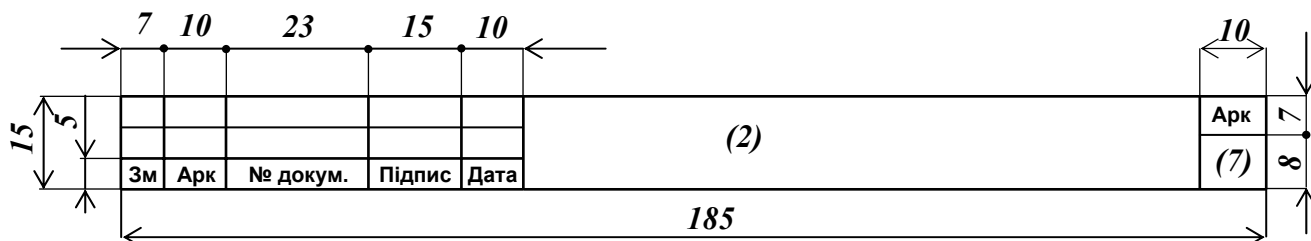


Рис. 4. Основний напис для решти аркушів пояснювальної записки

Зміст записки розбивають на розділи і підрозділи і позначають арабськими цифрами. Пункти нумеруються у межах кожного розділу. Номер підрозділу

складається з номерів розділу та номеру підрозділу, розділених крапками. У кінці номера ставлять крапку (наприклад – 2.2.). Переноси слів у заголовках не допускається. Крапки в кінці заголовка не ставляться.

Усі сторінки пояснювальної записки повинні мати наскрізну нумерацію від титульного аркуша до останньої сторінки. На титульному аркуші номер сторінки не ставиться.

Викладення тексту повинне бути коротким і чітким. Термінологія та символіка формул повинні відповідати встановленим стандартам або позначенням, що прийняті для науково-технічної літератури.

Пояснювальна записка має містити титульний лист, технічне завдання на курсову роботу, вступ, основний текст і список використаної літератури, відповідні додатки та зміст.

Титульний лист. Титульний лист пояснювальної записки виконується стандартним шрифтом, тушшю або чорнилом. Зразок титульного листа наведено в додатку 1.

Технічне завдання на курсову роботу містить постановку задачі, вихідні дані, обсяг і терміни виконання роботи. Бланк завдання, підписаний викладачем, розміщується першим після титульного листа.

Вступ. У вступі розкривається призначення і можлива галузь використання механізму, який проектується, його конструктивні особливості, мета і задача проектування.

Основний текст пояснювальної записки повинен розкривати зміст роботи і відображати одержані результати. Приводяться усі виконані розрахунки, наводяться основні припущення, які використовуються під час розрахунків, коротко розкривається суть застосованих методів досліджень і розрахунку.

Розрахунки, які підтверджують працездатність і надійність конструкції, повинні ілюструватися схемами зі зазначенням проектних і розрахункових величин. Усі матеріали (формули, значення коефіцієнтів, довідникові дані та ін.), взяті з літературних джерел, повинні супроводжуватися посиланнями (число в квадратних дужках, яке відповідає номеру літературного джерела в списку літератури, який приводиться в кінці пояснювальної записки). Символи величин,

які входять до складу розрахункових формул, повинні бути розшифрованими. Кінцевий числовий результат супроводжується розмірністю. Ідентичні розрахункові величини необхідно зводити в таблиці.

Додатки. В додатках розміщуються специфікації на проєктований привод механізму, які представляють собою перелік усіх його складових частин. Специфікацію виконують згідно ГОСТ 2.108-68, але у курсових роботах з прикладної механіки дозволяється її спрощення.

Література. Пояснювальна записка має містити список використаної літератури, який розміщують під заголовком "Література" після основного тексту. Використані джерела слід розміщувати в списку за послідовністю посилань у тексті пояснювальної записки. Кожне джерело має містити порядковий номер, прізвища та ініціали авторів, назву, місце видання, назву видавництва, рік видання, кількість сторінок.

Зміст. У змісті наводять заголовки усіх розділів і підрозділів із зазначенням номерів сторінок (додаток 2). Слово "ЗМІСТ" пишуть як заголовок (симетрично тексту) великими літерами. Сторінку зі змістом не нумерують.

3. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Мета структурного аналізу – вивчення теорії будови механізмів, їх видозміни та класифікації.

Рухоме з'єднання двох ланок, які стикаються, називається **кінематичною парою**. Рух ланок відносно одна одної визначається формою елементів ланок, якими вони стикаються. Сукупність поверхонь, ліній або точок, що належать різним ланкам, що стикаються при відносному русі, називають **елементами кінематичних пар**.

Система ланок, які зв'язані між собою кінематичними парами, утворює **кінематичний ланцюг**.

Механізмом називається система тіл, призначена для перетворення руху одного або кількох тіл у потрібні рухи інших тіл. З цього визначення вбачається, що не можна називати механізмом пристрій, у якому немає перетворення

механічного руху. Наприклад, ротор електродвигуна і підшипники, в яких він обертається, не утворюють механізму, оскільки у цьому випадку взаємодія магнітного поля і провідника з електричним струмом створює необхідний рух без будь-якого проміжного перетворення механічного руху.

Механізмом є кінематичний ланцюг з однією нерухомою ланкою, призначений виконувати цілком визначені доцільні рухи. Таким чином, кожний механізм є кінематичним ланцюгом, але не кожний кінематичний ланцюг можна назвати механізмом.

Кожний механізм складається з нерухомої ланки (стояка) і рухомої ланки або системи рухомих ланок. Розділяють вхідні і вихідні рухомі ланки. **Вхідною** називається ланка, якій задається рух, що перетворюється механізмом у потрібний рух інших ланок. **Вихідною** називається ланка, що здійснює рух, для виконання якого призначений механізм. Решту рухомих ланок механізму називають з'єднуючими, або проміжними.

Кінематичні пари класифікують за такими ознаками:

- а) числом умов зв'язку, які накладаються кінематичною парою на відносний рух ланок;
- б) формою елементів ланок, що утворюють кінематичну пару;
- в) способом замикання ланок.

Загально відомо, що всяке абсолютно тверде тіло, яке вільно рухається у просторі, має 6 ступенів свободи. Таким чином, число умов зв'язку, накладених на відносний рух кожної ланки кінематичної пари, змінюється у межах 1...5. **Клас кінематичної пари** визначається кількістю умов зв'язків, що накладаються на відносних рух ланок. Пари діляться на п'ять класів: I, II, III, IV, V.

За формою елементів стикання кінематичні пари поділяються на нижчі та вищі. **Нижчими** кінематичними парами називають такі пари, в яких елементи стикаються поверхнями (обертові, поступальні, гвинтові, циліндричні, сферичні та інші кінематичні пари). **Вищими** кінематичними парами називають такі пари, в яких елементи стикаються по лінії або в точці (пари циліндр-площина, куля-циліндр).

Нижчі кінематичні пари характеризуються тим, що, в порівнянні з вищими, можуть передавати більші зусилля завдяки більшій площі контакту між ланками. Проте витрати потужності на подолання сили тертя у таких парах значно більші порівняно з вищими.

За способом змикання ланок кінематичні пари поділяються на геометричні та силові. **Геометричне** замикання здійснюється відповідно геометричною формою елементів ланок кінематичної пари або конструкцією кінематичної пари. **Силове** замикання забезпечується гравітаційними силами, силами пружності тощо.

Окремі ланки механізмів мають наступні назви:

- а) ланка, яка обертається навколо стояка, називається кривошипом;
- б) ланка, яка здійснює складний плоско-паралельний рух і ні однією КП не пов'язана із стояком, називається шатуном;
- в) ланка, що здійснює коливальний рух навколо стояка – це коромисло;
- г) ланка, яка виконує зворотно-поступальний рух відносно нерухомої направляючої (стояка) – це повзун;
- д) ланка, яка виконує зворотно-поступальний рух, але відносно рухомої направляючої, називається кулісним каменем, а сама напрямна – кулісою.

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

Відомо, що коли на рух ланки у просторі не накладено ніяких умов зв'язку, то вона має 6 ступенів свободи. Якщо число ланок у кінематичному ланцюгу дорівнює k , то загальне число ступенів свободи, які мали k ланок до їхнього з'єднання у кінематичні пари, дорівнюватиме $6k$. Число ступенів свободи H , яку має кінематичний ланцюг, складений з різних кінематичних пар, становить:

$$H = 6k - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

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

Оскільки в механізмах одна ланка нерухома (стояк), то загальне число ступенів свободи ланок ланцюга зменшиться на 6, тобто число ступенів свободи (рухомості) відносно нерухомої ланки визначиться як:

$$W = H - 6,$$

або

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (1)$$

де n – число рухомих ланок в механізмі ($n=k-1$);

Формула (1) має назву **формули рухомості** або **структурної формули кінематичного ланцюга загального вигляду** (формула Сомова-Малишева).

У зв'язку з тим, що тіло при русі в площині має 3 ступені свободи, то ступінь рухомості (свободи) плоских механізмів визначається за формулою П.Л. Чебишева:

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

де p_5 – число кінематичних пар V класу, або однорухомих;

p_4 – число кінематичних пар IV класу, або дворухомих.

Можна вважати, що ступінь рухомості механізму – це число, яке визначає скільком ланкам необхідно задати рух, щоб усі інші ланки виконували задані рухи за відомими траєкторіями.

Після підрахунку ступеню свободи механізму проводимо його структурний аналіз. Необхідно встановити групи Ассура, з яких складається механізм, послідовність в якій вони приєднані до вихідної ланки, встановити клас і порядок механізму.

Групою Ассура називається кінематичний ланцюг, який складається тільки з рухомих ланок та кінематичних пар V класу, які, будучи приєднані до стояка (нерухома ланка), мають ступінь свободи $W=0$.

Для виконання цієї задачі необхідно знати, що собою представляють групи Ассура, як створюється будь який механізм.

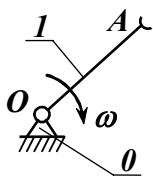
За Ассуром-Артоболовським кожний механізм створюється шляхом послідовного приєднання до вихідного механізму кінематичних груп Ассура.

Групи Ассура характеризуються класом і порядком.

Порядок групи визначається кількістю вільних повідків із шарнірами, до яких можна приєднати інші ланки.

Клас групи визначається кількістю кінематичних пар найбільш складного замкнутого контуру, в якому відсутні внутрішні побудови.

Для виділення з механізму груп Ассура необхідно знати наступні ознаки цих груп: ступінь свободи групи дорівнює нулю; ступінь свободи залишкового механізму, тобто після від'єднання групи, незмінна; число ланок в групі завжди парне: $W = 3n - 2p_5 = 0$; $p_5 = \frac{3}{2}n$, тому $n=2, 4, 6 \dots$



Вихідним механізмом у класифікації Ассура-Артоболевського вважається механізм I класу і I порядку, а саме кривошип OA ($W=3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1$).

Приклади найпростіших груп Ассура наведені на рис. 5.

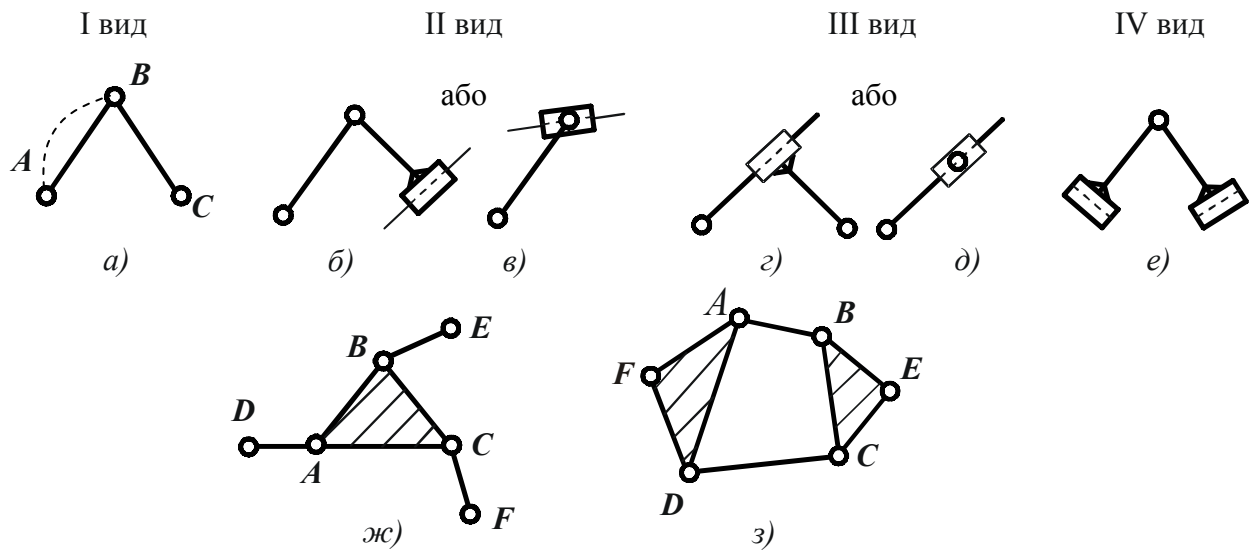


Рис. 5. а, б, в, г, д, е – групи Ассура II класу II порядку;
ж – III класу III порядку; з – IV класу II порядку

На рис. 5ж замкнутий контур ABC має три кінематичних пари, тобто група Ассура III класу. Три повідки AD, BE, CF з кінематичними парами DEF , говорять про те, що група III порядку. Найскладніший замкнутий контур без внутрішніх побудов зображений на рис. 5з – це $ABCD$ з 4 кінематичними парами. Порядок групи є II, оскільки вона приєднується до основного механізму вільними елементами кінематичних пар E і F .

Виділення з механізму групи Ассура доцільно починати з ланки, яка є найвіддаленішою від вхідної ланки механізму. Клас і порядок механізму визначається класом і порядком самої складної групи, яка входить до складу цього механізму. Склад і послідовність приєднання структурних груп механізму можна визначити формулою побудови механізму (рис. 6).

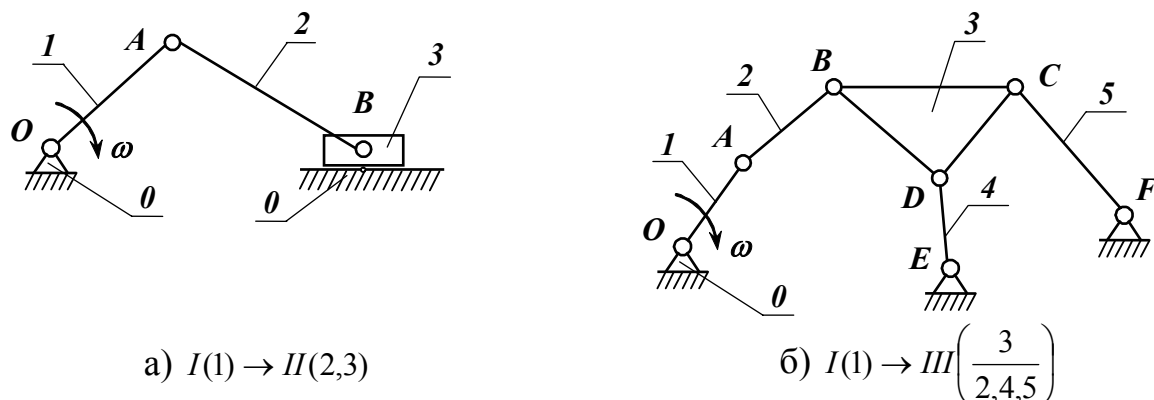


Рис. 6. Склад і послідовність приєднання структурних груп механізму

На рис. 6а показано механізм який складається з $I(1)$ – механізму I класу до складу якого входить ланка №1 та $II(2,3)$ – структурна група II класу, яка складається з ланок №2 і 3, Тобто номери ланок, що входять до складу механізму I класу або структурних груп, вказані в дужках. У групи III класу (рис. 6б) окремо виділена базисна ланка (3).

Якщо до складу механізму поряд з нижчими парами входять ще й вищі, то, за допомогою методу заміни вищих пар, такі пари замінюють нижчими, після чого визначається клас механізму.

Приклад. Визначити ступінь рухомості плоского механізму рис. 7а.

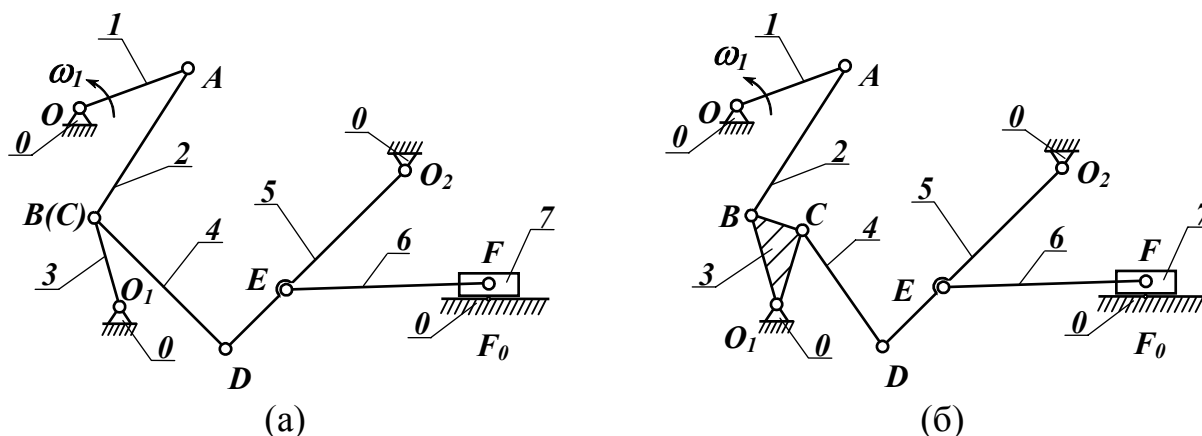


Рис. 7. Приклад плоского механізму для подальших розрахунків

Розглянувши механізм (рис. 7а) можемо визначити 7 рухомих ланок: OA – кривошип; AB , BD , EF – шатуни; O_1B , O_2D – коромисла; F – повзун; O , O_1 , O_2 , F_0 – стояки (нерухомі ланки). Особливою точкою механізму є точка B – складний вузол в якому з’єднуються три ланки AB , O_1B , BD . Для визначення числа кінематичних пар в складному вузлі необхідно від числа рухомих ланок які з’єднуються у вузлі відняти одиницю: $n-1=3-1=2$. Таким чином, у точці B утворюється не одна кінематична пара V класу, а дві, і ланку O_1B умовно можна замінити на ланку O_1BC у якій відстань BC дорівнює нулю (рис. 7б). Тому загальна кількість кінематичних пар V класу, які з’єднують ланки механізму дорівнює десяти: $O, A, B, O_1, C, D, E, O_2, F, F_0$.

Ступінь свободи плоского механізму визначимо за формулою Чебишева:

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

при $n=7$ – число рухомих ланок;

$p_5=10$ – число кінематичних пар V класу;

$p_4=0$ – число кінематичних пар IV класу.

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1$$

Це означає, що для приведення в рух всіх ланок достатньо мати одну вхідну ланку і задати їй рух. Це ланка OA .

Тепер необхідно провести структурний аналіз цього механізму (рис. 7б).

Розкладемо механізм на групи Ассура. Найвіддаленішою ланкою від OA є повзун F . Починаючи з нього і враховуючи властивості груп Ассура, відокремлюємо дві ланки F та EF , та три кінематичних пари, це E , F і F_0 .

Накреслимо можливу групу Ассура точно в такому положенні, яке вона займає у механізмі (рис. 8).

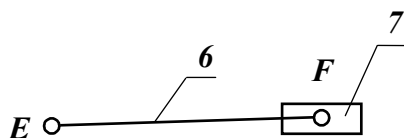


Рис. 8. Перша відокремлена можлива група Ассура

Ступінь свободи можливої групи: $W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$.

Залишковий механізм матиме вигляд (рис. 9).

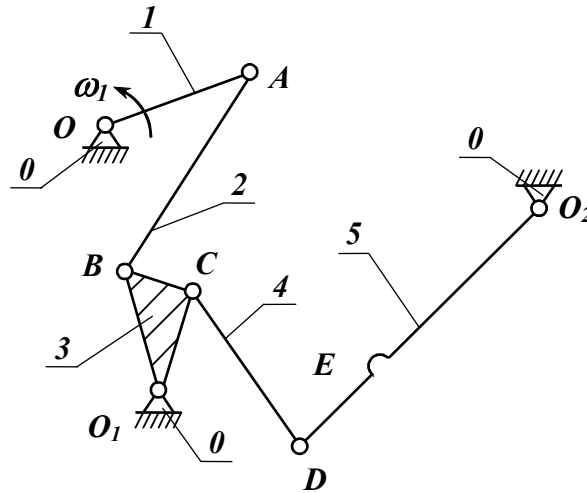


Рис. 9. Вид механізму після відокремлення першої можливої структурної групи

Його ступінь свободи при $n=5$ (OA, AB, BCO_1, CD, DO_2), $p_5=7$ (O, A, B, O_1, C, D, O_2): $W=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$, тобто незмінний.

Це підтверджує, що група ланок 6 та 7 є групою Ассура II класу і II порядку II виду (рис. 5в).

Відокремимо ще одну можливу групу Ассура (рис. 10). Тепер найвіддаленішою ланкою від вхідної OA є ланка DO_2 .

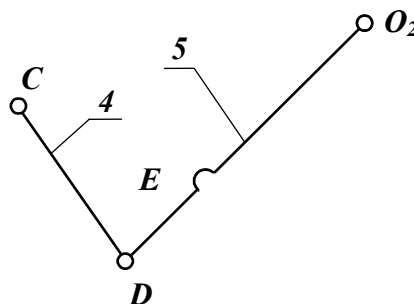


Рис. 10. Друга відокремлена можлива група Ассура

В цьому випадку наступна можлива група Ассура складається з двох ланок CD і DO_2 та трьох кінематичних пар C, D, O_2 . Ступінь свободи: $W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$.

Залишковий механізм має вигляд (рис. 11):

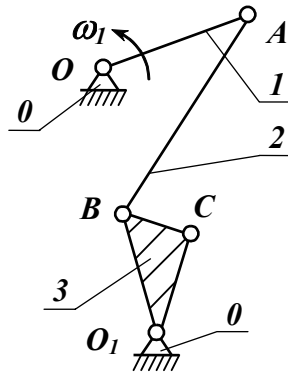


Рис. 11. Вид механізму після відокремлення другої можливої групи Ассура

Цей механізм має три рухомі ланки, та чотири кінематичні пари, тобто $n=3$, $p_5=4$. Ступінь свободи: $W=3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$.

Ступінь свободи незмінний, це підтверджує те, що дві ланки CD та DO_2 з трьома кінематичними парами C , D , O_2 створюють групу Ассура II класу, II порядку I виду (рис. 5а).

Знову відокремимо можливу групу Ассура починаючи з найвіддаленішої ланки, тобто ланки CBO_1 (рис. 12).

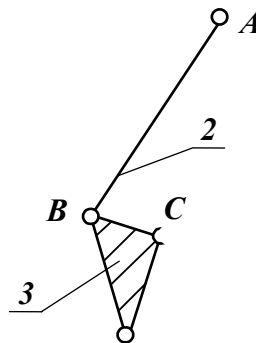


Рис. 12. Третя відокремлена можлива група Ассура

В цьому випадку маємо дві ланки AB та BCO_1 і три кінематичні пари A , B , O_1 .

Порівнюючи цю групу з попередньою, вже перевіреною, можемо зробити висновок, що вона подібна, тобто це група Ассура II класу, II порядку I виду (рис. 5а).

Залишковий механізм (рис. 13) – це вихідний механізм по класифікації Ассура-Артоблевського кривошип OA .

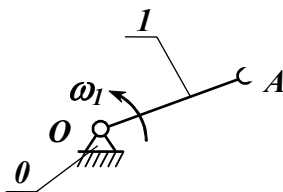


Рис. 13. Вид механізму після відокремлення третьої можливої групи Ассура

У цьому механізмі $n=1$, $p_5=1$. Ступінь свободи: $W=3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$. Видно, що ступінь свободи незмінний.

Таким чином, розглянутий механізм створений шляхом послідовного приєднання до вихідного механізму OA трьох кінематичних груп Ассура.

Кожна із зазначених груп є групою II класу та II порядку. Це означає, що механізм в цілому II класу, II порядку.

Структурна формула механізму буде виглядати:

$$I(1) \rightarrow II(2, 3) \rightarrow II(4, 5) \rightarrow II(6, 7).$$

4. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

4.1. Основні задачі кінематичного дослідження

Основними задачами кінематичного дослідження механізму являються:

- побудова планів положення механізму;
- визначення величини та напрямку лінійних швидкостей V та прискорень a точок механізму;
- визначення величини та напрямку кутових швидкостей ω та прискорень ε ланок механізму.

Для розв'язання цих задач використовують три основних методи кінематичного дослідження:

- графічний (найменші точність та трудомісткість);
- графоаналітичний (достатня точність, найбільш розповсюджений);

- аналітичний (найбільш точний і досить трудомісткий, як правило, використовується при наукових дослідженнях).

Кінематичне дослідження механізмів здійснюється за допомогою кінематичних схем (графоаналітичне), а тому передбачає використання масштабного коефіцієнта.

4.2. Поняття масштабного коефіцієнта

Масштабний коефіцієнт μ – 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

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA} \left[\frac{м}{мм} \right], \quad (2)$$

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:

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa} \left[\frac{м/с}{мм} \right], \quad (3)$$

де V_A – фактичне значення лінійної швидкості точки A , м/с;

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

Масштабний коефіцієнт прискорень при побудові плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} \left[\frac{м/с^2}{мм} \right], \quad (4)$$

де a_A – фактичне значення лінійного прискорення точки A , м/с²;

πa – довжина відрізка, яка зображує вектор лінійного прискорення a_A на плані прискорень, мм;

Масштабний коефіцієнт сили при побудові графіку сили корисного опору:

$$\mu_F = \frac{F_{\max}}{l_F} \left[\frac{H}{\text{мм}} \right], \quad (5)$$

де F_{\max} – дійсне значення максимальної сили корисного опору (наприклад така, що приведена у завданні на курсовий проект), Н;

l_F – довжина відрізка, яка відображає максимальне значення сили корисного опору, мм;

Масштабний коефіцієнт моменту сили при побудові графіку моменту сил корисного опору та моменту рушійних сил:

$$\mu_M = \frac{M_{\text{ко max}}^{\text{np}}}{l_M} \left[\frac{H \cdot \text{м}}{\text{мм}} \right], \quad (6)$$

де $M_{\text{ко max}}^{\text{np}}$ – дійсне значення максимального приведенного моменту корисного опору, Н·м;

l_M – довжина відрізка, яка відображає максимальне значення приведенного моменту корисного опору, мм;

При масштавному коефіцієнті завжди проставляється індекс, який вказує на відповідність масштабового коефіцієнта (l , V , a , F , M і 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; ...

4.3. Побудова планів положень 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 OA .

В курсовій роботі необхідно побудувати 12 планів положень механізму, які відповідають 12 положенням вхідної ланки OA . Але у зв'язку з тим, що у рамках курсової роботи кутова швидкість обертання вхідної ланки є сталою величиною $\omega_1 = \text{const}$, то усі 12 її положень будуть рівновіддаленими.

Креслення суміщених 12 положень механізму доцільно розміщувати приблизно на $\frac{1}{4}$ площі першого листа формату А1 курсової роботи "Кінематичне і

динамічне дослідження механізму". У зв'язку з чим вибирають необхідний масштаб μ_l (див. розділ 4.2).

Розпочинається побудова з визначення траєкторій руху усіх точок механізму (A, B, C, D і т.д.), попередньо розмістивши відносно положення точок стійки: O, O_1, O_2 і т.д. Потім, накресливши траєкторію руху точки A кривошипа OA (коло радіусом рівним довжині кривошипа OA з урахуванням масштабу (2)), 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 OA та шатуна AB на одній прямій (рис. 14а);
- 2) побудовою траєкторії руху необхідної точки (рис. 14б).

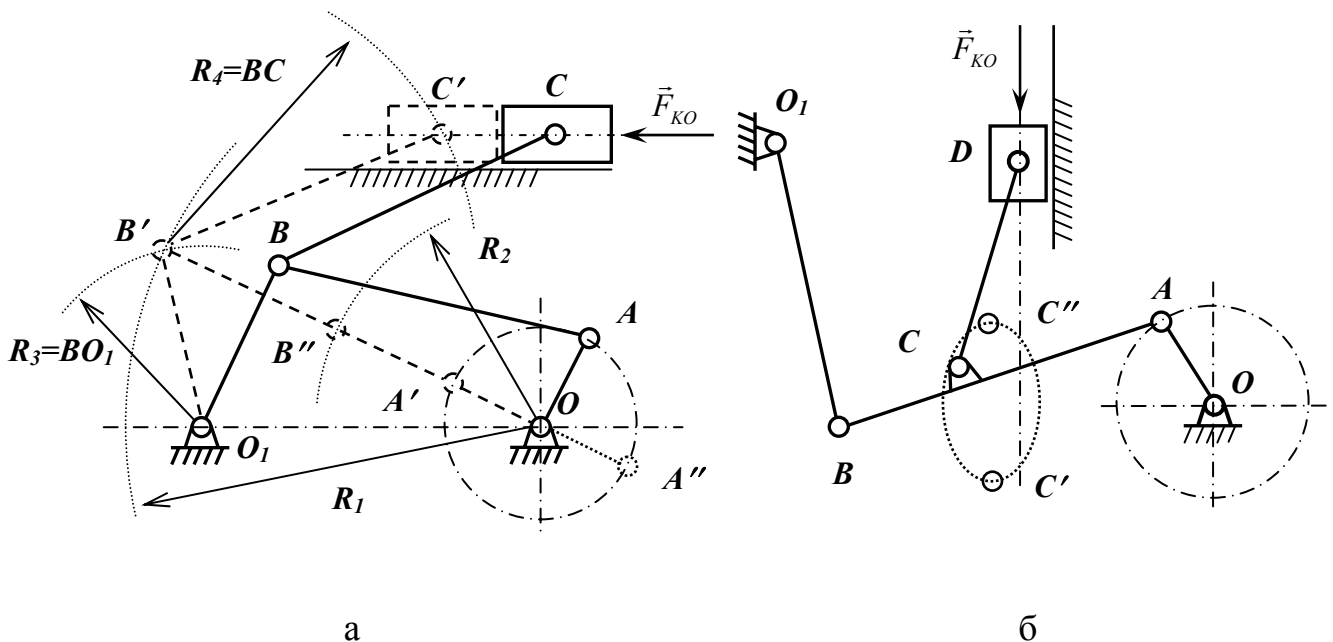


Рис. 14. Методи визначення крайніх положень робочої ланки

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 (2), а необхідні нові положення точок під час руху механізму знаходять на перетині траєкторій руху окремих точок.

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 $pd \approx 2\text{мм}$, 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 $V_D = 0$. Більш детально методику побудови плану швидкостей розкрито на прикладі у розділі 4.4.

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 $C, D \dots$.

4.4. Визначення лінійної швидкості окремих точок та кутової швидкості ланок механізму методом планів швидкостей

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

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

1. Вектори, що виходять із полюса плану швидкостей " p ", визначають величину і напрямок абсолютної швидкості точки механізму в масштабі плану

швидкостей μ_V (3). Нерухомі точки механізму завжди знаходяться в полюсі плану швидкостей.

2. Вектори, які з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей, визначають величину і напрямок відносної швидкості руху точки в масштабі плану швидкостей μ_V .

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. Розглянемо процедуру побудови плану швидкостей на прикладі руху механізму (рис. 7а).

Вихідні дані:

Частота обертання: $n=50$ об./хв.

Довжина кривошипу OA та окремих ланок: $l_{OA}=200$ мм, $l_{AB}=350$ мм, $l_{BO_1}=200$ мм, $l_{BD}=400$ мм, $l_{DO_2}=650$ мм, $l_{DE}=200$ мм, $l_{EF}=500$ мм.

Вихідною рухомою точкою в цьому механізмі є точка A . Із курсу теоретичної механіки відомо, що абсолютна (сумарна) лінійна швидкість руху будь-якої точки плоского механізму визначається геометричною сумою двох швидкостей переносного та відносного рухів. Тому для визначення швидкості точки A кривошипа OA запишемо наступне векторне рівняння:

$$\vec{V}_A = \vec{V}_O + \vec{V}_{AO}, \quad (7)$$

абс. пер. відн.

де \vec{V}_A - абсолютна (повна) лінійна швидкість т. A ;

\vec{V}_O - абсолютна (повна) лінійна швидкість т. O переносного руху т. A ;

\vec{V}_{AO} - лінійна швидкість руху т. A відносно т. O .

Згідно (7) видно, що рух т. A складний. Спочатку вона рухається разом з т. O в напрямку її руху зі швидкістю \vec{V}_O , а потім обертається навколо т. O із швидкістю \vec{V}_{AO} .

Перша складова в цьому випадку $\vec{V}_O = 0$, тому що т. O є нерухомою (стояк). Звідси $\vec{V}_A = \vec{V}_{AO}$, тобто абсолютна швидкість т. A визначається тільки величиною і напрямком відносної швидкості її руху відносно т. O .

$$V_A = V_{AO} = \omega_1 \cdot l_{OA} = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot l_{OA} = \frac{\pi \cdot 50}{30} \cdot 0,2 = 1,047 \approx 1,05 \text{ (м/с)}, \quad (8)$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа OA , рад/с, $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 50}{30} = 5,23 \text{ (рад/с)}$;

n – частота обертання кривошипа OA , обор/хв. (див. завдання);

l_{OA} – довжина кривошипу OA , м (див. завдання).

Обравши полюс " p " в масштабі μ_V (3) з полюса відкладаємо відрізок довжиною

$$pa = \frac{V_A}{\mu_V}, \text{ мм}$$

перпендикулярно положенню кривошипу OA (рис. 15), тому що траєкторія т. A – це коло радіусом, рівним довжині кривошипа OA , а вектор лінійної швидкості точок, що рухаються по колу, завжди перпендикулярні радіусу кола ($\vec{V}_A \perp OA$) і спрямовані в напрямку обертання кривошипа OA .

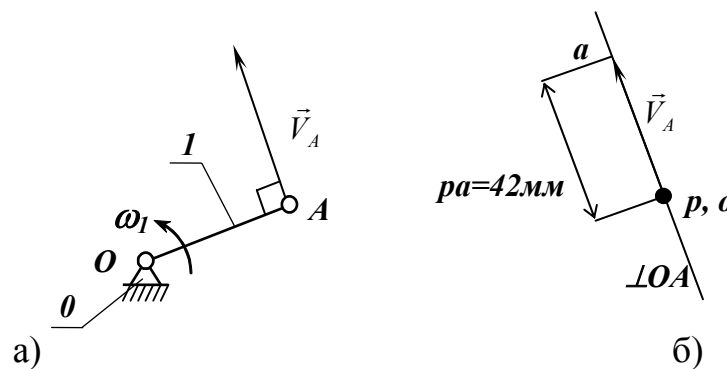


Рис. 15. Зображення швидкості т. A і т. O на плані швидкостей

Якщо вибрати $\mu_V = 0,025 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$, то довжина відрізка швидкості $V_A = 1,05 \text{ м/с}$ на плані швидкостей буде дорівнювати $pa = 42 \text{ мм}$ (рис. 15б).

Тепер для знаходження швидкості руху т. B запишемо наступне векторне рівняння (7):

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (9)$$

абс. пер. відн.

де \vec{V}_B - абсолютна (повна) лінійна швидкість руху т. B ;

\vec{V}_A - абсолютна (повна) лінійна швидкість руху т. A переносного руху т. B ;

\vec{V}_{BA} - відносна лінійна швидкість руху т. B навколо т. A .

Рух т. B , як і т. A , складний: по-перше, вона рухається разом з т. A в напрямку її руху з швидкістю \vec{V}_A , по-друге, у відповідному напрямку обертається навколо т. A зі швидкістю \vec{V}_{BA} .

В рівнянні (9) швидкість \vec{V}_A відома як за значенням так і за напрямком (7, 8). Величина відносної швидкості \vec{V}_{BA} розраховується за формулою (8): $\vec{V}_{BA} = \omega_2 \cdot l_{BA}$, але значення кутової швидкості ω_2 ланки AB не відомо, тому вектор \vec{V}_{BA} відомий лише за напрямком $\perp AB$ (відносний (обертальний) рух). \vec{V}_B - повністю не відома величина як за напрямком, так і за значенням. Тому для знаходження \vec{V}_B необхідно розглянути рух т. B відносно іншої точки механізму швидкість якої нам відома, наприклад O_1 швидкість якої $\vec{V}_{O_1} = 0$, тому що точка нерухома (стійка), скласти систему рівнянь (10) та графічно її розв'язати (рис. 16):

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{O_1} + \vec{V}_{BO_1} \end{cases}, \quad (10)$$

де \vec{V} - відомо тільки або значення, або напрямок вектора швидкості \vec{V} ;

\vec{V} - відомо і значення і напрямок вектора швидкості \vec{V} .

Відносна швидкість $\vec{V}_{BO_1} = \omega_3 \cdot l_{BO_1}$ відома лише за напрямком $\perp BO_1$, тому що значення кутової швидкості ω_3 ланки BO_1 (як і ω_2) теж не відомо.

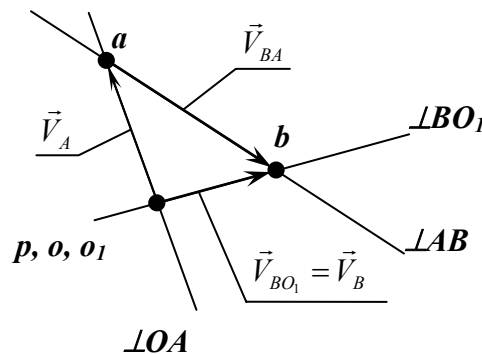


Рис. 16. Визначення швидкості т. B

Перше рівняння системи (10) – з т. a плану швидкостей кінця вектора \vec{V}_A , проводимо лінію напрямку дії вектора \vec{V}_{BA} перпендикулярно до ланки AB . У зв'язку з тим, що $\vec{V}_{O_1} = 0$, поміщаємо т. O_1 в полюс p , проводимо напрямок дії вектора \vec{V}_{BO_1} з полюса плану швидкостей p (де знаходиться кінець вектора \vec{V}_{O_1}) – перпендикулярно BO_1 . Точка перетину напрямків \vec{V}_{BA} і \vec{V}_{BO_1} дає точку b – кінець вектора абсолютної швидкості \vec{V}_B . Початок вектора \vec{V}_B , як відомо з властивостей плану швидкостей, знаходиться в полюсі p . Тому відрізок pb на плані швидкостей є вектор \vec{V}_B . Відрізок ab – вектор відносного руху \vec{V}_{BA} . Напрямок \vec{V}_{BA} визначаємо із першого рівняння системи (10) згідно правила складання векторів, тобто кожний наступний вектор суми починається з кінця попереднього. В нашому випадку це вектор спрямований з точки a до точки b (рис. 16).

Надалі визначаємо чисельні значення лінійних швидкостей \vec{V}_B і \vec{V}_{BA} та значення кутових швидкостей ланок AB ω_2 і BO_1 ω_3 . Для цього за допомогою лінійки на плані швидкостей (рис. 16) визначаємо довжину кожного відрізка ab і pb та множимо знайдені значення на масштаб плану швидкостей μ_V .

$$V_B = pb \cdot \mu_V = 32 \text{ мм} \cdot 0,025 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 0,8 (\text{м/с}), \quad V_{BA} = ab \cdot \mu_V = 55 \text{ мм} \cdot 0,025 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 1,375 (\text{м/с}).$$

Кутові швидкості ланок AB і BO_1 визначаємо як:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \frac{1,375 \text{ м/с}}{0,350 \text{ м}} = 3,93 (\text{рад/с}), \quad \omega_3 = \frac{V_B}{l_{BO_1}} = \frac{0,8 \text{ м/с}}{0,200 \text{ м}} = 4 (\text{рад/с})$$

Напрямок обертання ланки AB визначається напрямком вектора \vec{V}_{BA} . Нагадаємо, що вектор \vec{V}_{BA} є вектором відносної швидкості точки B навколо точки A . Виходячи з цього, полюс відносного обертального руху буде знаходитися в точці A , а вектор \vec{V}_{BA} необхідно розмістити в точці B ланки AB згідно плану швидкостей (рис. 17а). З рис. 17а видно, що ланка AB здійснює обертальний рух навколо точки A проти годинникової стрілки. Провівши подібні розрахунки для ланки BO_1 можна зробити висновок, що ланка BO_1 обертається навколо точки O_1 за годинниковою стрілкою (рис. 17б).

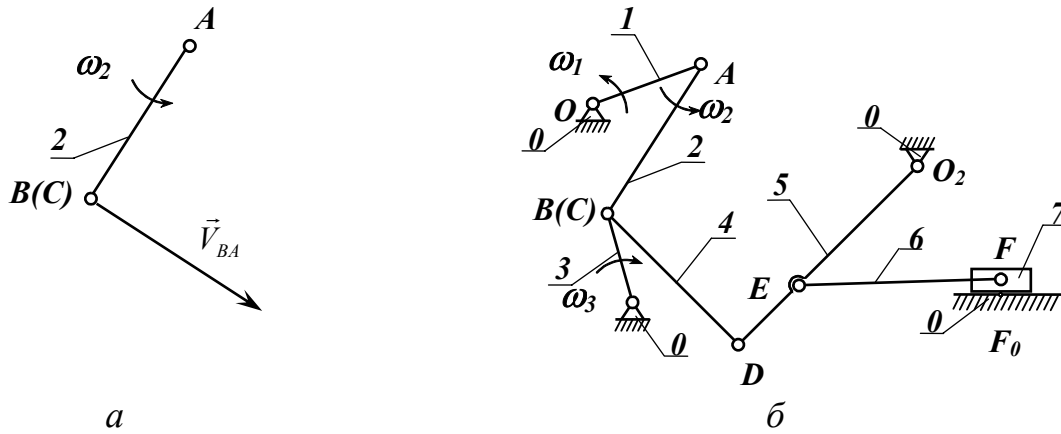


Рис. 17. Визначення кутових швидкостей ланок AB і BO_1

Наступна точка механізму т. D . Процедура знаходження швидкості руху т. D і кутової швидкості ланки BD така сама як і для т. B і ланки AB . Необхідно скласти векторні рівняння:

$$\begin{cases} \vec{V}_D = \vec{V}_B + \frac{\vec{V}_{DB}}{\perp DB} \\ \vec{V}_D = \vec{V}_{O_2} + \frac{\vec{V}_{DO_2}}{\perp DO_2} \end{cases} \quad (11)$$

Перше рівняння системи (11) описує рух т. D відносно т. B , друге – рух т. D відносно т. O_2 . Ця система розв'язується графічно (рис. 18).

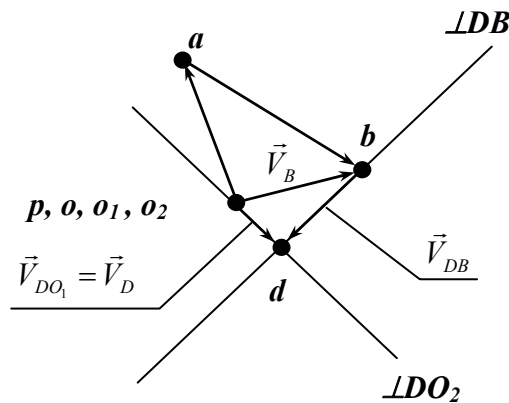


Рис. 18. Визначення швидкості т. D

$$V_D = pd \cdot \mu_v = 14 \text{ мм} \cdot 0,025 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 0,35 (\text{м/с}), \quad V_{DB} = db \cdot \mu_v = 26 \text{ мм} \cdot 0,025 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 0,65 (\text{м/с}).$$

$$\omega_4 = \frac{V_{DB}}{l_{DB}} = \frac{0,65 \text{ м/с}}{0,400 \text{ м}} = 1,625 (\text{рад/с}), \quad \omega_5 = \frac{V_D}{l_{DO_2}} = \frac{0,35 \text{ м/с}}{0,650 \text{ м}} = 0,54 (\text{рад/с}).$$

Напрямок обертання ланки DB визначається напрямком вектора \vec{V}_{DB} (рис. 19).

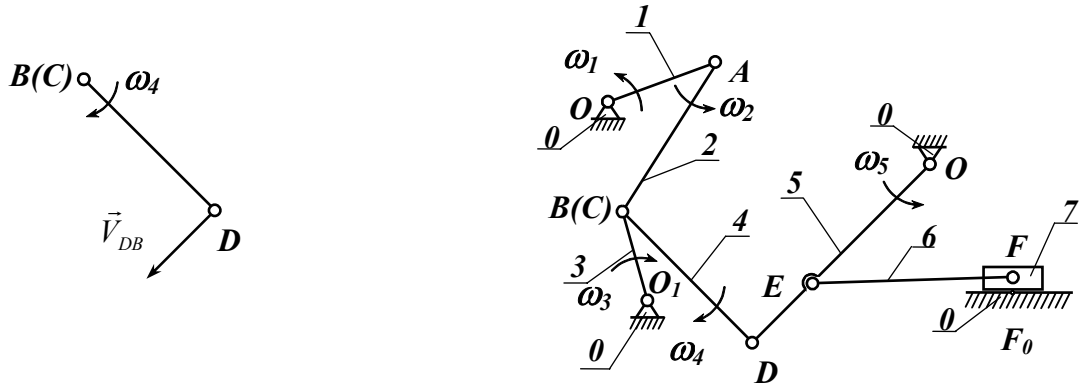


Рис. 19. Визначення кутових швидкостей ланок BD і DO_2

Наступна точка E . Швидкість цієї точки визначимо, використовуючи третю властивість плану швидкостей – теорему подібності.

На кінематичній схемі т. E знаходиться на відрізку DO_2 на відстані 200 мм від т. D ($l_{DE}=200$ мм) і обертається навколо т. O_2 на радіусі:

$$l_{EO_2} = l_{DO_2} - l_{DE} = 650 - 200 = 450 \text{ мм}.$$

Це означає, що швидкість т. E , враховуючи пропорційність відрізків DO_2 і EO_2 , буде:

$$\frac{V_D}{V_E} = \frac{l_{DO_2}}{l_{EO_2}}, \quad V_E = V_D \cdot \frac{l_{EO_2}}{l_{DO_2}} = 0,35 \text{ м/с} \cdot \frac{450 \text{ мм}}{650 \text{ мм}} = 0,242 \text{ (м/с)}.$$

Пропорційність відрізків do_2 і eo_2 буде відображена на плані швидкостей (рис. 20). Точка e на плані швидкостей буде знаходитись на лінії, яка є перпендикулярною ланці DO_2 (тобто співпадати з напрямком швидкості точки D

\vec{V}_D), але довжина відрізка pe буде в $\frac{l_{EO_2}}{l_{DO_2}} = \frac{450 \text{ мм}}{650 \text{ мм}} = 0,692$ раз менше довжини

відрізка pd і буде дорівнювати: $pe = pd \cdot \frac{l_{EO_2}}{l_{DO_2}} = 14 \text{ мм} \cdot 0,692 = 9,69 \approx 9,7 \text{ мм}.$

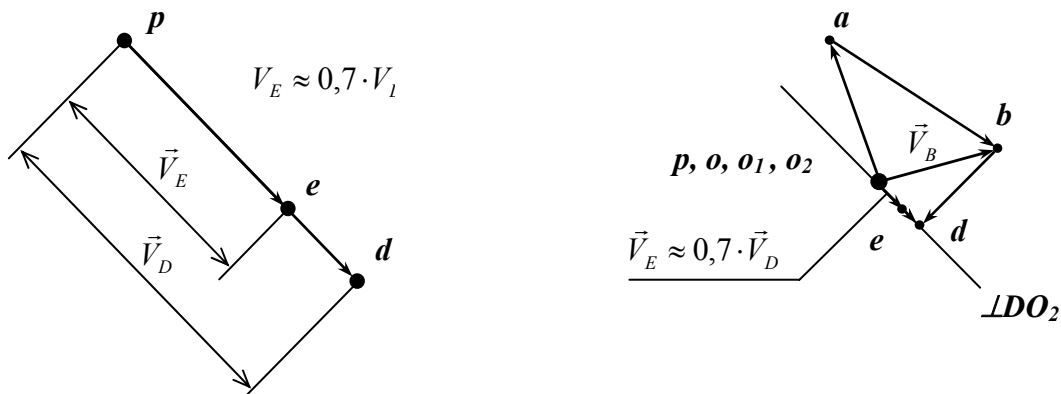


Рис. 20. Визначення швидкості т. E

Для визначення швидкості останньої т. F , на відміну від точок B і D , достатньо записати лише одне рівняння. Це пояснюється тим, що т. F належить повзуну, напрямок руху якого нам відомий. Тому швидкість \vec{V}_F є не повністю невідомою величиною як швидкості \vec{V}_B і \vec{V}_D , а є величиною \vec{V}_F , у якій відомий напрямок – паралельно горизонтальній осі px .

$$\vec{V}_F = \vec{V}_E + \vec{V}_{FE}$$

$\parallel px \quad \perp DO_2 \quad \perp FE$

де \vec{V}_{FE} - лінійна швидкість точки F відносно точки E (відносний рух).

Для знаходження швидкості т. F з початку з т. e (кінця вектора \vec{V}_E) проводимо лінію перпендикулярно ланці FE (напрямок дії вектора \vec{V}_{FE}) (рис. 21). А з полюсу " p " проводимо горизонтальну лінію px (напрямок руху повзуна) до перетину з попередньо проведеною лінією – напрямком дії вектора \vec{V}_{FE} . Точку перетину цих прямих позначаємо як т. f . Лінійна швидкість т. F та кутова швидкість ланки EF визначається як:

$$V_F = pf \cdot \mu_V = 6 \text{ мм} \cdot 0,025 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 0,15 (\text{м/с}),$$

$$\omega_6 = \frac{V_{FE}}{l_{EF}} = \frac{0,15 \text{ м/с}}{0,500 \text{ м}} = 0,3 (\text{рад/с}).$$

Напрямок обертання ланки EF визначається напрямком вектора \vec{V}_{FE} (рис. 22).

Після визначення лінійних та кутових швидкостей усіх точок ($A, B, C \dots$) та ланок механізму (1, 2, 3 ...) заповнюється таблиця (табл.1).

Таблиця 1.

Лінійні та кутові швидкості точок та ланок механізму.

Номер положення	$V_A,$ м/с	$V_B,$ м/с	$V_{BA},$ м/с	...	$\omega_1,$ рад/с	$\omega_2,$ рад/с	...
1	1,05	0,8	1,375		5,23	3,93	
2							
...							

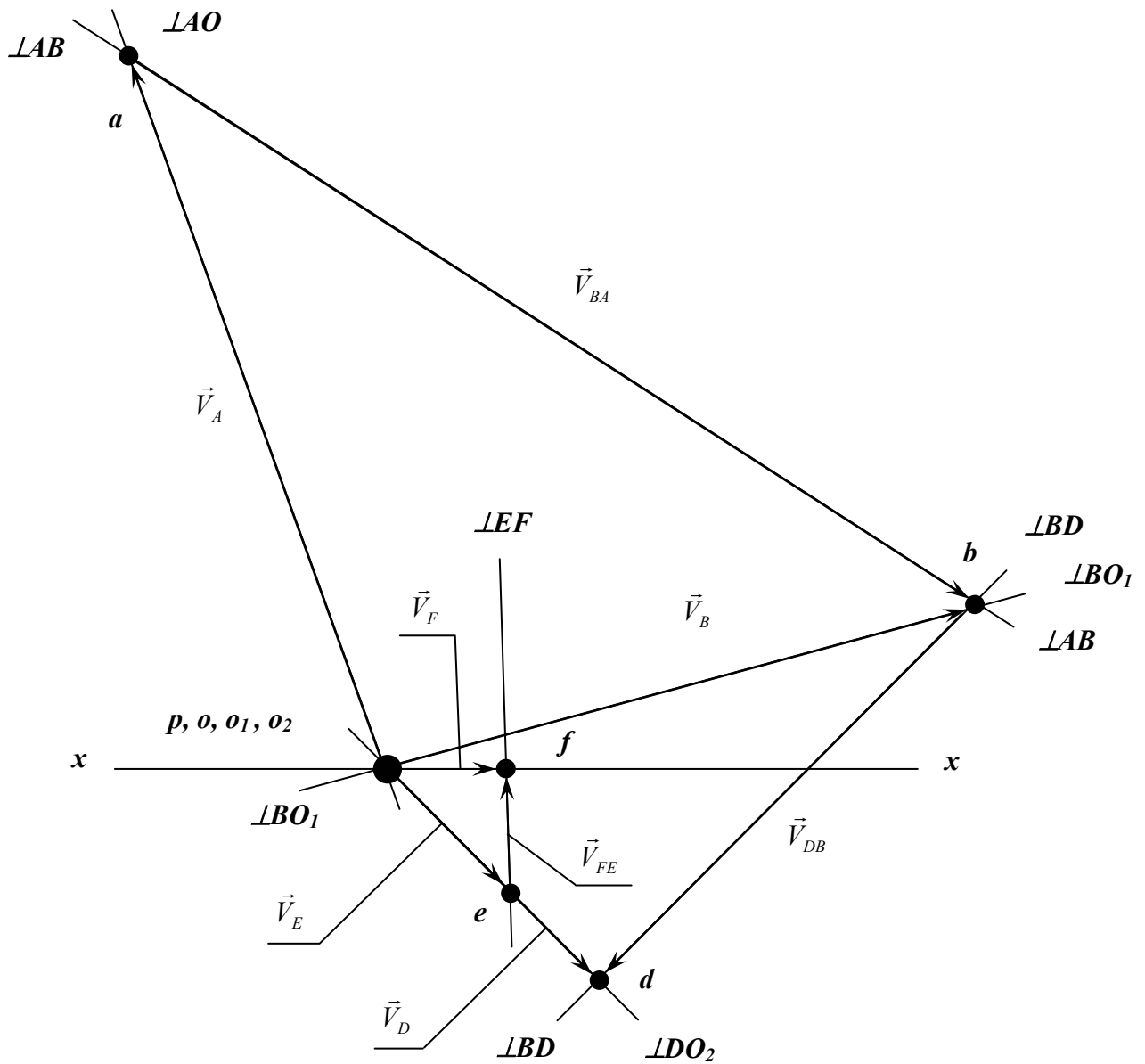


Рис. 21. Загальний вигляд плану швидкостей механізму

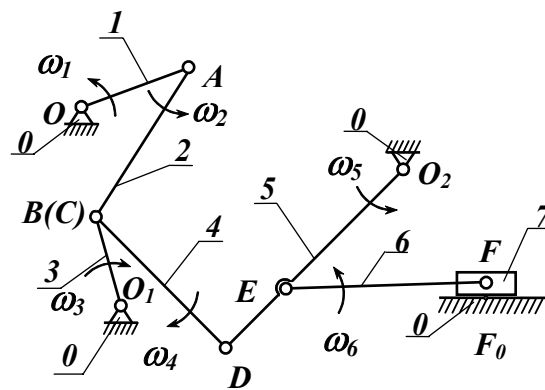


Рис. 22. Визначення кутових швидкостей ланок механізму

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.

4.5. Визначення лінійного прискорення руху точок та кутового прискорення обертання ланок механізму методом плану прискорень

Знаючи закон руху вхідної ланки кривошипа OA та довжину всіх інших ланок, можна визначити вектори абсолютних прискорень будь-яких точок механізму, величини та напрямки кутових прискорень ланок шляхом побудови плану прискорень. Плани прискорень необхідно побудувати для усіх відповідних планів швидкостей.

Побудова плану прискорень та подальше його використання значно спрощується якщо відомі його властивості:

1. Вектори, які виходять із полюса плану прискорень " π ", визначають величину і напрямок абсолютного прискорення точки механізму в масштабі плану прискорень μ_a .

Всі нерухомі точки механізму, прискорення яких дорівнюють нулю, розташовані в полюсі.

2. Вектори, які з'єднують кінці векторів абсолютних прискорень, визначають величину і напрямок повних відносних прискорень точок в масштабі плану прискорень μ_a .

3. Вектори повних відносних прискорень на плані прискорень складають фігуру подібну жорсткій фігурі взятій на кінематичній схемі механізму, але повернутій відносно останньої на кут $180-\alpha$, де $\alpha = \arctg(\varepsilon/\omega^2)$, в напрямку миттєвого прискорення ланки. Теорема подібності.

Розглянемо процедуру побудови плану прискорень на прикладі, описаному в розділі 4.4. (рис. 23).

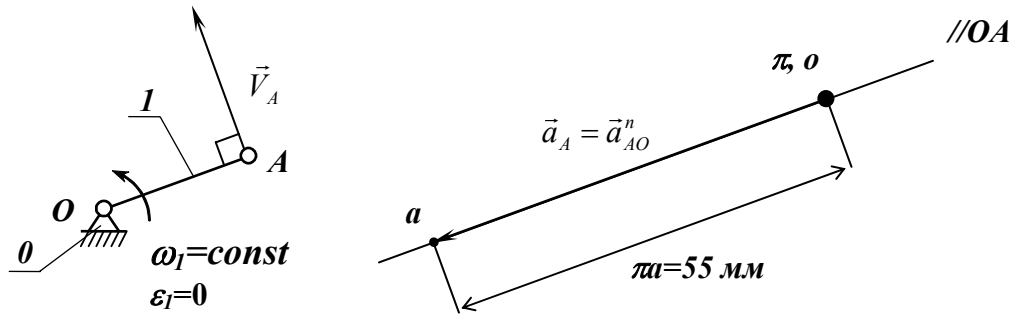


Рис. 23. Зображення прискорення т. A і O на плані прискорень

З курсу теоретичної механіки відомо, що абсолютне прискорення точки визначається геометричною сумою двох прискорень переносного та відносного рухів. Для першої рухомої точки A ця сума має вигляд:

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

абс. пер. відн.

де \vec{a}_A - абсолютне (повне) прискорення точки A ;

\vec{a}_O - абсолютне (повне) прискорення руху точки O переносного руху точки A ;

\vec{a}_{AO} - повне відносне прискорення руху точки A відносно точки O .

На відміну від швидкостей складова \vec{a}_{AO} складається з двох частин:

$$\vec{a}_{AO} = \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^{\tau},$$

де \vec{a}_{AO}^n - нормальна складова повного прискорення \vec{a}_{AO} , що характеризує зміну швидкості за напрямком і спрямована по прямій OA до центру обертання кривошипа (від т. A до т. O), тому має другу назву - центробіжна. Якщо $\vec{a}_{AO}^n = 0$, то траєкторія руху точки є пряма лінія, в іншому випадку - крива.

\vec{a}_{AO}^{τ} - тангенційна складова, що характеризує зміну величини швидкості.

Вектор цього прискорення направлений по дотичній до траєкторії руху точки (перпендикулярно ланці), тому має другу назву - дотична.

Нормальна і тангенційна складові вектора відносного прискорення взаємно перпендикулярні $a^n \perp a^{\tau}$. Тому: $a^2 = (a^n)^2 + (a^{\tau})^2$.

Враховуючи цю відмінність, загальна формула для визначення абсолютного, або сумарного прискорення точки матиме вигляд:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^\tau.$$

$\parallel AO \quad \perp AO$

Відомо, що т. O є нерухомою (стояк), тому $\vec{a}_O = 0$. Значення нормальної і тангенційної складових визначаються за формулами:

$$a_{AO}^n = \frac{V_{AO}^2}{l_{AO}} = \omega_1^2 \cdot l_{AO}, \quad a_{AO}^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{AO},$$

де V_{AO} – відносна лінійна швидкість т. A відносно т. O ($\vec{V}_{AO} = \vec{V}_A$ див. 4.4), м/с;

l_{AO} – довжина ланки AO (радіус обертання точки A навколо точки O), м;

ω_1 – кутова швидкість ланки AO , рад/с;

ε_1 – кутове прискорення ланки AO , рад/с².

Кутове прискорення в свою чергу визначається як $\varepsilon = \omega'(t)$. У зв'язку з тим,

що $\omega_1 = \text{const}$, то $\varepsilon_1 = 0$, тому $a_{AO}^\tau = 0$ і $\vec{a}_A = \vec{a}_{AO}^n = \frac{V_{AO}^2}{l_{AO}} = \frac{(1,05 \text{ м/с})^2}{0,200 \text{ м}} = 5,51 \text{ (м/с}^2\text{)}$.

Побудову плану прискорень починаємо з вибору полюса плану. Позначаємо його "п". Далі необхідно задатися масштабом плану прискорень μ_a (див. розділ 4.2. (4)).

Якщо прискорення точки A на плані прискорень представити відрізком $\pi a = 55$ мм, то масштабний коефіцієнт плану прискорень визначається, як:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{5,51 \text{ м/с}^2}{55 \text{ мм}} = 0,1 \left(\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right).$$

Так як $\vec{a}_A = \vec{a}_{AO}^n$, то напрямок вектору \vec{a}_A буде співпадати з напрямком \vec{a}_{AO}^n , тобто паралельно ланці AO від A до O , тому що центр обертання т. A розташований в т. O .

Розглянемо наступну точку механізму т. B . Вона належить двом ланкам AB і BO_1 , і в кожній ланці є точка з відомим прискоренням. Для знаходження прискорення цієї точки необхідно скласти систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \underbrace{\vec{a}_A}_{\substack{\parallel AO \\ \text{від } A \text{ до } O}} + \underbrace{\vec{a}_{BA}^n}_{\substack{\parallel BA \\ \text{від } B \text{ до } A}} + \underbrace{\vec{a}_{BA}^\tau}_{\perp BA} \\ \vec{a}_B = \underbrace{\vec{a}_{O_1}}_{\parallel BO_1} + \underbrace{\vec{a}_{BO_1}^n}_{\substack{\parallel BO_1 \\ \text{від } B \text{ до } O_1}} + \underbrace{\vec{a}_{BO_1}^\tau}_{\perp BO_1} \end{cases} \quad (12)$$

де \vec{a}_A , \vec{a}_B , \vec{a}_{O_1} - абсолютне (повне) прискорення руху т. A , B і O_1 відповідно;

вектор \vec{a}_{BA}^n довжиною $a n_1 = \vec{a}_{BA}^n / \mu_a = 5,4 \text{ м} / \text{с}^2 / 0,1 \frac{\text{м} / \text{с}^2}{\text{мм}} = 54 \text{ мм}$ паралельно ланці AB від т. B до т. A . Кінець вектора нормальної складової позначають літерою "n" з порядковим числовим індексом (n_1, n_2, n_3, \dots). Далі, з кінця вектора \vec{a}_{BA}^n проводимо лінію перпендикулярно ланці AB , на якій знаходиться вектор \vec{a}_{BA}^r . Тепер будуємо вектори, які входять до складу другого рівняння системи (12) у наступній послідовності. Спочатку в полюс " π " поміщаємо т. O_I , оскільки вона є нерухомою та її прискорення дорівнює нулю. Потім з полюсу " π " (кінця вектора \vec{a}_{O_I}) паралельно ланці BO_I та спрямованим від т. B до т. O_I проводимо вектор $\vec{a}_{BO_I}^n$ довжиною $\pi n_2 = \vec{a}_{BO_I}^n / \mu_a = 3,2 \text{ м} / \text{с}^2 / 0,1 \frac{\text{м} / \text{с}^2}{\text{мм}} = 32 \text{ мм}$. З кінця цього вектора перпендикулярно BO_I проводимо лінію на якій знаходиться вектор $\vec{a}_{BO_I}^r$. Точка перетину перпендикулярів AB та BO_I дає т. b – кінець вектора абсолютного прискорення \vec{a}_B . Початок вектора \vec{a}_B , як відомо з властивостей плану прискорень, знаходиться в полюсі " π ". Відрізок ab на плані прискорень є вектор відносного руху – повне відносне прискорення \vec{a}_{BA} . Вектор повного відносного прискорення \vec{a}_{BO_I} співпадає з вектором \vec{a}_B , тому що

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{O_I} + \vec{a}_{BO_I}^n + \vec{a}_{BO_I}^r = 0 + \vec{a}_{BO_I} = \vec{a}_{BO_I}.$$

Напрямки \vec{a}_{BA} , \vec{a}_{BA}^r , $\vec{a}_{BO_I}^r$ визначаємо згідно правила складання векторів, тобто кожний наступний вектор суми починається з кінця попереднього (рис. 24).

Надалі визначаємо чисельні значення прискорень \vec{a}_B , \vec{a}_{BA}^r , $\vec{a}_{BO_I}^r$ та значення кутових прискорень ланок AB - ε_2 і BO_I - ε_3 . Для цього необхідно за допомогою лінійки на плані прискорень (рис. 24) визначити довжину кожного відрізка відповідного прискорення та помножити знайдені значення на масштабний коефіцієнт плану прискорень μ_a .

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a = 55 \text{ мм} \cdot 0,1 \frac{\text{м} / \text{с}^2}{\text{мм}} = 5,5 \left(\text{м} / \text{с}^2 \right),$$

$$a_{BA}^r = n_1 b \cdot \mu_a = 87 \text{ мм} \cdot 0,1 \frac{\text{м} / \text{с}^2}{\text{мм}} = 8,7 \left(\text{м} / \text{с}^2 \right), \quad a_{BO_I}^r = n_2 b \cdot \mu_a = 43 \text{ мм} \cdot 0,1 \frac{\text{м} / \text{с}^2}{\text{мм}} = 4,3 \left(\text{м} / \text{с}^2 \right).$$

Кутові прискорення ланок AB і BO_I визначаємо як:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{8,7 \text{ м/с}^2}{0,350 \text{ м}} = 24,86 \text{ (рад/с}^2\text{)}, \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BO_1}^\tau}{l_{BO_1}} = \frac{4,3 \text{ м/с}^2}{0,200 \text{ м}} = 21,5 \text{ (рад/с}^2\text{)}$$

Напрямки кутових прискорень $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ визначаються напрямками векторів $\vec{a}_{BA}^\tau, \vec{a}_{BO_1}^\tau$. Для цього полюс відносного обертального руху поміщаємо у т. A і O_1 відповідно, а вектори $\vec{a}_{BA}^\tau, \vec{a}_{BO_1}^\tau$ необхідно розмістити в т. B ланок AB і BO_1 згідно плану прискорень (рис. 25а). Розглянувши розрахункову схему на рис. 25а бачимо, що обидві ланки AB і BO_1 прискорюють свій обертальний рух навколо т. A і O_1 відповідно, тому що напрямки дії кутових швидкостей ω і прискорень ε співпадають (рис. 25б).

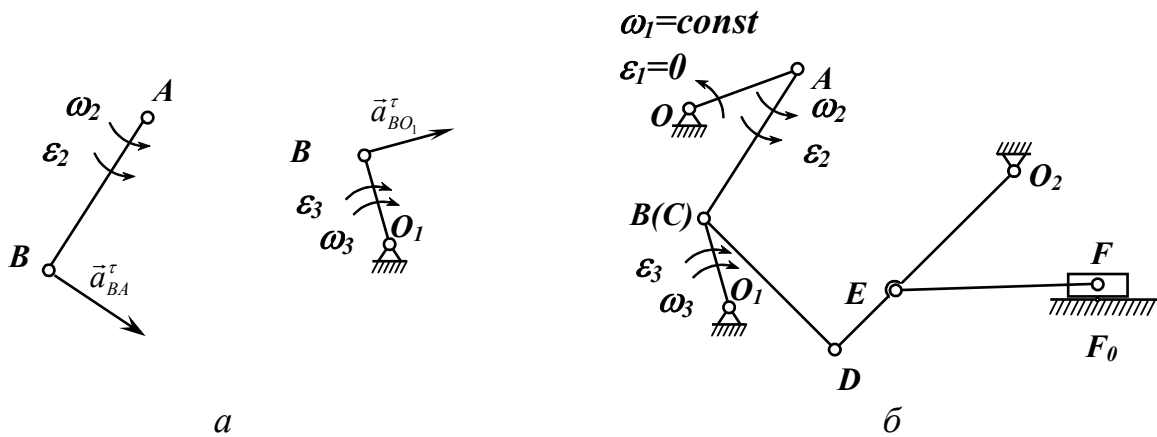


Рис. 25. Визначення кутових прискорень ланок AB і BO_1

Наступна точка D . Процедура знаходження прискорення точки D і кутового прискорення ланок BD і DO_2 така сама як і для точки B і ланок AB і BO_1 . Необхідно графічно розв'язати систему векторних рівнянь (рис. 26):

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_B + \underbrace{\vec{a}_{DB}^n}_{\substack{\parallel DB \\ \text{від } D \text{ до } B}} + \underbrace{\vec{a}_{DB}^\tau}_{\perp DB} \\ \vec{a}_D = \vec{a}_{O_2} + \underbrace{\vec{a}_{DO_2}^n}_{\substack{\parallel DO_2 \\ \text{від } D \text{ до } O_2}} + \underbrace{\vec{a}_{DO_2}^\tau}_{\perp DO_2} \end{cases}$$

$$\text{де } \vec{a}_{DB}^n = \frac{(V_{DB})^2}{l_{DB}} = \frac{(0,65 \text{ м/с})^2}{0,400 \text{ м}} = 1,06 \text{ (м/с}^2\text{)},$$

$$\vec{a}_{DO_2}^n = \frac{(V_D)^2}{l_{DO_2}} = \frac{(0,35 \text{ м/с})^2}{0,650 \text{ м}} = 0,19 \text{ (м/с}^2\text{)},$$

$$a_{O_2} = 0.$$

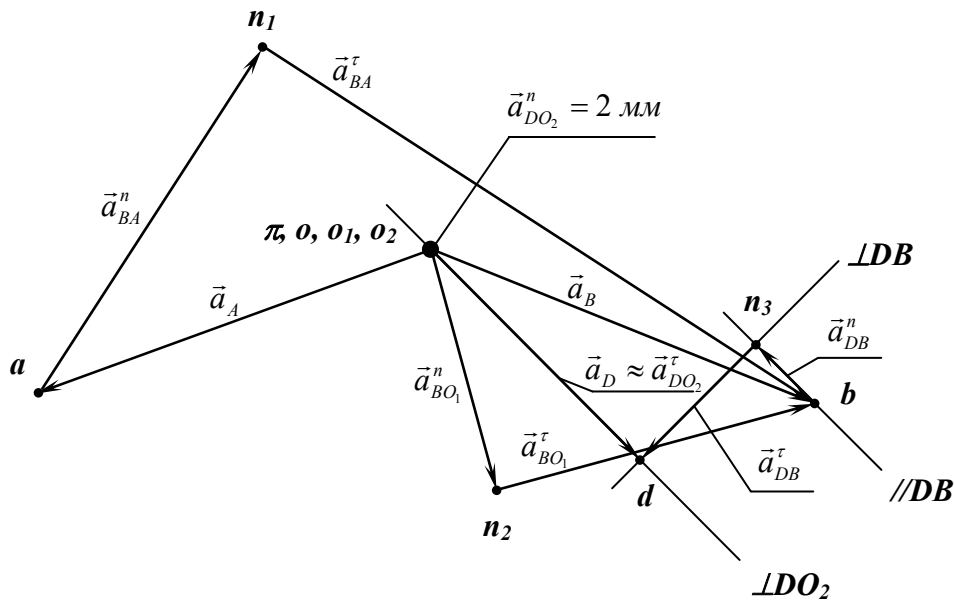


Рис. 26. Визначення прискорення т. D

Чисельні значення прискорень \vec{a}_D , \vec{a}_{DB}^τ , $\vec{a}_{DO_2}^\tau$ та значення кутових прискорень ланок BD - ε_4 і DO_2 - ε_5 визначаємо як:

$$a_D \approx a_{DO_2}^\tau = \pi d \cdot \mu_a = 39 \text{ мм} \cdot 0,1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 3,9 \left(\text{м/с}^2 \right), \quad a_{DB}^\tau = n_3 d = 21 \text{ мм} \cdot 0,1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 2,1 \left(\text{м/с}^2 \right),$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DB}^\tau}{l_{DB}} = \frac{2,1 \text{ м/с}^2}{0,400 \text{ м}} = 5,25 \left(\text{рад/с}^2 \right), \quad \varepsilon_5 = \frac{a_{DO_2}^\tau}{l_{DO_2}} = \frac{3,9 \text{ м/с}^2}{0,650 \text{ м}} = 6 \left(\text{рад/с}^2 \right).$$

Напрямок кутових прискорень ε_4 , ε_5 визначаються напрямками векторів \vec{a}_{DB}^τ , $\vec{a}_{DO_2}^\tau$ (рис. 27).

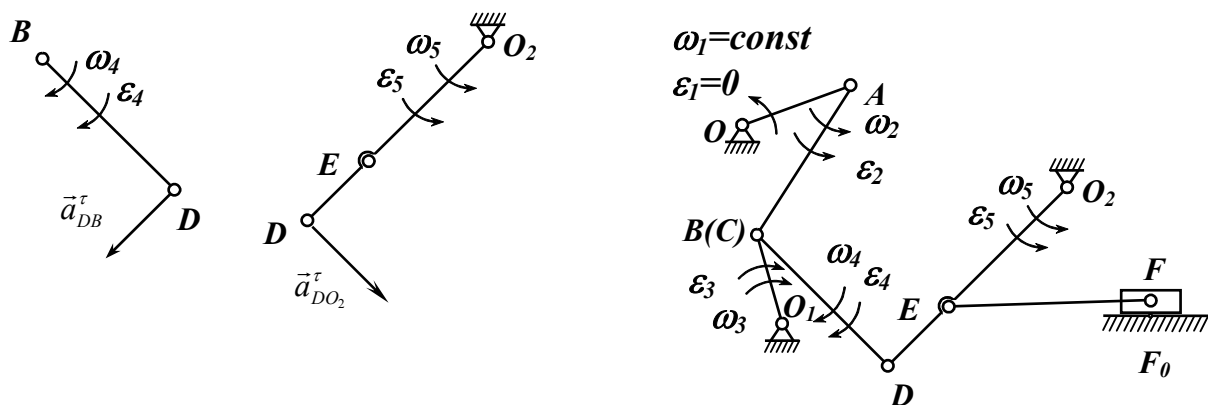


Рис. 27. Визначення кутових прискорень ланок BD і DO_2

Для визначення прискорення т. E скористаємось теоремою подібності.

Точка E знаходиться на відрізку DO_2 на відстані 200 мм від точки D ($l_{DE}=200$ мм) і обертається навколо точки O_2 на радіусі:

$$l_{EO_2} = l_{DO_2} - l_{DE} = 650 - 200 = 450 \text{ мм}.$$

Це означає, що прискорення точки E , враховуючи пропорційність відрізків DO_2 і EO_2 , буде:

$$\frac{a_D}{a_E} = \frac{l_{DO_2}}{l_{EO_2}}, \quad a_E = a_D \cdot \frac{l_{EO_2}}{l_{DO_2}} = 3,9 \text{ м/с}^2 \cdot \frac{450 \text{ мм}}{650 \text{ мм}} = 2,7 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Пропорційність відрізків DO_2 і EO_2 відображається на плані прискорень. Точка E на плані прискорень буде знаходитися на лінії дії прискорення \vec{a}_D , але довжина відрізка pe буде в $\frac{l_{EO_2}}{l_{DO_2}} = \frac{450 \text{ мм}}{650 \text{ мм}} = 0,692$ раз менше ніж довжина відрізка pd (рис. 28) і дорівнювати: $pe = pd \cdot \frac{l_{EO_2}}{l_{DO_2}} = 39 \text{ мм} \cdot 0,692 = 27 \text{ мм}.$

Прискорення останньої точки F знаходимо як:

$$\vec{a}_F = \vec{a}_E + \underbrace{\vec{a}_{FE}^n}_{\substack{\parallel FE \\ \text{від } F \text{ до } E}} + \underbrace{\vec{a}_{FE}^r}_{\perp FE}, \quad \text{де } \vec{a}_{FE}^n = \frac{(V_{FE})^2}{l_{EF}} = \frac{(0,15 \text{ м/с})^2}{0,500 \text{ м}} = 0,045 \text{ м/с}^2$$

Таким чином, на відміну від т. B і D , в даному випадку достатньо записати лише одне рівняння, тому що т. F належить повзуну, рух якого поступальний і паралельний горизонтальній осі πx (рис. 28).

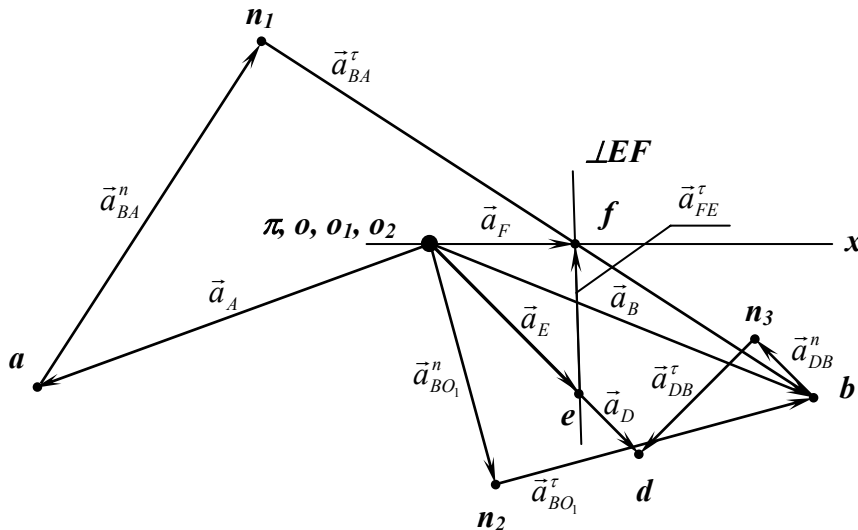


Рис. 28. Визначення прискорення т. E

З точки e кінця вектора \vec{a}_E проводимо вектор \vec{a}_{FE}^n довжиною

$en_4 = \vec{a}_{FE}^n / \mu_a = 0,045 \text{ м/с}^2 / 0,1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 0,45 \text{ мм}$ паралельно ланці EF . Але через те, що

довжина відрізка дуже мала (0,45 мм), то на плані прискорень даний вектор зображується у вигляді точки. Далі, з кінця вектора \vec{a}_{FE}'' проводимо лінію перпендикулярно ланці EF – на якій знаходиться вектор \vec{a}_{FE}' . Далі будуємо напрямок дії вектора \vec{a}_F . Для цього проводимо горизонтальну лінію πx з полюса " π " (напрямок руху повзуна) до перетину з попередньо проведеною лінією – т f . Чисельні значення прискорень \vec{a}_F і ε_6 визначаємо як:

$$a_F = \pi f \cdot \mu_a = 6 \text{ мм} \cdot 0,1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 0,15 \left(\text{м/с}^2 \right), \quad \varepsilon_6 = \frac{a_{FE}}{l_{EF}} = \frac{0,15 \text{ м/с}^2}{0,500 \text{ м}} = 0,3 \left(\text{рад/с}^2 \right).$$

Напрямок кутового прискорення ε_6 визначається напрямком вектора \vec{a}_{FE}' . (рис. 29).

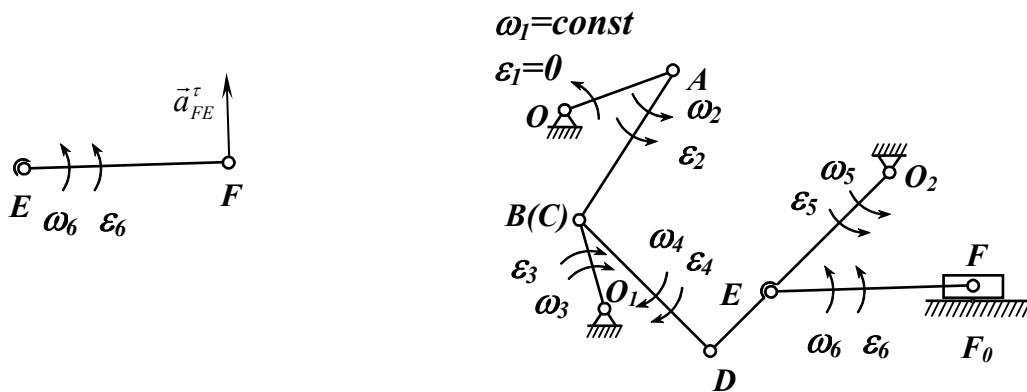


Рис. 29. Визначення кутових прискорень ланок механізму

Після визначення лінійних та кутових прискорень усіх точок ($A, B, C \dots$) та ланок механізму (1, 2, 3 ...) заповнюється таблиця (табл. 2), в якій зазначаються усі отримані числові значення цих параметрів для всіх положень механізму, які відповідають робочому ходу вихідної ланки.

Таблиця 2.

Лінійні та кутові прискорення точок та ланок механізму

Номер положення	$a_A,$ м/с^2	$a_B,$ м/с^2	$a_{BA},$ м/с^2	...	$\varepsilon_1,$ рад/с^2	$\varepsilon_2,$ рад/с^2	...
1	1,05	0,8	1,375		5,23	3,93	
2							
...							

5. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Основною метою динамічного дослідження механізмів є встановлення залежності між силами або парами сил, які діють на ланки механізму, і його кінематичними параметрами (переміщення, швидкість, прискорення). Ці залежності мають вигляд рівнянь руху механізму. Маючи таке рівняння та діючи сили чи пари сил, можна встановити параметри кінематики.

Динамічний аналіз дозволяє вирішити дві задачі. Перша або пряма задача – за заданим законом руху початкової ланки механізму визначити зовнішні сили, які забезпечують цей рух. Друга або зворотна задача – за заданими зовнішніми силами, що діють на ланки механізму, визначити закон руху початкової ланки.

Перша задача має назву **силового аналізу механізмів**, друга – **динаміки механізмів** (машин).

Основні питання прямої задачі:

- силовий аналіз механізмів з урахуванням сил інерції – кінетостатика;
- визначення зрівноважених сили і моменту;
- визначення умов дії сил – самогальмування та кути тиску;

Питання зворотної задачі:

- розв'язання рівняння руху механізму;
- визначення приведених сил і потужності приводу;
- регулювання ходу механізму, визначення коефіцієнта нерівномірності руху механізму і моменту інерції маховика;
- визначення коефіцієнта корисної дії;
- визначення параметрів коливань у механізмі (врахування пружності ланок, зазорів у кінематичних парах).

Врахування сил тертя значно ускладнює розв'язання обох задач динаміки із-за нелінійності рівнянь руху механізму. Тому, у першому наближенні, задачі динаміки розв'язуються без урахування сил тертя. Однак слід пам'ятати, що сили тертя можуть суттєво впливати на розв'язання задачі.

При розв'язанні задач динаміки механізмів використовується принцип Даламбера (Жак Даламбер, 1717-1783р.р., французький математик і механік),

згідно якого механізм в кожний момент руху можна розглядувати у рівновазі, якщо до всіх зовнішніх сил додати сили інерції. В цьому випадку, на відміну від звичайних рівнянь статики, рівняння рівноваги мають назву рівняння кінетостатики.

5.1. Приведення сил корисного опору до кривошипа і побудова графіка приведенного моменту

Після побудови 12 положень механізму можна визначити максимальний і мінімальний хід робочої ланки – повзуна H_{max} , H_{min} або коромисла φ_{max} , φ_{min} (рис. 30). Наступний крок це побудова графіку сили корисного опору $F_{ко}$ пропорції та розміри якого приведені в завданні до курсового проекту. Цей графік необхідно будувати на першому аркуші формату A1 курсової роботи безпосередньо під ходом робочої ланки механізму у вибраному масштабі сили $\mu_F \frac{H}{мм}$ (5) та довжини $\mu_l \frac{мм}{мм}$ (якщо робочим органом механізму є повзун) (2) або кута $\mu_\varphi \frac{рад}{мм}$ (якщо робочим органом механізму є коромисло) (рис. 30).

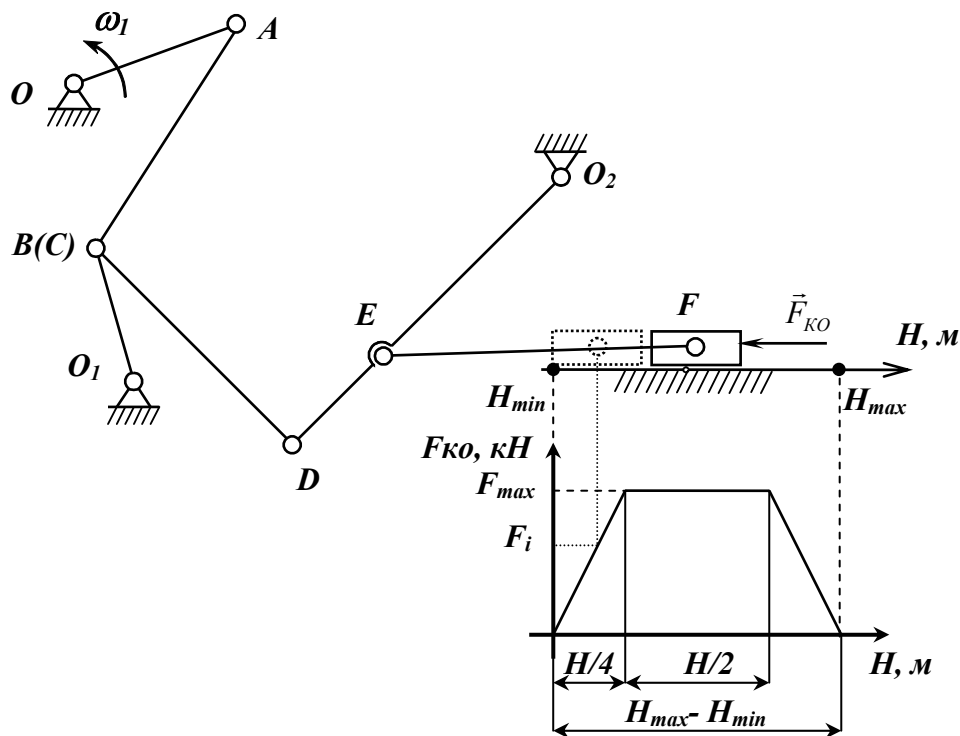


Рис. 30. Побудова графіку сили корисного опору

Якщо хід повзуна $\Delta H = H_{max} - H_{min}$ дуже малий, то необхідно побудувати графік сили корисного опору окремо в іншому масштабі μ_l .

За допомогою графіка залежності сили $F_{ко}$ від переміщення робочого органу визначаємо значення сили для кожного положення робочого ходу робочої ланки F_i (F_1, F_2, F_3, \dots). Кількість значень сили $F_{ко}$ буде відповідати кількості положень механізму, які відповідають його робочому руху.

У рамках курсової роботи немає потреби робити повний силовий розрахунок механізму, в результаті якого визначаються реакції в кінематичних парах. Тому задача зводиться тільки до визначення величини та напрямку дії приведеної зрівноважувальної сили $\bar{F}_{зр}$ або зрівноважувального моменту, який прикладають до початкової (вхідної) ланки. **Зрівноважувальна сила** або **зрівноважувальний момент** є таким силовим фактором, який необхідно прикласти до вхідної ланки, щоб вона рухалася за визначеним законом. Розглянемо питання визначення зрівноважувальної сили за допомогою жорсткого **важеля М.Є. Жуковського** (метод Жуковського).

Правило М.Є. Жуковського ґрунтується на використанні **принципу можливих переміщень**: якщо на будь-яку механічну систему діє ряд сил, то приєднавши до заданих сил сили інерції і надавши всій системі можливих для даного її положення відповідних переміщень, отримаємо ряд елементарних робіт, сума яких повинна дорівнювати нулю.

М.Є. Жуковський доказав, що будь-який механізм може бути зведеним до системи важеля з прикладеними до нього силами та парами сил. В даному випадку під важелем розуміється повернутий на кут 90° план швидкостей механізму з точкою опори в полюсі, та прикладеними в однойменні точки силами (зовнішніми та силами інерції), які діють на механізм, не змінюючи при цьому їхню величину і напрямки. Тоді сума моментів усіх сил, включаючи зрівноважувальну силу, яка прикладена до початкової ланки, відносно полюса плану швидкостей дорівнює нулю.

Наприклад для кінематичної схеми кривошипно-повзункового механізму (рис. 31а), на ланки якого діють сили F_1, F_2, F_3 , необхідно визначити зрівноважену силу, прикладену до т. A початкової ланки – кривошипу OA .

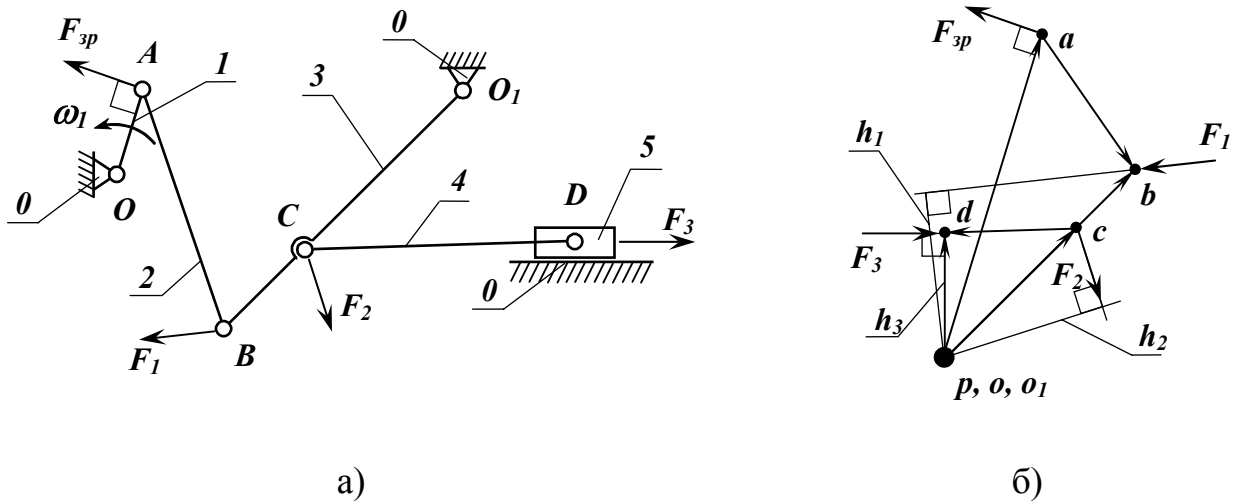


Рис. 31. Визначення зрівноваженої сили, прикладеній до т. A

Для цього конкретного положення механізму необхідно побудувати повернутий на 90° план швидкостей (рис. 31б). Паралельним переносом перенести у відповідні точки повернутого плану швидкостей вектори діючих зовнішніх сил F_1, F_2, F_3 , включаючи зрівноважувальну силу F_{3p} . Враховуючи те, що під дією системи сил F_1, F_2, F_3, F_{3p} механізм перебуває у рівновазі, записуємо рівняння рівноваги відносно полюса плану швидкостей p : $\sum M_p = 0$.

$$\sum M_p = F_{3p} \cdot (pa) + F_1 \cdot h_1 - F_2 \cdot h_2 - F_3 \cdot h_3 = 0, \quad (13)$$

звідки маємо

$$F_{3p} = \frac{F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3 - F_1 \cdot h_1}{pa}.$$

Напрямок вектора F_{3p} вибрано правильно, якщо після числового розрахунку одержимо F_{3p} зі знаком плюс і, навпаки, якщо після розрахунку буде знак мінус, то напрямок дії вектора сили F_{3p} треба змінити на протилежний.

Використання важеля Жуковського, дає можливість заміни розв'язання задачі про рівновагу сил та пар сил, які діють на рухомі ланки механізму, на розв'язання задач про рівновагу важеля, який знаходиться в нерухомому стані. Тобто, використання важеля М.Є. Жуковського дає можливість вирішувати

задачі динаміки, використовуючи рівняння статички. В цьому випадку, при перенесенні з механізму на важіль моментів пари сил кожний момент M_i розкладають на пару сил F'_i , які прикладають у дві точки, наприклад A і B . Величину та напрямок кожної сили F'_i визначають із умови $M_i = F'_i \cdot l_i$, де $F'_i = M_i / l_i$, l_i – плече сил F'_i , що в нашому випадку дорівнює довжині ланки AB ($l_i = l_{AB}$) (рис. 32).

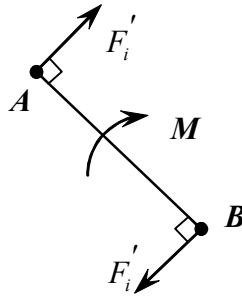


Рис. 32. Розкладання моменту M на пару сил F'_i

У рамках курсової роботи формула (13), за якою проводиться приведення сил корисного опору до кривошипу, спрощується. В зв'язку з тим, що на заданий механізм діє лише одна зовнішня сила $F_{ко}$, а лінії дії сил $F_{зр}$ та $F_{ко}$, відповідно, співпадають з лініями дії векторів швидкостей V_A і V_D (рис. 31), рівняння (13) можна записати як:

$$F_{зр} = F_{ко} \cdot \frac{V_D}{V_A},$$

де $F_1 = F_2 = 0$ – згідно завдання на курсову роботу;

$l_3 = V_D$ – швидкість точки D вихідної ланки (повзуна), де прикладена $F_{ко}$, м/с;

$pA = V_A$ – швидкість точки A кривошипу OA , м/с.

Значення приведенного моменту визначаємо за формулою:

$$M_{зр} = F_{зр} \cdot l_{OA},$$

де l_{OA} – довжина кривошипу, м.

Результати розрахунків заносимо у таблицю (табл.3).

Таблиця 3.

Номер положення (робочого ходу механізму)	1	2	...
Хід вихідної ланки Н, м або φ , рад			
Сила корисного опору $F_{ко}$, Н			
Швидкість точки А кривошипу ОА- V_A , м/с			
Швидкість точки D вихідної ланки (повзуна) V_F , м/с			
Приведена сила корисного опору $F_{зр}$, Н			
Приведений момент сили корисного опору $M_{зр}$, Н·м			

Скориставшись масштабами приведенного моменту μ_M (Н·м/мм) і кутового переміщення кривошипу μ_φ (рад/мм) за значенням, наведеним в табл. 3, будемо графік залежності приведенного моменту $M_{зр}$ від кута повороту φ кривошипу ОА або від часу t (хв.), враховуючи те, що $n=const$ (див. завдання).

Цей графік розміщуємо в правій верхній частині аркуша формату А1 приблизно на 1/3 аркуша по ширині та 1/3 аркуша по висоті (рис. 33).

5.2. Визначення роботи сил корисного опору, роботи рушійних сил, надлишкової роботи та моменту рушійних сил

Відомо, що при обертальному руху робота механізму визначається як:

$$A = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M(\varphi) d\varphi,$$

де $M(\varphi)$ – момент сил, які виконують роботу A ;

φ – кут повороту вхідної ланки.

Тому для отримання графіка роботи сил корисного опору $A_{ко}$ будемо використовувати метод графічного інтегрування.

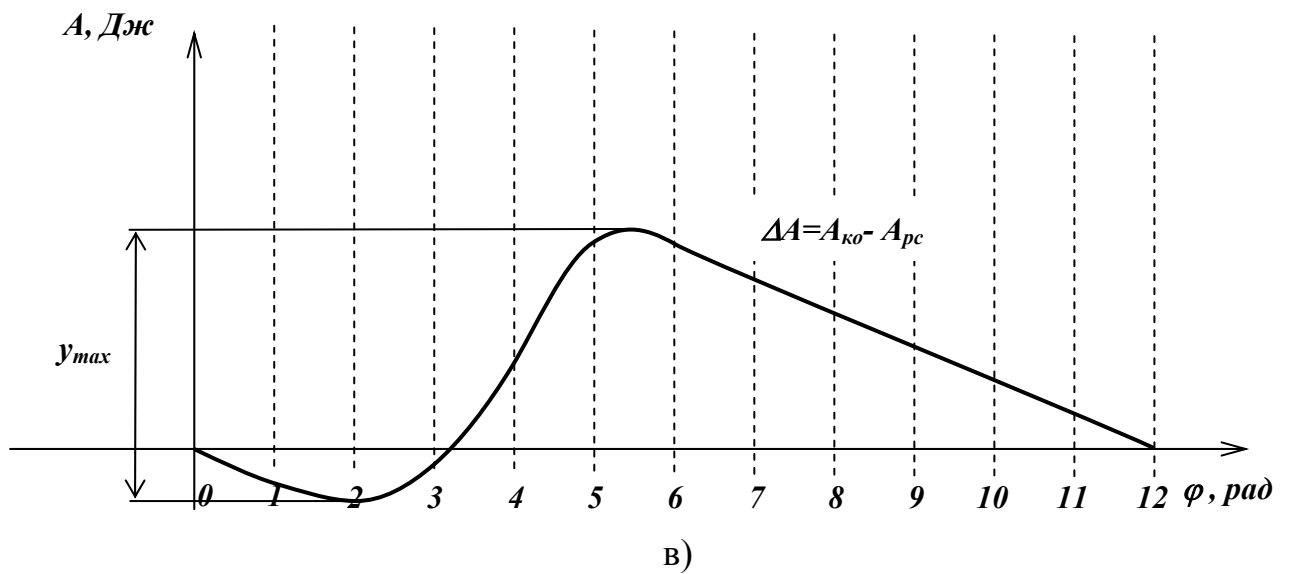
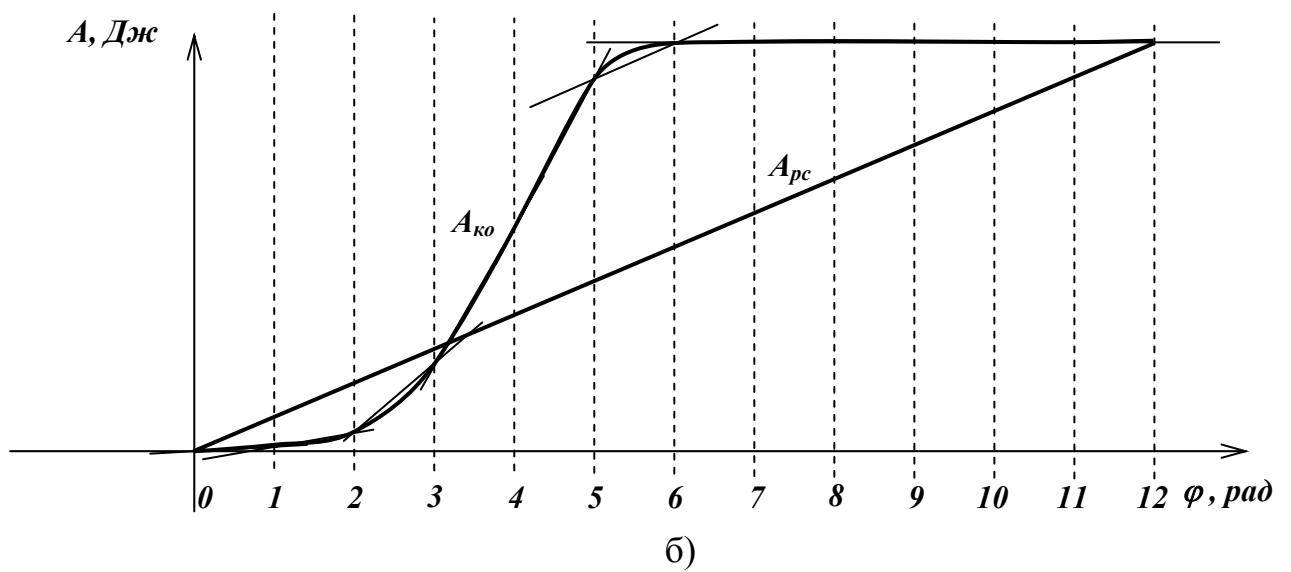
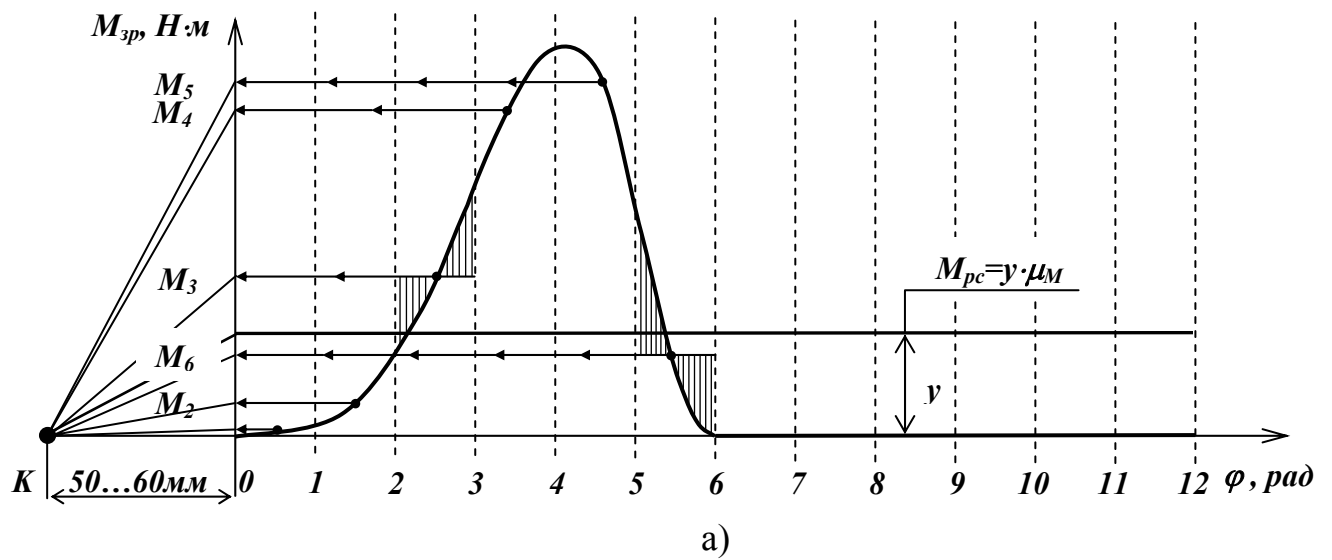


Рис. 33. Зображення графіків роботи сил корисного опору, роботи рушійних сил, надлишкової роботи та моменту рушійних сил

Графік функції приведенного моменту, який необхідно проінтегрувати, по осі абсцис розбивається на ряд рівновеликих ділянок (рис. 33а). В курсовій роботі в якості цих ділянок можна використовувати інтервали кута повороту кривошипа, які відповідають 12 положенням механізму $0-\varphi_1$, $\varphi_1-\varphi_2$, $\varphi_2-\varphi_3$ і т.д. Далі кожна ділянка кривої приведенного моменту на відповідному інтервалі кута повороту φ замінюється горизонтальною прямою таким чином, щоб площини заштрихованих фігур між проведеною прямою та кривою $M_{zp}(\varphi)$ (рис. 33а ділянки 2-3, 5-6) були приблизно однакові. Отримані точки перетину підібраних горизонтальних прямих і кривої приведенного моменту $M_{zp}(\varphi)$ на відповідній ділянці φ проектується на вісь ординат та умовно позначаються як M_1 , M_2 , $M_3...$ Після чого кожна з цих точок з'єднується з полюсом інтегрування K прямими відрізками KM_1 , KM_2 , $KM_3...$ (рис. 33а). Потім в новій системі координат "робота–кут повороту кривошипу" ($A-\varphi$) (рис. 33б) на кожній ділянці кута повороту φ ($0-\varphi_1$, $\varphi_1-\varphi_2$, $\varphi_2-\varphi_3$...) послідовно проводимо відрізки, які паралельні відрізкам (KM_1 , KM_2 , $KM_3...$), а саме на ділянці $0-\varphi_1$ паралельно KM_1 , $\varphi_1-\varphi_2$ – KM_2 , $\varphi_2-\varphi_3$ – KM_3 і т.д. Отриману ломану криву замінюємо плавною кривою і отримуємо результат графічного інтегрування – залежність роботи сил корисного опору від кута повороту кривошипа $A_{KO} = f(\varphi)$.

Масштабний коефіцієнт графіка роботи $A_{KO}=f(\varphi)$ визначається:

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot KO, \frac{Дж}{мм},$$

де KO - полюсна відстань графічного інтегрування, мм

μ_M – масштаб приведенного моменту, Н·м/мм

μ_φ - масштаб кутового переміщення кривошипа, рад/мм

Наступним кроком буде побудова залежності $A_{pc}=f(\varphi)$ – роботи рушійних сил A_{pc} від кута повороту кривошипу φ . Якщо момент рухомих сил є величиною постійною (саме таку характеристику мають асинхронні електродвигуни, тобто постійний крутний момент на валу), то залежність $A_{pc}=f(\varphi)$ буде мати вигляд прямої лінії, яка з'єднає початок системи координат і кінець графіка $A_{KO} = f(\varphi)$ у

12 положенні механізму, тому що робота рушійних сил за цикл усталеного руху дорівнює роботі сил корисного опору (рис. 33б).

Якщо графічно продиференціювати графік залежності $A_{pc}=f(\varphi)$, то отримаємо графік моменту рушійних сил $M_{pc}=f(\varphi)=const$ (рис. 33а). Для цього в системі координат $M-\varphi$ з полюсу K проведемо пряму паралельно графіку роботи $A_{pc}=f(\varphi)$. Точка перетину попередньо проведеної прямої та осі ординат M дає значення моменту рушійних сил M_{pc} .

Для отримання графіка надлишкової роботи $\Delta A=f(\varphi)$ в масштабі μ_A (Дж/мм) необхідно послідовно в кожній точці по осі ординат відкладати відповідну різницю ординат $\Delta A=A_{ko}-A_{pc}$ (рис. 33в).

5.3. Нерівномірність ходу і регулювання руху механізмів і машин. Розрахунок маховика

Однією з важливих задач динаміки механізмів і машин є задача про визначення найвигідніших співвідношень сил, мас і швидкостей ланок механізмів, які забезпечують заданий режим руху механізму або машини. Швидкість ведучої ланки за цикл усталеного руху є змінною величиною. Однією з причин цього є нерівність робіт рушійних сил A_{pc} та сил корисного опору A_{ko} .

Нерівномірність кутової швидкості оцінюється коефіцієнтом нерівномірності руху δ , який виражається відношенням різниці максимального і мінімального значення швидкості до її середнього значення, тобто

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}}, \text{ де } \omega_{cp} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}.$$

Коефіцієнти нерівномірності руху деяких існуючих машин

Тип машини	Коефіцієнт нерівномірності руху, δ
Насоси	1/5...1/30
Металообробні верстати	1/5...1/50
Двигуни внутрішнього згоряння	1/80...1/100
Авіаційні двигуни, турбогенератори	1/200 і менше

Слід мати на увазі, що коефіцієнт нерівномірності руху характеризує лише перепад кутових швидкостей в межах від ω_{max} до ω_{min} , але не характеризує динаміку зміни кутової швидкості всередині повного періоду усталеного руху механізму. Наприклад, на рис. 34 показано дві діаграми $\omega=\omega(\varphi)$ з рівними ω_{max} і ω_{min} , але кутові прискорення $\varepsilon=d\omega/dt$ на рис. 34б значно більші ніж на рис. 34а. Тобто динамічні характеристики механізмів за цими значеннями ε різні.

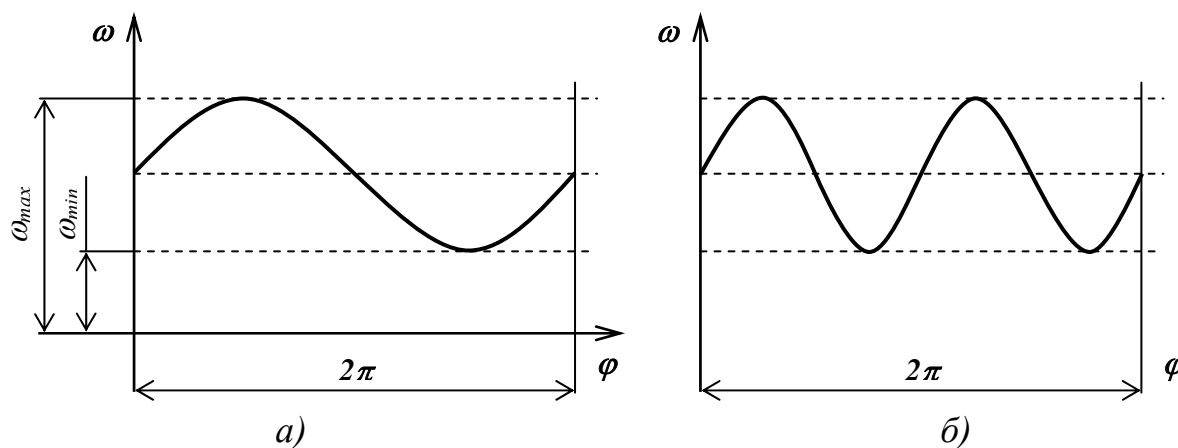


Рис. 34. Можливі динамічні характеристики механізмів

Для характеристики динамічних властивостей механізму використовується коефіцієнт динамічності k_d – відношення максимального значення кутового прискорення ε_{max} до квадрату середньої кутової швидкості ω_{cp} :

$$k_d = \varepsilon_{max} / \omega_{cp}^2.$$

Нерівномірність кутової швидкості спричиняє виникнення в механізмі коливань, які в більшості випадків є шкідливими. Тому необхідно зменшити значення коефіцієнту нерівномірності δ , тобто обмежити його допустимою величиною $\delta \leq [\delta]$. Таке обмеження коефіцієнта нерівномірності має назву – **регулювання**.

Коливання кутової швидкості усталеного руху бувають періодичними, або неперіодичними.

Для регулювання неперіодичних коливань кутової швидкості використовують спеціальні пристрої – регулятори швидкості, наприклад, центробіжні, гальмові або електричні регулятори.

Періодичні коливання кутової швидкості регулюються шляхом підбору моменту інерції додаткової деталі – маховика і встановленням його на механізм.

Оскільки маховик виготовляють, як правило, у вигляді колеса (рис. 35), з масивним ободом 1, який з'єднано з втулкою 2 спицями 3 (або тонким диском), то при розрахунках моментами інерції з'єднуючих частин в більшості випадків нехтують і вважають, що маса маховика рівномірно розподілена по колу діаметром D_{cp} – геометричному місцю центрів ваги поперечних перерізів обода.

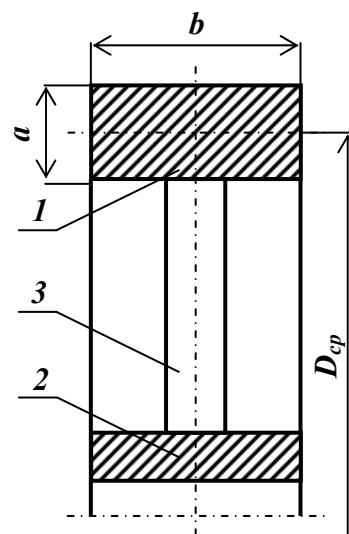


Рис. 35. Маховик

Для наближених розрахунків розмірів маховика можна використовувати метод середніх потужностей, згідно якому момент інерції маховика J_M (кг·м²) можна визначити за формулою:

$$J_M = \frac{\Delta A}{\delta \cdot \omega_{cp}^2},$$

де δ - коефіцієнт нерівномірності руху механізму;

ω_{cp} - середня кутова швидкість (рад/с);

ΔA – величина надлишкової роботи (Дж).

Величина ΔA визначається ординатою y_{max} (рис. 33в), тобто мінімальним і максимальним значенням ординат графіка $\Delta A = f(\varphi)$:

$$\Delta A = y_{max} \cdot \mu_A,$$

де μ_A – масштабний коефіцієнт графіка $\Delta A = f(\varphi)$ (Дж/мм) (24).

З іншої сторони момент інерції можна визначити як:

$$J_M = m \cdot \frac{D_{cp}^2}{4} = \pi \cdot \gamma \cdot a \cdot b \cdot \frac{D_{cp}^3}{4}$$

де J_M – момент інерції маховика (кг·м²),

m – маса ободу маховика, кг;

γ – густина матеріалу ободу маховика (кг/м³),

a, b – розміри поперечного перерізу ободу маховика (м),

Тоді середній діаметр D_{cp} обода маховика буде дорівнювати:

$$D_{cp} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot J_M}{\pi \cdot \gamma \cdot a \cdot b}} \text{ (м)},$$

Розміри a і b спочатку задаємо довільно ($b \approx (2...3) \cdot a$). Якщо після розрахунку $D_{cp} < 2\text{м}$, то необхідно збільшити розміри a і b для зменшення значення D_{cp} .

Після проведення розрахунку розмірів маховика виконується відповідне його креслення на першому аркуші курсової роботи з дотриманням масштабу.

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут"

Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів

КУРСОВА РОБОТА

з дисципліни
"Прикладна механіка"

*Проектування електромеханічного приводу важільного преса
ФЛ41.ПМ0509.000. ПЗ*

Керівник:

Сидоренко Ю.М.

Дата

(особистий підпис)

Виконав:

студент(ка) ІФФ групи ФЛ42

Зал. книжка № _____

(особистий підпис)

Київ

2006

ЗМІСТ

	Стор.
Завдання на курсовий проект	1
Вступ	2
1. Кінематичний аналіз механізму	
Визначення ступеня вільності механізму.....	3
Структурний аналіз механізму.....	7
Побудова планів положень плоского важільного механізму .	12
Побудова планів швидкостей робочого ходу механізму	
Побудова планів прискорень	18
2. Динамічний аналіз механізму	
Побудова графіку приведенного зрівноважувального моменту сил корисного опору $M_{зр}=f(\varphi)$	25
Побудова графіків роботи сил корисного опору $A_{ко}=f(\varphi)$ та роботи рушійних сил $A_{рс}=f(\varphi)$	28
Визначення величини крутного моменту рушійних сил $M_{рс}$.	29
Побудова графіку надлишкової роботи $\Delta A=f(\varphi)$ з визначенням параметрів маховика	31
Додатки	33
Література	35

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 650 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Курс теоретической механики: Учебник для вузов / В.И. Дронг, В.В. Дубинин, М.М. Ильин и др.; Под общ. ред. К.С. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 736 с.
4. Афанасьев М.К., Степанец Н.А. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу "Прикладная механика": Учеб. пособие. – К.:КПИ, 1979. – 41 с.
5. Слепышев И.В. Методические указания по курсу лекций по "Прикладной механике" для электротехнического факультета / Раздел "Теория механизмов и машин"/. – К.:КПИ, 1982. – 80 с.
6. Панов С.Л., Кириенко Е.А. Методические указания по курсовому проектированию по прикладной механике для студентов химико-технологического факультета. Раздел "Исследование рычажного механизма и определение параметров электромеханического привода". – К.:КПИ, 1982. – 40 с.
7. Методичні вказівки до практичних занять з прикладної механіки для студентів технічних вищих навчальних закладів / Укл. В.О. Петрик, О.М. Мукоїда. – К.: КПІ, 1993. – 32 с.
8. Вибір електродвигуна, кінематичний та силовий розрахунки механічного приводу. Розрахунок і конструювання передач гнучкою в'яззю: Метод. вказівки до викон. розрахунково-графічних робіт з диск. "Деталі машин" для студ. машинобудівних спец. усіх форм навчання / Уклад.: В.А. Стадник, В.Г. Шарапов, В.Л. Дубнюк. – К.: ІВЦ "Видавництво "Політехніка", 2004. – 60 с.
9. Стандарт предприятия. Курсовые проекты. Требования к оформлению документации. СТП КПИ 2.001-83. К.: КПИ, 1984. – 198 с;
10. Методичні вказівки до практичних занять з прикладної механіки для студентів технічних вузів / Укл. В.О. Петрик, О.В. Тимошенко. – К.: КПІ, 2005. – 112 с.

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	3
1. Зміст курсової роботи	4
2. Оформлення конструкторської документації курсової роботи	5
2.1. Вимоги до оформлення робочих креслень	5
2.2. Зміст та оформлення пояснювальної записки	7
3. Структурний аналіз механізму	9
4. Кінематичний аналіз механізму	18
4.1. Основні задачі кінематичного дослідження	18
4.2. Поняття масштабного коефіцієнта	19
4.3. Побудова планів положень механізму	20
4.4. Визначення лінійної швидкості окремих точок та кутової швидкості ланок механізму методом планів швидкостей	23
4.5. Визначення лінійного прискорення руху точок та кутового прискорення обертання ланок механізму методом плану прискорень	32
5. Динамічний аналіз механізму	41
5.1. Приведення сил корисного опору до кривошипа і побудова графіка приведенного моменту	43
5.2. Визначення роботи сил корисного опору, роботи рушійних сил, надлишкової роботи та моменту рушійних сил	47
5.3. Нерівномірність ходу і регулювання руху механізмів і машин. Розрахунок маховика	49
Додаток 1	53
Додаток 2.....	54
Список літератури	55