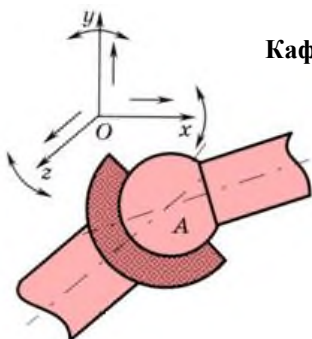


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОДІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра технічного сервісу і загальнотехнічних дисциплін



МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до практичних занять з дисципліни «Теорія механізмів і машин»
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
спеціальності 208 «Агроінженерія»



м. Кам'янець – Подільський
2023 р.

УДК 621.791.052
Р 621

Укладачі :

Ткачук Василь Сергійович,
кандидат технічних наук, доцент;
Девін Владлен В'ячеславович,
кандидат технічних наук, доцент;
Бурдега Василь Юрійович,
кандидат технічних наук, доцент

*Рекомендовано до друку науково-методичною радою
Подільського державного університету
(протокол № ___ від _____ 2023 року)*

Рецензенти:

Мендерецький Вадим Владиславович, професор кафедри методики викладання фізики і дисциплін технологічної освітньої галузі Кам'янець- Подільського національного університету ім. Івана Огієнка, доктор педагогічних наук;

Краснолуцький Петро Петрович, доцент кафедри тракторів, автомобілів та енергетичних засобів Подільського державного університету, кандидат технічних наук

Методичні рекомендації до практичних занять з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» В.С. Ткачук, В.В. Девін, В.Ю. Бурдега. Кам'янець-Подільський: ПДУ, 2023. 98 с.

Методичні рекомендації розроблено з метою закріплення теоретичних знань і набуття практичних навичок по аналізу елементів машин і конструкцій

З М І С Т

ВСТУП.....	5
1. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ	7
Практичне заняття № 1.	7
2. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ	11
Практичне заняття № 2. 2.1. ПОБУДОВА ПЛАНІВ ПОЛОЖЕНЬ МЕХАНІЗМУ.....	11
Практичне заняття №. 3. 2.2. ПОБУДОВА ПЛАНУ ШВИДКОСТЕЙ	16
Практичне заняття № 4. 2.3. ПОБУДОВА ПЛАНУ ПРИСКОРЕНЬ	23
3. КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ	31
Практичне заняття № 5. 3.1. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ІНЕРЦІЇ І МОМЕНТІВ СИЛ ІНЕРЦІЇ.....	31
3.2. ПОБУДОВА ПЛАНУ СИЛ ДЛЯ СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ	35
Практичне заняття № 6. 3.3. ВИЗНАЧЕННЯ ЗРІВНОВАЖУЮЧОЇ СИЛИ ТА РЕАКЦІЇ В ПІДШИПНИКУ МЕХАНІЗМУ ПЕРШОГО КЛАСУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПЛАНУ СИЛ.....	40
4. ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ ВАЖЛИВОГО МЕХАНІЗМУ ЗА КОЕФІЦІЄНТОМ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ.....	43
Практичне заняття № 7. 4.1. ВИЗНАЧЕННЯ ЗВЕДЕНОЇ СИЛИ І ЗВЕДЕНОГО МОМЕНТУ СИЛ ОПОРУ І ВАГИ	43
4.2. ПОБУДОВА ДІАГРАМИ РОБІТ СИЛ ОПОРУ І ВАГИ ТА РУШІЙНОЇ СИЛИ	45
4.3. ПОБУДОВА ДІАГРАМИ ПРИРОЩЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ МЕХАНІЗМУ.....	47
Практичне заняття № 8. 4.4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МЕХАНІЗМУ ТА ПОБУДОВА ДІАГРАМИ $I_{зв} = I_{зв}(\varphi_{0A})$.	49
4.5. ПОБУДОВА ДІАГРАМИ “ЕНЕРГІЯ - МАСА”	51
5. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ. ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З НЕРУХОМИМИ І РУХОМИМИ ВІСЯМИ КОЛІС.....	53

Практичне заняття № 9. 5.1. ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ВІДНОШЕННЯ СКЛАДНОГО ЗУБЧАСТОГО МЕХАНІЗМУ	53
5.2. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРЯМОЗУБИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС	56
Практичне заняття № 10. 5.3. ПРОЕКТУВАННЯ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ.....	59
6. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ	62
Практичне заняття № 11. 6.1. ПОБУДОВА ГРАФІКІВ РУХУ ШТОВХАЧА.....	62
6.2. ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСА ЦЕНТРОВОГО ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА	65
Практичне заняття № 12. ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСУ КУЛАЧКА	67
6.3. ПОБУДОВА ПРАКТИЧНОГО ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА	70
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА.....	75
ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ	76

ВСТУП

Згідно типової і робочої програм на вивчення дисципліни «Теорія механізмів і машин» відводиться 120 годин, що складає 4 кредити ЄКТС. Аудиторних годин: 26 годин лекцій і 28 годин лабораторних-практичних занять, індивідуальних завдань. Лабораторні-практичні заняття включають як експериментальну так і теоретичну складові. Виконання індивідуальних завдань є завершальним етапом вивчення дисципліни і виконується згідно робочої програми і по своєму змісту охоплює основні розділи курсу і є однією з важливих форм його вивчення і засвоєння. Для студентів технічних вузів завдання з ТММ є першою самостійною роботою, що сприяє розвитку навиків проектування і усестороннього дослідження механізмів і машин. Студент вперше зіштовхуються з потребою використання теоретичних знань для вирішення практичних задач.

В даному посібнику включено 10 завдань на дослідження різних схем механізмів, в кожному з них є по 6 варіантів даних.

В будь-якому варіанті завдання студенту необхідно виконати:

1. Структурне і кінематичне дослідження плоского шарнірно-важільного механізму.
2. Силове (кінестатичне) дослідження механізму.
3. Визначення моменту інерції маховика машини і розрахунок його розмірів.
4. Дослідження кінематики зубчастого планетарного механізму з розрахунком основних розмірів. Побудовою евольвентних профілів заданої пари зубчастих коліс зовнішнього зачеплення.

При виконанні завдань необхідно дотримуватись приведених вимог.

Графічна частина кожного з вказаних розділів виконується олівцем (можна кольоровими) на листах формату А4 (А3) з дотриманням загальних правил виконання креслень і умовних позначень в схемах. Схеми механізмів і діаграми виконуються суцільними одинарними лініями товщиною не менше 0,5 мм. Необхідні допоміжні побудови зберігаються. На графіках по осях координат вказуються літерні позначення і розмірності масштабів. Характерні точки на графіках обводяться колами діаметром 1,5...2 мм.

У зв'язку з тим, що в теорії механізмів і машин розміри довжин ланок вимірюються в метрах, а на кресленні приводяться в міліметрах; відрізки,

що зображають на планах вектори швидкостей, прискорень, значення сил і т.п. також приводяться в міліметрах. Тому масштаби мають розмірності:

$$\begin{aligned} \text{масштаб довжин} & - \mu_l \left[\frac{M}{MM} \right]; \\ \text{масштаб швидкостей} & - \mu_v \left[\frac{M}{C * M} \right]; \\ \text{масштаб прискорень} & - \mu_a \left[\frac{M}{C^2 \cdot MM} \right]; \\ \text{масштаб сил} & - \mu_p \left[\frac{H}{MM} \right]. \end{aligned}$$

При виборі масштабів μ_v і μ_a рекомендується поступати так, щоб модулі векторів швидкостей і прискорень ведучої ланки механізму були не меншими 50 мм. Над кожною графічною побудовою робиться напис, що вказує її назву. Написи виконуються нормальним шрифтом – по стандарту “Основні написи”.

Розрахунково-пояснювальна частина виконується авторучкою чи набирається комп’ютерним способом на окремих аркушах формату А4 (розміри 210 x 297 мм). Зворотна сторона аркуша не заповнюється. Аркуші нумеруються і разом з завданням і графічною частиною зшиваються в загальну папку з титульним листом. На аркушах записки залишаються поля шириною 25...35 мм.

На першій сторінці тексту в масштабі приводиться схема заданого механізму і вихідні дані (варіанту завдання), необхідні для його побудови і дослідження. Потім приводяться короткий опис роботи механізму, усі графічних побудов, виконуються математичні розрахунки, включаючи обчислення масштабів. Пояснення окремих побудов супроводжуються схемами. Необхідні для розрахунків рівняння і формули спочатку записуються в літерній формі, а потім виконується підстановка даних і відповідні розрахунки. Результати розрахунків і графічних побудов зводяться в таблиці. При цьому обов’язково вказується розмірність величин.

При виконанні завдань використовується Міжнародна система одиниць (СІ) де за основні прийняті наступні одиниці виміру: довжина l – метр (м); маса m – кілограм (кг); час t – секунда (с). В якості одиниці сили P прийнято Ньютон (Н), що представляє собою силу, яка надає тілу з постійною масою в 1 кг прискорення в 1 м/с².

1. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Практичне заняття № 1.

Під час структурного аналізу треба з'ясувати наступні питання:

Визначити ступінь рухомості механізму (для плоских механізмів за формулою П.Л. Чебишева).

1. Розкласти механізм на первинний механізм (ведуча ланка, поєднана із стійкою) і структурні групи ланок (групи Л.В. Ассура).
2. Записати формулу будови механізму.
3. Визначити клас механізму.

ПРИКЛАД 1.1

Виконати структурний аналіз механізму (рис.1.1).

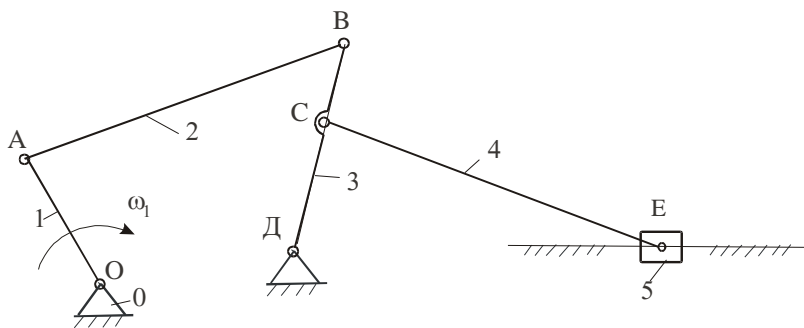


Рис. 1.1. Кінематична схема механізму.

Розв'язування

Визначимо ступінь рухомості механізму за структурною формулою Чебишева П.Л.

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

де W - ступінь рухомості механізму;

n - кількість рухомих ланок;

p_5 - кількість кінематичних пар п'ятого класу;

p_4 - кількість кінематичних пар четвертого класу.

В нашому випадку $n = 5$, $p_5 = 7$, $p_4 = 0$.

Тоді маємо

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

Отже, при одній ведучій ланці механізм має визначеність руху, тобто положення і рух всіх ланок механізму визначається однозначно.

Розкладемо заданий механізм на механізм першого класу (первинний механізм) і структурні групи Л.В. Ассура (рис.1.2). Кривошип 1 і стійка 0 створюють механізм першого класу (0,1). До механізму першого класу послідовно приєднуються дві групи Ассура: (2,3) – другого класу та (4,5) – другого класу. Отже, якщо найбільш складна група Ассура має другий клас, то цей механізм відноситься до механізмів другого класу.

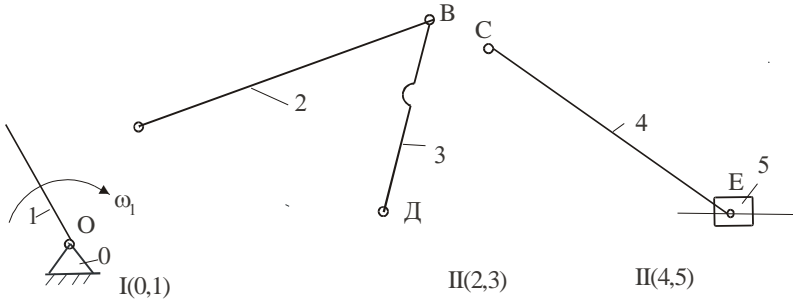


Рис. 1.2. Первинний механізм і структурні групи Л.В. Ассура.

Порядок кінематичного аналізу цього механізму визначається формулою його будови.

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

ПРИКЛАД 1.2

Виконати структурний аналіз механізму (рис.1.3).

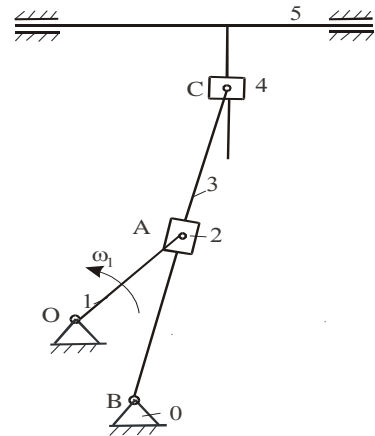


Рис. 1.3. Кінематична схема механізму.

Розв'язування

Визначимо ступінь рухомості механізму.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.2)$$

де $n = 5$ – кількість рухомих ланок (1,2,3,4,5);

$p_5 = 7$ – кількість кінематичних пар п'ятого класу (0-1, 1-2, 2-3, 3-0, 3-4, 4-5, 5-0);

$p_4 = 0$ – кількість кінематичних пар четвертого класу.

Тоді

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

Ведучою є ланка 1 (кривошип). До механізму першого класу (0,1) послідовно приєднуємо дві групи Ассур другого класу: (2,3) та (4,5). Розклад механізму на ці структурні групи приведений на рис.1.4.

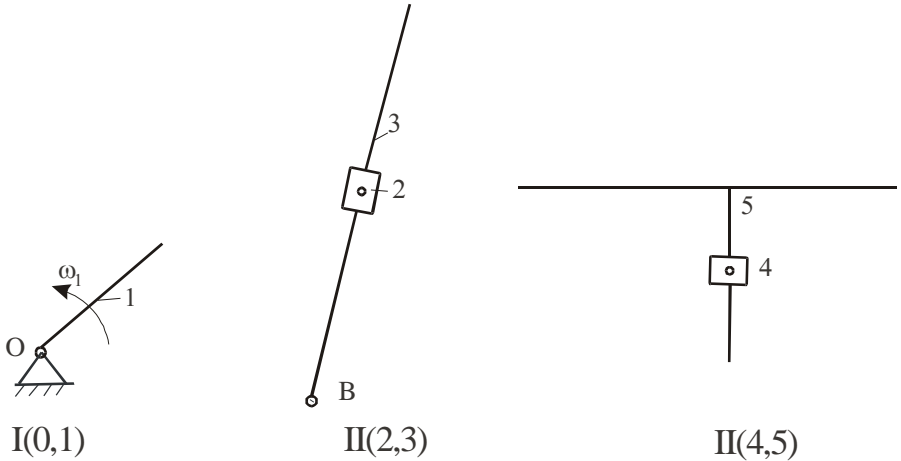


Рис. 1.4. Структурні групи механізму.

Отже, механізм (рис.1.3) відноситься до другого класу.

Формула будови механізму має вигляд

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

ПРИКЛАД 1.3

Визначити ступінь рухомості механізму (рис.1.5), що складається з пари зубчастих коліс 1 і 2, важеля 3 і повзуна 4.

Розв'язування

Визначаємо ступінь рухомості механізму за структурною формулою Чебишева П.Л.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.3)$$

де $n = 4$ – кількість рухомих ланок (1,2,3,4);

$p_5 = 5$ – кількість кінематичних пар п'ятого класу (0-1, 0-2, 2-3, 3-4, 4-0);

$p_4 = 1$ – кількість кінематичних пар четвертого класу (1-2).

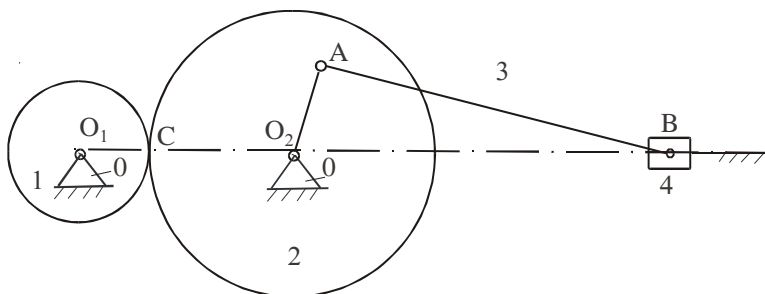


Рис. 1.5. Кінематична схема механізму.

Тоді

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 1 = 1$$

Пояснення до кінематичної пари C (рис. 1.6).

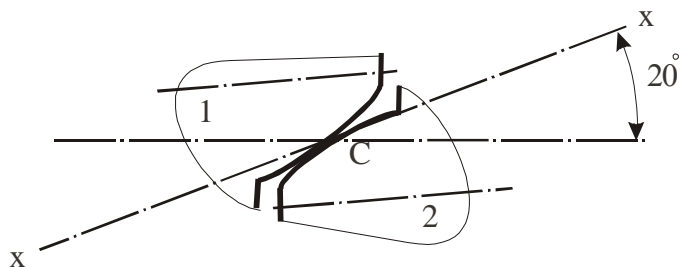


Рис. 1.6. Кінематична пара четвертого класу.

На рис. 1.6 показана кінематична пара четвертого класу, утворена зубчастими колесами 1 та 2. Рух зуба шестерні 1 відносно зуба колеса 2 і навпаки зводиться до обертання навколо точки C і ковзання вздовж прямої $x-x$.

2. КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Кінематичний аналіз механізму виконується з метою:

1. Побудови планів положень механізму (визначення положень ланок, переміщення і траєкторій певних точок).
2. Визначення швидкостей певних точок механізму і кутових швидкостей ланок (при графічному розв'язанні через побудову планів швидкостей).
3. Визначення прискорень певних точок механізму і кутових прискорень ланок (при графічному розв'язанні через побудову планів прискорень).

Практичне заняття № 2. 2.1. ПОБУДОВА ПЛАНІВ ПОЛОЖЕНЬ МЕХАНІЗМУ

ПРИКЛАД 2.1

Побудувати положення ланок механізму (рис.2.1).

Геометричні параметри механізму:

$$\begin{aligned} \ell_{OA} = \ell_{AB} = \ell_{DC} &= 0,1 \text{ м}; \quad \ell_{BD} = 0,12 \text{ м}; \quad \ell_{OK} = 0,04 \text{ м}; \\ \ell_{DK} &= 0,02 \text{ м}; \quad \ell_{CE} = 0,28 \text{ м}. \end{aligned}$$

Розв'язування

Вибираємо масштабний коефіцієнт довжин:

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{OA}}{OA} \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$$

Тут OA – довжина відрізка в міліметрах, що зображає на кресленні розмір ℓ_{OA} в метрах.

Візьмемо $OA=50\text{мм}$, тоді

$$\mu_\ell = \frac{0,1}{50} = 0,002 \text{ м/мм}$$

Цей масштабний коефіцієнт відповідає креслярським стандартам.

Знаходимо довжини решти відрізків:

$$\begin{aligned} AB &= DC = OA = 50\text{мм}; \\ BD &= \frac{\ell_{BD}}{\mu_\ell} = \frac{0,12}{0,002} = 60\text{мм}; \\ OK &= \frac{\ell_{OK}}{\mu_\ell} = \frac{0,04}{0,002} = 20\text{мм}; \end{aligned}$$

$$DK = \frac{\ell_{DK}}{\mu_\ell} = \frac{0,02}{0,002} = 10 \text{ мм};$$

$$CE = \frac{\ell_{CE}}{\mu_\ell} = \frac{0,28}{0,002} = 140 \text{ мм}.$$

Побудову починаємо з нерухомих елементів. Зобразимо на кресленні точки O і D (осі обертання ланок 1 і 3) та проведемо траєкторію $x-x$ точки E повзуна 5. Радіусом OA з центра O проводимо коло, що буде траєкторією точки A . На цьому колі на однакових відстанях одне від одного зображаємо положення точки A (1,2,3,...). З'єднавши їх відрізками прямих з точкою O , отримаємо відповідні положення кривошипа. За початок відрахунку приймемо точку A_0 , якій відповідає крайнє праве положення повзуна. Це положення знаходиться з умови, що відрізки CD і CE лежать на одній прямій. Нумерацію решти положень ведемо в напрямку обертання кривошипа.

Оскільки цей механізм відноситься до другого класу, то положення ланок в кожній групі Ассура визначається методом засічок. Всі необхідні побудови виконаємо спочатку для одного положення кривошипа, наприклад OA_3 . В групі (2,3) визначимо положення точки B_3 . Для цього з центра A_3 проведемо дугу радіусом AB , а з центра D проведемо дугу радіусом DB .

В точці перетину дуг буде точка B_3 . З'єднаємо точку B_3 з A_3 і точку B_3 з D відрізками прямих. Таким чином отримаємо положення ланок AB і BD . Тоді на ланці BD відкладаємо відрізок DC і отримуємо положення точки C_3 . В групі (4,5) визначимо положення точки E_3 . Для цього з центра C_3 проведемо дугу радіусом CE до перетину її з напрямною $x-x$. В точці перетину буде точка E_3 . З'єднаємо точки C_3 і E_3 відрізком прямої і таким чином отримаємо положення ланки CE . Інші положення будуються аналогічним способом.

На рис. 2.1 показані три положення механізму (0,3,10).

ПРИКЛАД 2.2

Побудувати план положення ланок кулісного механізму (рис.2.2).

Геометричні параметри механізму:

$$\ell_{OA} = 0,225 \text{ м}; \ell_{BC} = 0,95 \text{ м}; \ell_{OB} = 0,6 \text{ м}; \ell_y = 0,5 \text{ м}.$$

Розв'язування

Вибираємо масштабний коефіцієнт довжин:

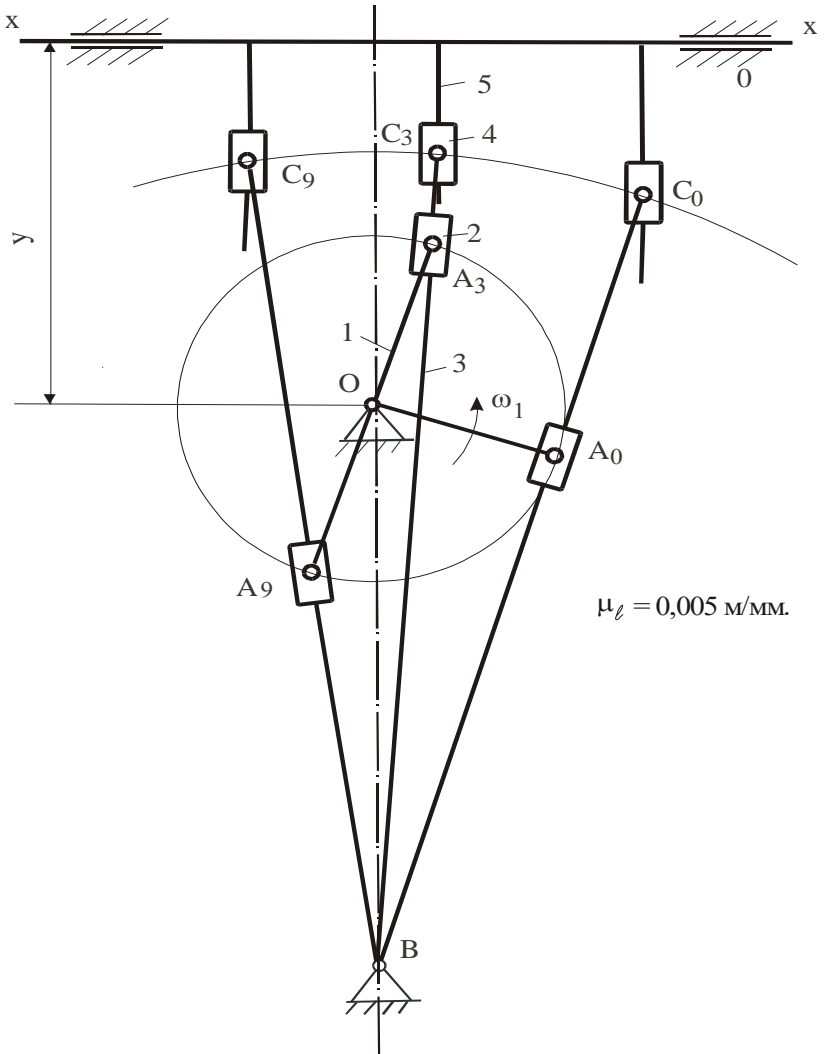


Рис. 2.2. Побудова планів положень ланок кулісного механізму.

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{OA}}{OA} \left[\frac{M}{\text{мм}} \right]$$

Тут OA – довжина відрізка в міліметрах, що зображає на кресленні розмір ℓ_{OA} в метрах. Візьмемо $OA=45\text{мм}$, тоді

$$\mu_\ell = \frac{0,225}{45} = 0,005 \text{ м/мм}$$

Знаходимо довжини решти відрізків.

$$BC = \frac{\ell_C}{\mu_\ell} = \frac{0,95}{0,005} = 190\text{мм};$$

$$OB = \frac{\ell_{OB}}{\mu_\ell} = \frac{0,6}{0,005} = 120\text{мм};$$

$$y = \frac{\ell_y}{\mu_\ell} = \frac{0,5}{0,005} = 100\text{мм}.$$

Побудову починаємо з нерухомих елементів. Зображуємо на кресленні точки O і B (осі обертання ланок 1 і 3) та проводимо напрямну $x-x$ ланки 5. Радіусом OA з центра O проводимо коло, що буде траєкторією точки A . На цьому колі на однакових відстанях одне від одного зображаємо положення точки A (1,2,3,..). З'єднавши їх відрізками прямих з точкою O , отримаємо відповідні положення кривошипа. За початок відрахунку приймемо точку A_0 , якій відповідає крайнє праве положення ланки 5. Це положення знаходиться з умови, що куліса 3 в цьому положенні дотична до кола, проведеного радіусом OA . Нумерацію решти положень ведемо в напрямку обертання кривошипа.

Оскільки цей механізм відноситься до другого класу (див. приклад 1.2), то положення ланок в кожній групі Ассур визначається методом засічок. Всі необхідні побудови виконаємо спочатку для одного положення кривошипа, наприклад OA_3 . В групі (2,3) визначаємо положення точки C_3 . Для цього з центра B проводимо дугу радіусом BC . З'єднуємо точки A_3 і B відрізком прямої і продовжуємо цей відрізок до перетину в точці C_3 з дугою, проведеною радіусом BC . В групі (4,5) знаходимо положення повзуна 5. Для цього з центра C_3 проводимо вертикальний відрізок до перетину з напрямною $x-x$. Інші положення будуються аналогічно.

На рис.2.2 показані три положення механізму (0,3,9).

Практичне заняття №. 3. 2.2. ПОБУДОВА ПЛАНУ ШВИДКОСТЕЙ

ПРИКЛАД 2.3

Побудувати план швидкостей механізму, що відповідає положенню кривошипа OA_3 (рис.2.1).

Визначити величину і напрям швидкостей певних точок механізму, а також кутових швидкостей ланок.

Геометричні параметри механізму взяті з прикладу 2.1. Точки S_2, S_3, S_4 розміщені на серединах відповідних ланок, $n_1 = 115$ об/хв, $\omega_1 = \text{const}$.

Розв'язування

Зобразимо механізм в заданому положенні (рис.2.3).

Для механізму першого класу визначимо швидкість точки A :

$$V_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot \ell_{OA} = \frac{3,14 \cdot 115}{30} \cdot 0,1 = 1,2 \text{ м/с.}$$

Цю швидкість зображаємо на плані швидкостей (рис.2.4) в масштабі μ_V відрізком pa . Приймаємо $pa = 60$ мм. Тоді масштабний коефіцієнт плану швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{1,2}{60} = 0,02 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Вектор \overline{pa} перпендикулярний до кривошипа і спрямований в бік його обертання.

В групі Ассура (2,3) визначимо швидкість шарніра B , який з'єднує ланки 2 і 3. Запишемо два векторних рівняння.

$$\begin{cases} \overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA} \\ \overline{V}_B = \overline{V}_D + \overline{V}_{BD}, \end{cases} \quad (2.1)$$

де $\overline{V}_{BA} \perp BA$, $\overline{V}_{BD} \perp BD$.

Розв'язуємо їх графічно. Для цього через точку "а" проведемо пряму перпендикулярно до AB , а через точку "р" (оскільки $V_D=0$) проведемо пряму перпендикулярно до BD . На перетині цих перпендикулярів відмічаємо точку "в". Вектор \overline{pv} зображає абсолютну швидкість точки B . З теорему подібності знаходимо положення точки "с" на плані швидкостей.

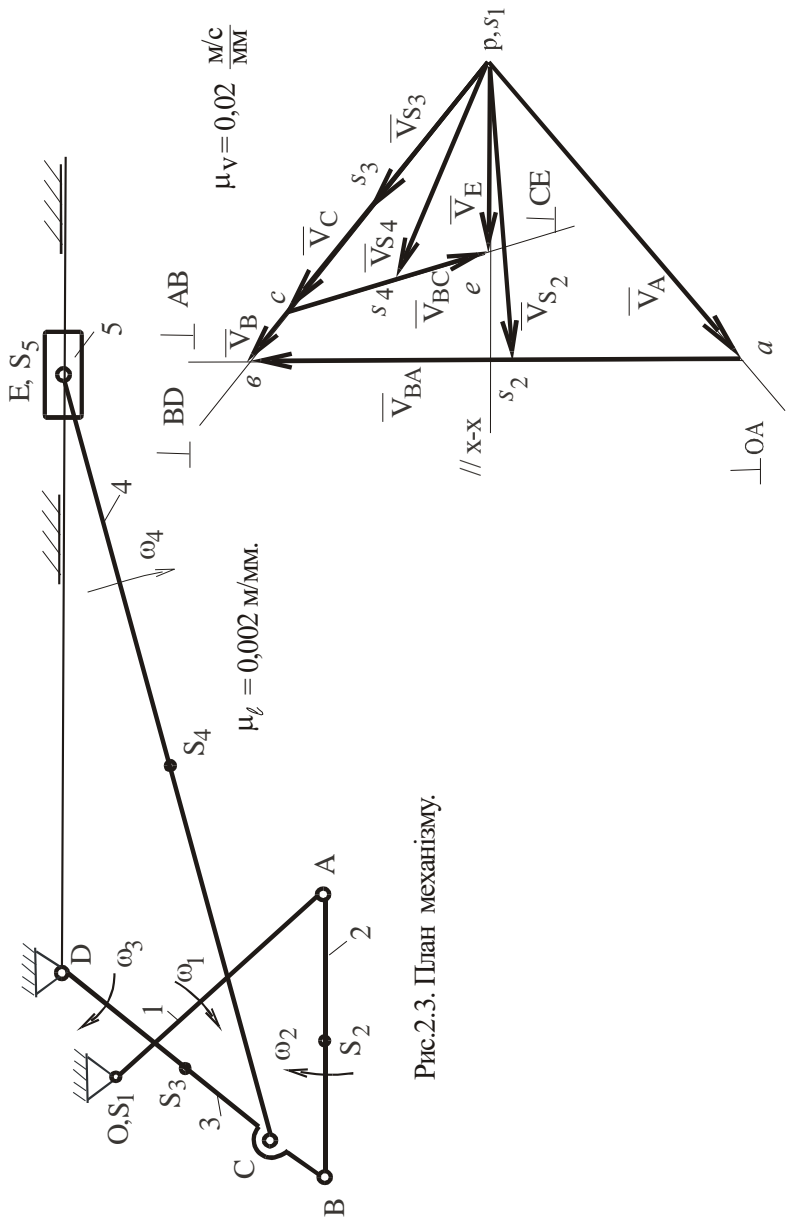


Рис.2.3. План механізму.

Рис.2.4. План швидкостей.

$$\frac{p\delta}{DB} = \frac{pc}{DC}.$$

(2.2)

$$\frac{59}{60} = \frac{pc}{50},$$

звідки

$$pc = \frac{59 \cdot 50}{60} = 49 \text{ мм.}$$

В відповідності з умовою прикладу розташуємо точку “ S_2 ” в середині відрізка “ av ”, а точку “ S_3 ” – в середині відрізка “ $p\delta$ ”. З’єднуємо точки “ S_2 ” і “ S_3 ” з полюсом “ p ”. План швидкостей для групи (2,3) побудовано.

В групі Ассура (4,5) визначаємо швидкість точки E , яка з’єднує ланки 4 і 5.

Запишемо векторне рівняння для визначення швидкості точки E :

$$\bar{V}_E = \bar{V}_C + \bar{V}_{EC}, \quad (2.3)$$

де $\bar{V}_{EC} \perp EC$, $\bar{V}_E \parallel x-x$.

При графічному розв’язанні рівняння досить через точку “ c ” плану швидкостей провести пряму перпендикулярно до CE , а через полюс “ p ” – пряму, паралельно $x-x$. Точку перетину цих прямих позначимо буквою “ e ”.

Точку “ S_4 ” розташовуємо на середині відрізка ce . З’єднуємо точку “ S_4 ” з полюсом плану швидкостей. Отримаємо відрізок pS_4 , який зображає вектор швидкості точки S_4 .

План швидкостей побудовано.

Використовуючи цей план, знаходимо величини швидкостей

$$V_B = p\delta \cdot \mu_V = 59 \cdot 0,02 = 1,18 \text{ м/с,}$$

$$V_C = pc \cdot \mu_V = 49 \cdot 0,02 = 0,98 \text{ м/с,}$$

$$V_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_V = 45 \cdot 0,02 = 0,90 \text{ м/с,}$$

$$V_{S_3} = ps_3 \cdot \mu_V = 29,5 \cdot 0,02 = 0,59 \text{ м/с,}$$

$$V_{BA} = av \cdot \mu_V = 77 \cdot 0,02 = 1,54 \text{ м/с,}$$

$$V_E = pe \cdot \mu_V = 30 \cdot 0,02 = 0,60 \text{ м/с,}$$

$$V_{S_4} = ps_4 \cdot \mu_V = 38 \cdot 0,02 = 0,76 \text{ м/с,}$$

$$V_{EC} = ce \cdot \mu_V = 31 \cdot 0,02 = 0,62 \text{ м/с.}$$

Знаходимо кутові швидкості ланок 2,3,4.

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{AB}} = \frac{1,54}{0,1} = 15,4 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{\ell_{BD}} = \frac{1,18}{0,12} = 9,8 \text{ рад/с,}$$

$$\omega_4 = \frac{V_{EC}}{\ell_{CE}} = \frac{0,62}{0,28} = 2,2 \text{ рад/с.}$$

Визначимо напрям ω_2 . Для цього переносимо вектор \overline{ab} швидкості \overline{V}_{BA} в точку B і розглянемо рух точки B відносно точки A . Знаходимо, що ω_2 направлена в цьому положенні за годинниковою стрілкою. Переносимо вектор \overline{V}_B в точку b і бачимо, що ω_3 також направлена за годинниковою стрілкою. Таким же чином перенесемо вектор \overline{V}_{EC} в точку E і знайдемо напрям ω_4 (за годинниковою стрілкою).

ПРИКЛАД 2.4

Побудувати план швидкостей механізму, що відповідає положенню кривошипа OA_3 (Рис.2.2). Визначити величини і напрям швидкостей всіх вказаних на механізмі точок і кутових швидкостей ланок.

Геометричні параметри механізму такі ж як і в прикладі 2.2. Точка “ S_3 ” розташована на середині ланки BC . $n_1 = 48$ об/хв, $\omega_1 = \text{const}$.

Розв’язування

Зобразимо механізм в заданому положенні (рис.2.5).

Для механізму першого класу визначимо швидкість центру шарніра A_1 :

$$V_{A_1} = \omega_1 \cdot \ell_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot \ell_{OA} = \frac{3,14 \cdot 48}{30} \cdot 0,225 = 1,13 \text{ м/с.}$$

Зобразимо цю швидкість відрізком pa_1 (рис.2.6).

Приймаємо $pa_1 = 113$ мм. Тоді масштабний коефіцієнт плану швидкостей

$$\mu_v = \frac{V_{A_1}}{pa_1} = \frac{1,13}{113} = 0,01 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

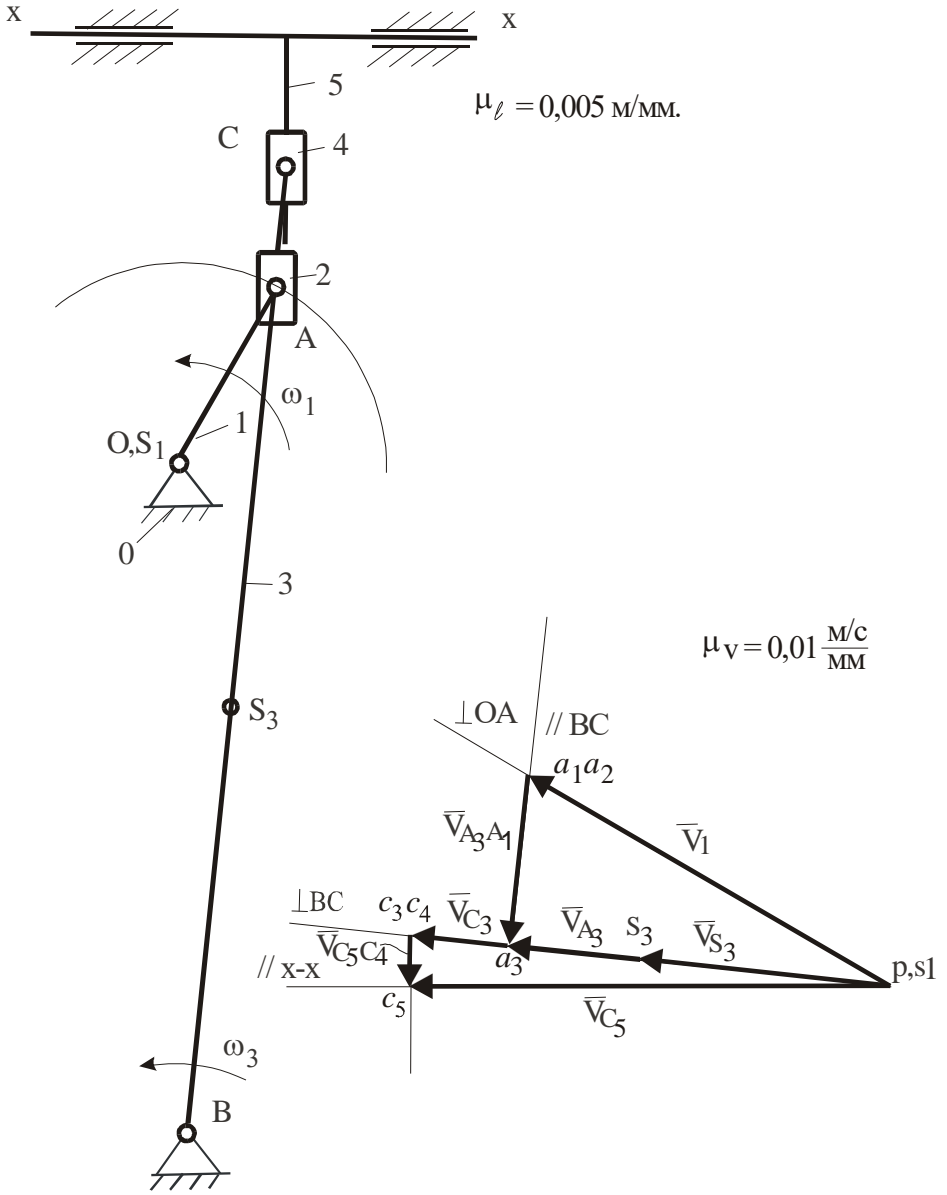


Рис. 2.5 План механізму

Рис. 2.6 План швидкостей

Вектор $\overline{pa_1}$ спрямовуємо перпендикулярно до кривошипа в бік його обертання.

В групі Ассура (2,3) визначаємо швидкість \overline{V}_{A_3} точки куліси A_3 , яка в даний момент збігається з центром шарніра A .

Запишемо векторні рівняння.

$$\begin{cases} \overline{V}_{A_3} = \overline{V}_{A_1} + \overline{V}_{A_3A_1} \\ \overline{V}_{A_3} = \overline{V}_B + \overline{V}_{A_3B} \end{cases}, \quad (2.4)$$

де $V_{A_3A_1}$ - швидкість ковзання точки A_3 куліси відносно центру A_1 шарніра.

$$\overline{V}_{A_3A_1} \parallel BC.$$

V_{A_3B} - швидкість точки в обертальному русі ланки 3 навколо точки B .

$$\overline{V}_{A_3B} \perp BC.$$

Розв'язуємо систему графічно. Через точку " a_1 " проводимо пряму, паралельну до AB , а через полюс " p " проводимо пряму перпендикулярно до AB . На перетині цих прямих помітимо точку " a_3 ". Вектор $\overline{pa_3}$ зображає абсолютну швидкість точки A_3 куліси. Положення точок " S_3 " і " C_3 " на відрізку pa_3 або його продовження визначаємо з теореми подібності.

$$\frac{pa_3}{AB} = \frac{ps_3}{BS_3}, \quad (2.5)$$

$$\frac{108}{162} = \frac{ps_3}{95},$$

$$\text{Звідки} \quad ps_3 = \frac{108 \cdot 95}{162} = 64 \text{ мм.}$$

$$\frac{pa_3}{AB} = \frac{pc_3}{BC}, \quad (2.6)$$

$$\frac{108}{162} = \frac{pc_3}{190},$$

$$\text{Звідки} \quad pc_3 = \frac{108 \cdot 190}{162} = 128 \text{ мм.}$$

В групі Ассура (4,5) визначимо швидкості точок ланки 4. Повзун 4 рухається поступально. Отже швидкості всіх його точок дорівнюють шви-

дкості \bar{V}_{C_3} центру шарніра C . Повзун 5 також рухається поступально. Тому для повзуна 5 досить визначити швидкість однієї точки. Визначимо швидкість точки C_5 , що збігається в даний момент з центром шарніра C_3 . Точка C_5 виконує переносний рух разом з шарніром C_3 з швидкістю \bar{V}_{C_3} і рухається відносно цього шарніра по вертикальній напрямній з швидкістю $\bar{V}_{C_5C_3}$. Тоді

$$\bar{V}_{C_5} = \bar{V}_{C_3} + \bar{V}_{C_5C_3} \quad (2.7)$$

Розглядаючи рух повзуна 5 по відношенню до напрямної $x-x$, запишемо друге векторне рівняння

$$\bar{V}_{C_5} = \bar{V}_{C_0} + \bar{V}_{C_5C_0} \quad (2.8)$$

де $\bar{V}_{C_0} = 0$, тому що напрямна нерухома, $\bar{V}_{C_5C_0} \parallel x-x$.

Розв'язуємо ці рівняння графічно. З точки " c_3 " проводимо вертикальну, а з полюса " p "- горизонтальну пряму. На перетині отримуємо точку " c_5 ". Відрізки c_3c_5 і pc_5 зображують швидкості $\bar{V}_{C_5C_3}$ і \bar{V}_{C_5} відповідно.

З плану швидкостей отримуємо:

$$V_{A_3} = pa_3 \cdot \mu_V = 108 \cdot 0,01 = 1,08 \text{ м/с},$$

$$V_{A_3A_1} = a_1a_3 \cdot \mu_V = 33 \cdot 0,01 = 0,33 \text{ м/с},$$

$$V_{S_3} = ps_3 \cdot \mu_V = 64 \cdot 0,01 = 0,64 \text{ м/с},$$

$$V_{C_3} = pc_3 \cdot \mu_V = 128 \cdot 0,01 = 1,28 \text{ м/с},$$

$$V_{C_5C_3} = c_3c_5 \cdot \mu_V = 14 \cdot 0,01 = 0,14 \text{ м/с},$$

$$V_{C_5} = pc_5 \cdot \mu_V = 126 \cdot 0,01 = 1,26 \text{ м/с}.$$

Величина кутової швидкості куліси 3 дорівнює

$$\omega_3 = \frac{V_{A_3}}{\ell_{AB}} = \frac{V_{A_3}}{AB \cdot \mu_\ell} = \frac{1,08}{162 \cdot 0,005} = 1,3 \text{ рад/с}$$

Напрямок ω_3 покаже вектор $\overline{pa_3}$. Прикладемо цей вектор в точці A_3 і розглянемо рух точки A_3 відносно точки B . Ланка 3 в даному положенні обертається проти ходу годинникової стрілки.

Практичне заняття № 4. 2.3. ПОБУДОВА ПЛАНУ ПРИСКОРЕНЬ

ПРИКЛАД 2.5

Побудувати план прискорень механізму, зображеного на рис. 2.3. Визначити величини і напрям прискорень певних точок механізму і кутових прискорень ланок.

Розв'язування

Зобразимо механізм в заданому положенні (рис.2.7,а).

Визначаємо прискорення a_A точки A , яка виконує рівномірний рух по колу радіуса ℓ_{OA} .

$$a_A = \omega_1^2 \cdot \ell_{OA} = \left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 \cdot \ell_{OA} = \left(\frac{3,14 \cdot 115}{30}\right)^2 \cdot 0,1 = 14,4 \text{ м/с}^2$$

Це прискорення зображується відрізком $\pi a = 72$ мм (рис.2.7,б).

Тоді масштабний коефіцієнт прискорень

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{14,4}{72} = 0,2 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

Оскільки точка A має тільки нормальне прискорення ($\varepsilon_1=0$), то вектор πa спрямовуємо по ланці OA від точки A до точки O .

В групі Ассура (2.3) визначаємо прискорення точки B . Запишемо два векторних рівняння

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \\ \bar{a}_B = \bar{a}_D + \bar{a}_{BD}^n + \bar{a}_{BD}^\tau. \end{cases} \quad (2.9)$$

Прискорення $a_D = 0$, тому що точка D нерухома.

Величини нормальних прискорень обчислюються за формулами:

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{\ell_{AB}} = \frac{1,54^2}{0,1} = 23,7 \text{ м/с}^2$$
$$a_{BD}^n = \frac{V_B^2}{\ell_{BD}} = \frac{1,18^2}{0,12} = 11,6 \text{ м/с}^2$$

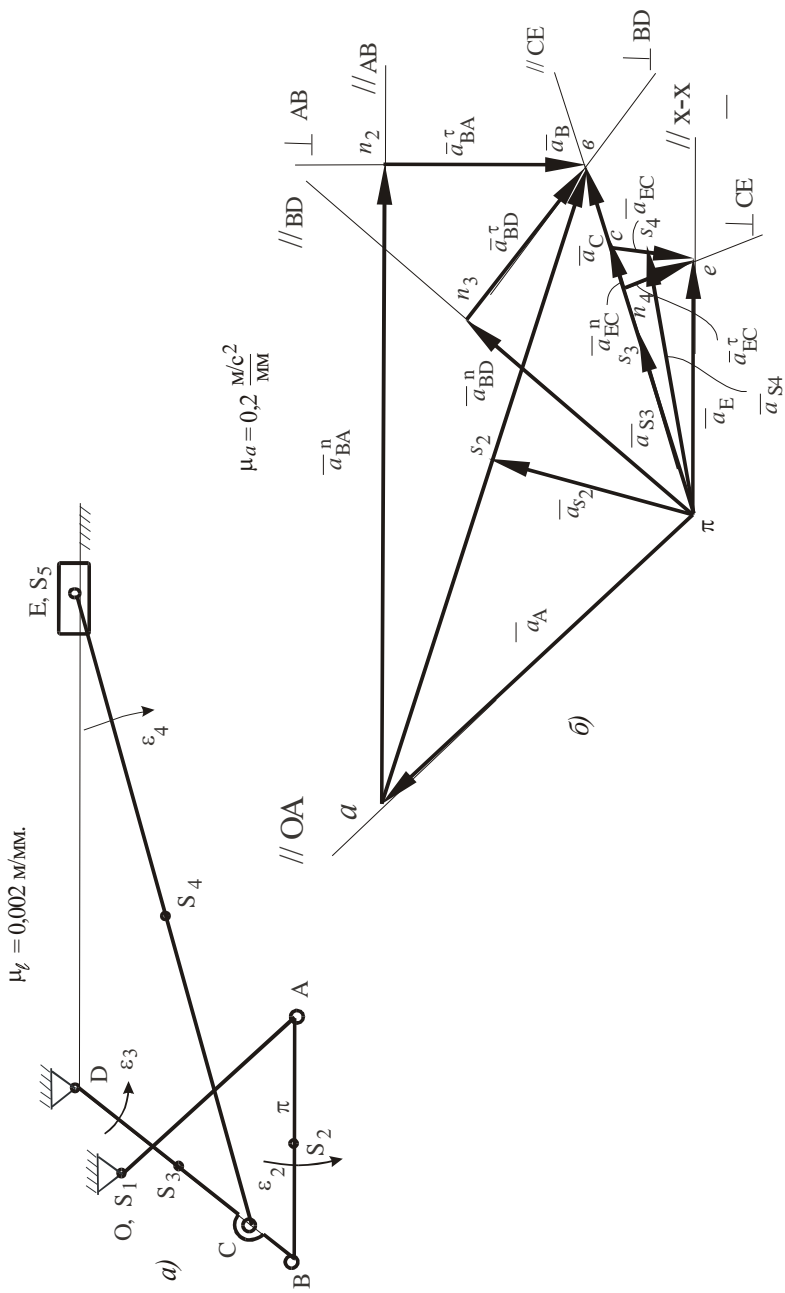


Рис. 2.7 Побудова плану прискорень важільного ме-

В прийнятому масштабі ці прискорення зобразимо відрізками an_2 і πn_3 . Величини цих відрізків дорівнюють

$$an_2 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{23,7}{0,2} = 118,5 \text{ мм},$$

$$\pi n_3 = \frac{a_{BD}^n}{\mu_a} = \frac{11,6}{0,2} = 58 \text{ мм}.$$

Розв'язуємо систему векторних рівнянь (5.13) графічно. З точки “а” відкладаємо відрізок an_2 , який зображає вектор \bar{a}_{BA}^n . Відрізок an_2 проводимо паралельно до ланки AB в напрямі від точки B до точки A . Через точку “ n_2 ” проводимо перпендикулярно до AB пряму, по якій буде спрямований вектор \bar{a}_{BA}^t . Відповідно другому рівнянню (2.9) з полюса “ π ” ($a_D=0$) паралельно BD в напрямі від B до D відкладаємо відрізок πn_3 . Через точку “ n_3 ” перпендикулярно до BD проводимо пряму, по якій буде спрямований вектор \bar{a}_{BD}^t , до перетину в точці “ ϵ ” з прямою, по якій спрямований вектор \bar{a}_{BD}^n . Відрізок $\pi\epsilon$ зображає вектор прискорення точки B - \bar{a}_B . Відрізки “ $n_2\epsilon$ ” і “ $n_3\epsilon$ ” – тангенціальні прискорення \bar{a}_{BA}^t і \bar{a}_{BD}^t . З'єднавши прямою точки “а” і “ ϵ ”, отримаємо відрізок “ $a\epsilon$ ”, що зображає вектор \bar{a}_{BA} .

З теореми подібності точку “ s_2 ” на плані прискорень розташовуємо на середині відрізка “ $a\epsilon$ ”. Відрізок “ πs_2 ” зображає вектор \bar{a}_{s_2} - прискорення точки s_2 . Точку “ s_3 ” на плані прискорень розташовуємо на середині відрізка “ $\pi\epsilon$ ”. Відрізок “ πs_3 ” зображає вектор \bar{a}_{s_3} - прискорення точки s_3 . Положення точки “с” визначаємо на плані прискорень з теореми подібності

$$\frac{\pi\epsilon}{DB} = \frac{\pi c}{DC}; \quad (2.10)$$

$$\frac{72}{60} = \frac{\pi c}{50}; \quad \pi c = \frac{72 \cdot 50}{60} \text{ мм}.$$

Вектор πc зображає прискорення точки “С” – a_C .

В групі (4,5) в першу чергу визначаємо прискорення точки E повзуна 5. З векторного рівняння

$$\vec{a}_E = \vec{a}_C + \vec{a}_{EC}^n + \vec{a}_{EC}^\tau. \quad (2.11)$$

Величину нормального прискорення \vec{a}_{EC}^n визначимо за формулою

$$a_{EC}^n = \frac{V_{EC}^2}{\ell_{CE}} = \frac{0,62^2}{0,28} = 1,37 \text{ м/с}^2.$$

В прийнятому масштабі це прискорення зобразимо відрізком cn_4 . Величину його визначимо з формули

$$cn_4 = \frac{a_{EC}^n}{\mu_a} = \frac{1,37}{0,2} = 6,85 \approx 7 \text{ мм.}$$

Розв'язуємо векторне рівняння (2.11) графічно. З точки “с” плану прискорень відкладаємо відрізок cn_4 паралельно CE в напрямі від точки E до точки C . Через точку “ n_4 ” проводимо перпендикулярно до CE пряму в напрямі вектора \vec{a}_{EC}^τ до перетину в точці “ e ” з прямою, паралельною напрямній $x-x$, що проводиться через полюс “ π ”. Відрізок “ $пе$ ” зображає прискорення точки E - \vec{a}_E . Точку “ s_4 ” розташовуємо на середині відрізка “ ce ” і з'єднуємо її з полюсом “ π ”. План прискорень побудовано. З плану прискорень визначаємо величини прискорень.

$$\begin{aligned} a_g &= \pi v \cdot \mu_a = 72 \cdot 0,2 = 14,4 \text{ м/с}^2, \\ a_c &= \pi c \cdot \mu_a = 60 \cdot 0,2 = 12,0 \text{ м/с}^2, \\ a_{s_2} &= \pi s_2 \cdot \mu_a = 38 \cdot 0,2 = 7,6 \text{ м/с}^2, \\ a_{s_3} &= \pi s_3 \cdot \mu_a = 36 \cdot 0,2 = 7,2 \text{ м/с}^2, \\ a_{s_4} &= \pi s_4 \cdot \mu_a = 57 \cdot 0,2 = 11,4 \text{ м/с}^2, \\ a_E &= \pi e \cdot \mu_a = 59 \cdot 0,2 = 11,8 \text{ м/с}^2, \\ a_{BA}^\tau &= n_2 v \cdot \mu_a = 38 \cdot 0,2 = 7,6 \text{ м/с}^2, \\ a_{BA} &= a v \cdot \mu_a = 124 \cdot 0,2 = 24,8 \text{ м/с}^2, \\ a_{BD}^\tau &= n_3 v \cdot \mu_a = 44 \cdot 0,2 = 8,8 \text{ м/с}^2, \\ a_{EC}^\tau &= n_4 e \cdot \mu_a = 13 \cdot 0,2 = 2,6 \text{ м/с}^2, \\ a_{EC} &= c e \cdot \mu_a = 16 \cdot 0,2 = 3,2 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Величини кутових прискорень $\varepsilon_2, \varepsilon_3, \varepsilon_4$ знаходимо з формул

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{7,6}{0,1} = 76,0 \text{ рад/с}^2,$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BD}^\tau}{l_{BD}} = \frac{8,8}{0,12} = 73,3 \text{ рад/с}^2,$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{EC}^\tau}{l_{EC}} = \frac{3,2}{0,28} = 11,4 \text{ рад/с}^2.$$

Умовно перенесемо вектор \bar{a}_{BA}^τ в точку B і розглянемо рух точки B навколо точки A . Виходячи з цього, знаходимо, що ε_2 спрямовано проти ходу годинникової стрілки. Вектор \bar{a}_{BD}^τ , перенесений в точку B , показує, що кутове прискорення ε_3 направлено проти ходу годинникової стрілки. Перенесемо вектор \bar{a}_{EC}^τ в точку E і знайдемо напрям ε_4 (по годинниковій стрілці).

ПРИКЛАД 2.6

Побудувати план прискорень механізму, що зображений на рис. 2.5. Визначити величини і напрями прискорень певних точок механізму і кутових прискорень ланок.

Розв'язування

Зобразимо механізм і заданому положенні (рис.2.8,а).

Для механізму першого класу визначимо прискорення центру шарніра A

$$a_{A_1} = \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 \cdot l_{OA} = \left(\frac{\pi \cdot 48}{30} \right)^2 \cdot 0,225 = 5,7 \text{ м/с}^2.$$

Це прискорення зображаємо відрізком πa_1 (рис.2.8,б).

Приймаємо $\pi a_1 = 114 \text{ мм}$.

Тоді масштабний коефіцієнт прискорень буде дорівнювати

$$\mu_a = \frac{a_{A_1}}{\pi a_1} = \frac{5,7}{114} = 0,05 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

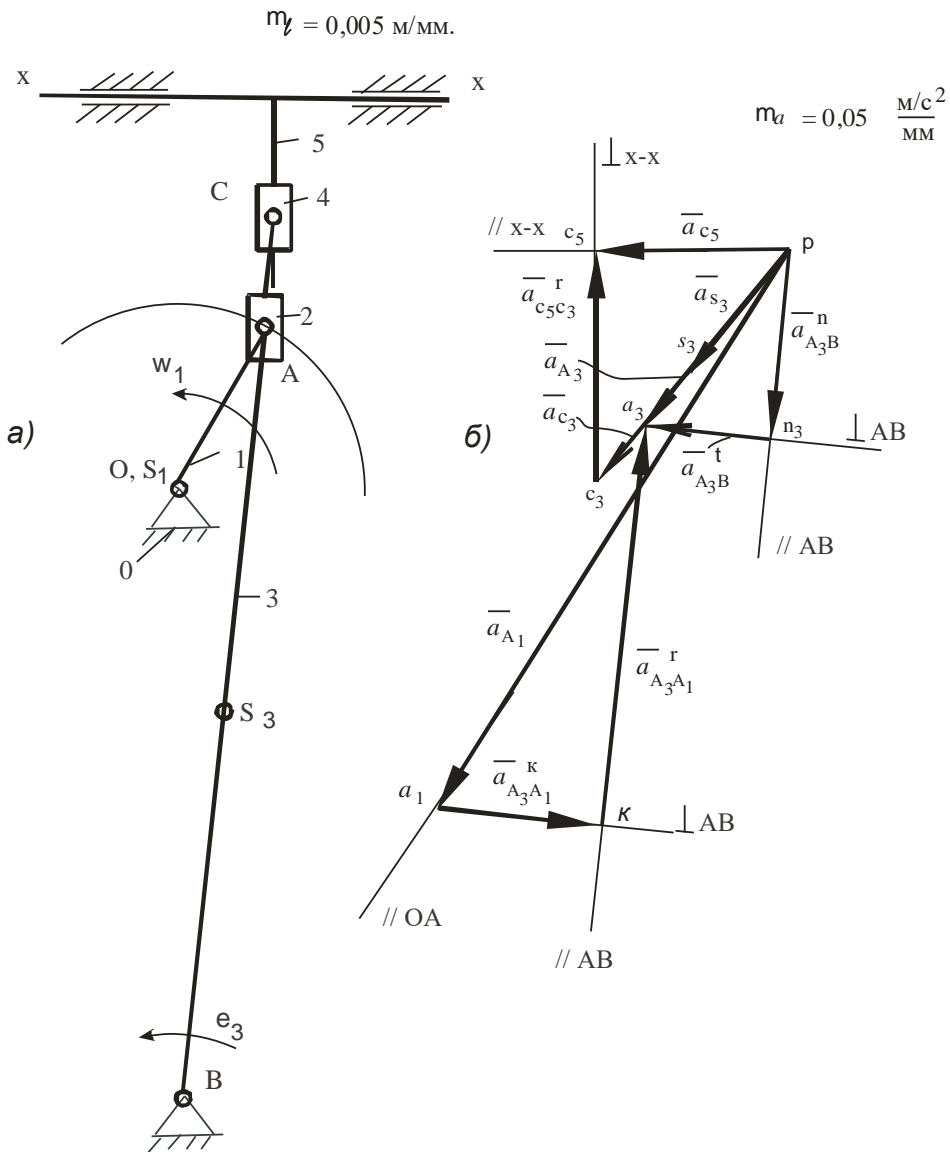


Рис.2.8 Побудова плану прискорень кулісного механізму

З полюса π плану прискорень проводимо відрізок πa_1 паралельний до AO в напрямі від точки A до центру O .

В групі Ассура (2,3) визначимо прискорення \bar{a}_{A_3} точки A_3 куліси 3. Розглядаючи рух точки A_3 по відношенню до центра шарніра A_1 , а після цього по відношенню до центру обертання B куліси, запишемо два векторні рівняння.

$$\begin{cases} \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{A_1} + \bar{a}_{A_3A_1}^r + \bar{a}_{A_3A_1}^k \\ \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_B + \bar{a}_{A_3B}^n + \bar{a}_{A_3B}^\tau \end{cases} \quad (2.12)$$

Тут прискорення a_{A_1} вже знайдено, $a_B = 0$.

Величина прискорення Кориоліса $a_{A_3A_1}^k$ визначається за формулою

$$a_{A_3A_1}^k = 2\omega_3 \cdot V_{A_3A_1} = 2 \cdot 1,3 \cdot 0,33 = 0,86 \text{ м/с}^2.$$

Для визначення напрямку $\bar{a}_{A_3A_1}^k$ потрібно вектор $\bar{V}_{A_3A_1}$ повернути на 90° в напрямі ω_3 .

В прийнятому масштабі прискорення Кориоліса зобразиться відрізком a_{1k} , величина якого дорівнює:

$$a_{1k} = \frac{a_{A_3A_1}^k}{\mu_a} = \frac{0,86}{0,05} = 17 \text{ мм.}$$

Величину нормального прискорення $a_{A_3B}^n$ визначаємо за формулою

$$a_{A_3B}^n = \frac{V_{A_3}^2}{\ell_{AB}} = \frac{1,08^2}{AB \cdot \mu_\ell} = \frac{1,08^2}{162 \cdot 0,005} = 1,44 \text{ м/с}^2.$$

Це прискорення зобразимо відрізком

$$\pi n_3 = \frac{a_{A_3B}^n}{\mu_a} = \frac{1,44}{0,05} = 29 \text{ мм.}$$

Розв'язуємо систему векторних рівнянь графічно. З точки " a_1 " відкладемо відрізок " a_{1k} " і через точку " k " проведемо пряму, паралельну до AB . Тоді з полюсу " π " паралельно AB в напрямку від точки A до точки B відкладемо відрізок πn_3 . Через точку " n_3 " проведемо пряму перпендику-

лярно до AB . На перетині прямих отримаємо точку “ a_3 ”. Вектор $\overline{\pi a_3}$ зображає абсолютне прискорення точки A_3 куліси. $\pi a_3 = 33\text{мм}$.

На відрізку πa_3 і на його продовженні з теореми подібності визначаємо положення точок “ s_3 ” і “ c_3 ”.

$$\frac{\pi a_3}{BA} = \frac{\pi s_3}{BS_3} \quad (2.13)$$

$$\frac{33}{162} = \frac{\pi s_3}{95}; \quad \pi s_3 = \frac{33 \cdot 95}{162} = 19\text{мм}$$

$$\frac{\pi a_3}{BA} = \frac{\pi c_3}{BC} \quad (2.14)$$

$$\frac{33}{162} = \frac{\pi c_3}{190}; \quad \pi c_3 = \frac{33 \cdot 190}{162} = 39\text{мм}$$

В групі Ассура (4,5) визначимо прискорення точки C_5 повзуна 5. Розглядаючи рух повзуна 5 по відношенню до центру шарніра C_3 , а тоді по відношенню до напрямної $x-x$, запишемо два векторних рівняння

$$\begin{cases} \overline{a}_{C_5} = \overline{a}_{C_3} + \overline{a}_{C_5 C_3}^K + \overline{a}_{C_5 C_3}^r \\ \overline{a}_{C_5} = \overline{a}_{C_0} + \overline{a}_{C_5 C_0}^K + \overline{a}_{C_5 C_0}^r \end{cases} \quad (2.15)$$

В системі векторних рівнянь a_{C_3} вже визначено; $\overline{a}_{C_5 C_3}^K = 0$, тому, що напрямна повзуна 4 не обертається ($\omega_4 = \omega_5 = 0$); $\overline{a}_{C_5 C_3}^r$ спрямовано по вертикалі. Напрямна $x-x$ повзуна нерухома, отже $a_{C_0} = 0$, $\overline{a}_{C_5 C_0}^K = 0$, а $\overline{a}_{C_5 C_0}^r$ спрямовано паралельно до $x-x$.

Розв’язуємо систему векторних рівнянь графічно. Через точку “ c_3 ” плану прискорень проводимо вертикальну, а через полюс “ x ” – горизонтальну прями. На перетині отримаємо точку “ c_5 ” – кінець вектора абсолютного прискорення повзуна 5. З плану прискорень знаходимо

$$a_{A_3} = \pi a_3 \cdot \mu_a = 33 \cdot 0,05 = 1,65\text{м/с}^2,$$

$$a_{S_3} = \pi s_3 \cdot \mu_a = 19 \cdot 0,05 = 0,95 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{C_3} = \pi c_3 \cdot \mu_a = 39 \cdot 0,05 = 1,95 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{C_5} = \pi c_5 \cdot \mu_a = 20 \cdot 0,05 = 1,00 \text{ м/с}^2$$

Величина кутового прискорення ε_3 куліси

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3B}^\tau}{\ell_{AB}} = \frac{n_3 a_3 \cdot \mu_a}{AB \cdot \mu_\ell} = \frac{14 \cdot 0,05}{162 \cdot 0,005} = 0,86 \text{ рад/с}^2$$

Напрямок ε_3 визначається напрямком вектора $\vec{a}_{A_3B}^\tau$, якщо його уявно перенести в точку A_3 куліси (ε_3 спрямовано проти ходу годинникової стрілки).

3. КІНЕТОСТАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ

Практичне заняття № 5. 3.1. ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ ІНЕРЦІЇ І МОМЕНТІВ СИЛ ІНЕРЦІЇ

ПРИКЛАД 3.1

Визначити сили інерції і моменти сил інерції ланок.

Задаються: геометричні параметри механізму (див. приклад 2.1; план прискорень на рис. 2.7), $m_2=15$ кг, $m_3=20$ кг, $m_4=85$ кг, $m_5=450$ кг, $I_1=I_3=1,0$ кг \cdot м 2 , $I_2=0,40$ кг \cdot м 2 , $I_4=32$ кг \cdot м 2 , $P_c=1400$ Н.

Розв'язування

Зобразимо механізм в заданому положенні (рис.3.1)

Сили інерції ланок прикладені в центрах мас ланок і спрямовані протилежно прискоренням центрів мас ланок .

Обчислимо модулі сил інерції (величини прискорень центрів мас взяті з прикладу 2.5).

$$F_2^i = m_2 \cdot a_{S_2} = 15 \cdot 7,6 = 114 \text{ Н},$$

$$F_3^i = m_3 \cdot a_{S_3} = 20 \cdot 7,2 = 144 \text{ Н},$$

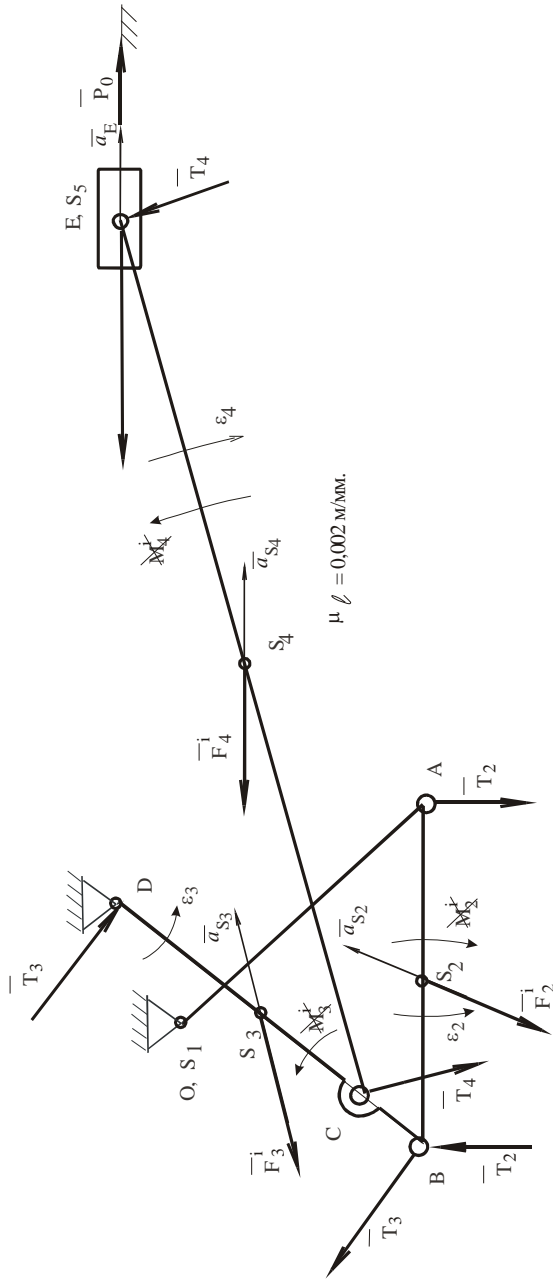


Рис. 3.1. Сили інерції і моменти сил інерції.

$$F_4^i = m_4 \cdot a_{S_4} = 85 \cdot 11,4 = 969 \text{Н},$$

$$F_5^i = m_5 \cdot a_E = 450 \cdot 11,8 = 5310 \text{Н}$$

Моменти сил інерції спрямовані протилежно кутовим прискоренням. Обчислимо величини моментів сил інерції (величини кутових прискорень взяті з прикладу 2.5).

$$M_1^i = I_1 \cdot \varepsilon_1 = 0, \text{ тому що } \omega_1 = \text{const.}$$

$$M_2^i = I_2 \cdot \varepsilon_2 = 0,4 \cdot 76 = 30,4 \text{Нм},$$

$$M_3^i = I_3 \cdot \varepsilon_3 = 1,0 \cdot 73,3 = 73,3 \text{Нм},$$

$$M_4^i = I_4 \cdot \varepsilon_4 = 11,4 \cdot 32 = 364,8 \text{Нм}.$$

Моменти сил інерції зобразимо парами сил, модулі яких рівні, а сили перпендикулярні до відповідних ланок.

$$T_2 = \frac{M_2^i}{\ell_{AB}} = \frac{30,4}{0,1} = 304 \text{Н},$$

$$T_3 = \frac{M_3^i}{\ell_{DB}} = \frac{73,3}{0,12} = 610 \text{Н},$$

$$T_4 = \frac{M_4^i}{\ell_{CE}} = \frac{364,8}{0,28} = 1303 \text{Н}.$$

Схема механізму з прикладеними силами інерції і моментами сил інерції приведена на рис.3.1.

ПРИКЛАД 3.2

Визначити сили інерції і моменти сил інерції для кулісного механізму.

Задані: геометричні параметри механізму (див. приклад 2.2; план прискорень на рис. 2.8). $m_2=20$ кг, $m_3=40$ кг, $m_4=15$ кг, $m_5=50$ кг, $I_{S1}= 1$ кг·м², $I_{S3}= 2$ кг·м², $P_c=500$ Н.

Розв'язування

Сили інерції спрямовані протилежно векторам прискорень центрів мас, а модулі їх дорівнюють:

$$F_2^i = m_2 \cdot a_{A1} = 20 \cdot 5,7 = 114 \text{Н},$$

$$F_3^i = m_3 \cdot a_{S3} = 40 \cdot 0,95 = 38 \text{Н},$$

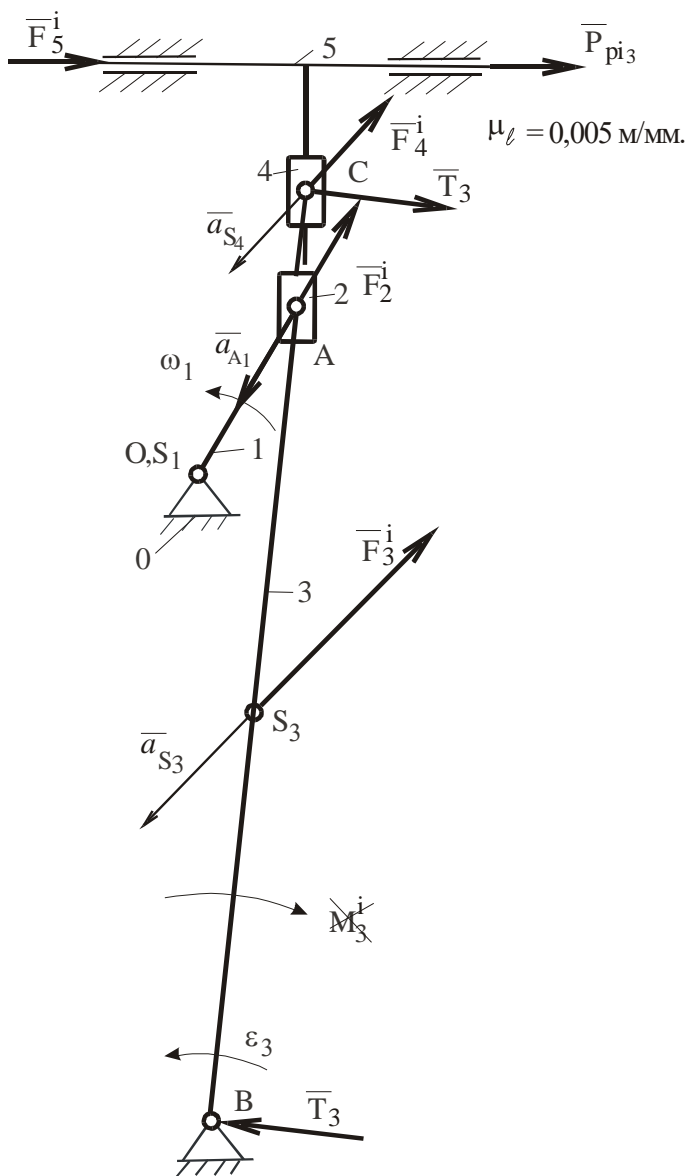


Рис. 3.2 Сили інерції і моменти сил інерції

$$F_4^i = m_4 \cdot a_{s4} = 15 \cdot 1,95 = 29 \text{Н},$$

$$F_5^i = m_5 \cdot a_{s5} = 50 \cdot 1,0 = 50 \text{Н}.$$

Момент сил інерції, прикладений до куліси 3, направлений протилежно кутовому прискоренню куліси. Величина його дорівнює

$$M_3^i = I_3 \cdot \varepsilon_3 = 2 \cdot 0,86 = 1,72 \text{Нм}.$$

Цей момент зобразимо парою сил, модулі яких обчислюються за формулою

$$T_3 = \frac{M_3^i}{\ell_{BC}} = \frac{1,72}{0,95} = 1,8 \text{Н}.$$

Схема механізму з прикладеними силами інерції і моментом сил інерції показана на рис.3.2.

3.2. ПОБУДОВА ПЛАНУ СИЛ ДЛЯ СТРУКТУРНОЇ ГРУПИ АССУРА ДРУГОГО КЛАСУ І ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ

ПРИКЛАД 3.3

Визначити реакції в кінематичних парах і побудувати плани сил для структурних груп Ассура другого класу.

Схему механізму і вихідні дані взяти з прикладу 3.1.

Розв'язування

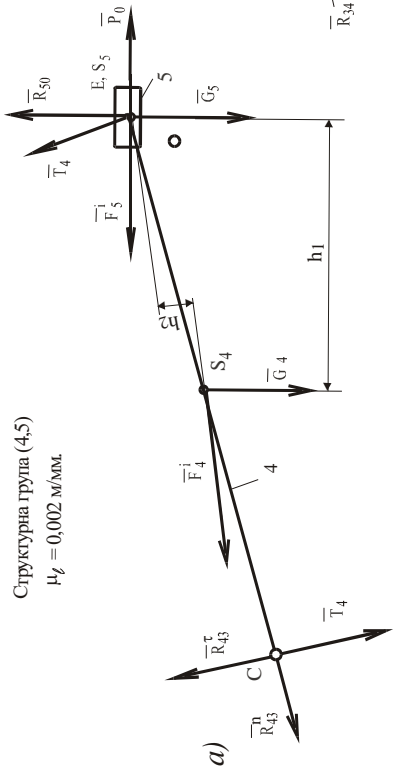
Розчленуємо механізм на структурні групи Ассура і механізм I класу - (0,1), (2,3), (4,5). Розрахунок починаємо з останньої групи (4,5). Прикладаємо всі діючі сили, тобто сили ваги, сили інерції і моменти сил інерції (рис.3.3).

Розруйнуємо шарнір C і напрямну повзуна E. Щоб не порушити рівноваги групи (4,5), прикладемо сили реакцій з боку відкиннутих ланок. В шарнірі C силу \bar{R}_{43} зобразимо нормальною \bar{R}_{43}^n і тангенціальною \bar{R}_{43}^r складовими. В поступальній парі прикладаємо реакцію \bar{R}_{50} перпендикулярно напрямній.

Складаємо векторне рівняння (3.1) рівноваги групи.

Структурна група (4,5)

$\mu_r = 0,002 \text{ Н/мм.}$



Структурна група (2,3)

$\mu_r = 0,002 \text{ Н/мм.}$

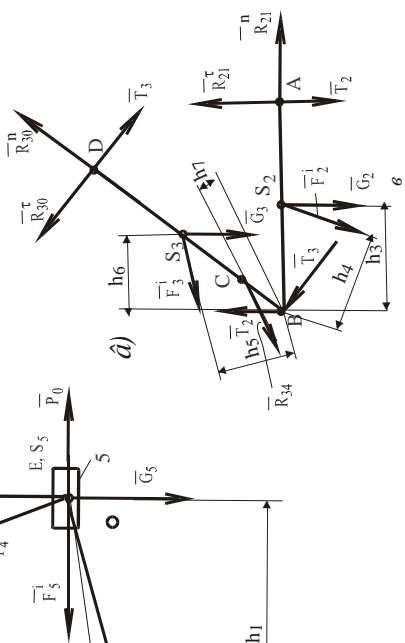


Рис. 3.3 Побудова планів сил груп Ассур (2,3)

$$\bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{43}^\tau + \bar{G}_4 + \bar{F}_4^i + \bar{G}_5 + \bar{F}_5^i + \bar{P}_0 + \bar{R}_{50} = 0 \quad (3.1)$$

Складову \bar{R}_{43}^τ визначимо з рівняння рівноваги моментів всіх сил, що діють на ланку 4 відносно точки E .

$$\sum m_E(\bar{F}_K) = 0; \quad -R_{43}^\tau \cdot CE + T_4 \cdot CE + G_4 \cdot h_1 - F_4^i \cdot h_2 = 0.$$

З креслення маємо: $CE=140\text{мм}$, $h_1=68\text{мм}$, $h_2=12\text{мм}$.

Тоді

$$R_{43}^\tau = \frac{T_4 \cdot CE + G_4 h_1 - F_4^i h_2}{CE} = \frac{1303 \cdot 140 + 85 \cdot 9,81 \cdot 68 - 969 \cdot 12}{140} = 1625$$

Н

По векторному рівнянню (3.1) побудуємо силовий багатокутник в масштабі $\mu_P=80\text{ Н/мм}$. Тоді сили визначаються на кресленні відрізками:

$$av = \frac{R_{43}^\tau}{\mu_P} = \frac{1625}{80} = 20,3\text{ мм};$$

$$de = \frac{F_5^i}{\mu_P} = \frac{5310}{80} = 66,4\text{ мм};$$

$$vc = \frac{G_4}{\mu_P} = \frac{85 \cdot 9,81}{80} = 10,4\text{ мм};$$

$$ef = \frac{G_5}{\mu_P} = \frac{450 \cdot 9,81}{80} = 55,2\text{ мм};$$

$$cd = \frac{F_4^i}{\mu_P} = \frac{969}{80} = 12,1\text{ мм};$$

$$fk = \frac{P_C}{\mu_P} = \frac{1400}{80} = 17,5\text{ мм}.$$

Побудова силового багатокутника.

Проводимо пряму, паралельну ланці CE . З точки “ a ”, що лежить на цій прямій, під прямим кутом відкладаємо відрізок “ av ”. Відрізок “ av ” зображує в масштабі реакцію \bar{R}_{43}^τ . З точки “ v ” відкладемо силу \bar{G}_4 - відрізок “ vc ”. З точки “ c ” - силу \bar{F}_4^i - відрізок “ cd ”. Тоді послідовно відкладаємо силу \bar{F}_5^i - відрізок “ de ”, силу \bar{G}_5 - відрізок “ fe ” і силу \bar{P}_0 - відрізок “ fk ”. Знаючи напрям реакції \bar{R}_{50} , з точки “ k ” проводимо пряму, паралельну \bar{R}_{50} до перетину в точці “ l ” з прямою, паралельною CE . Відрізок “ la ” зображує в масштабі реакцію R_{43}^n , “ lv ” - реакцію \bar{R}_{43} , “ kl ” - реакцію \bar{R}_{50} , а відрізок “ ld ” - реакцію ланки 4 на ланку 5 - \bar{R}_{45} .

З плану сил групи (4.5) знаходимо \bar{R}_{43}^n , \bar{R}_{43} , \bar{R}_{50} , \bar{R}_{45} .

$$R_{43}^n = \mu_p \cdot \ell a = 80 \cdot 69 = 5520 \text{Н},$$

$$R_{43} = \mu_p \cdot \ell b = 80 \cdot 72 = 5760 \text{Н},$$

$$R_{50} = \mu_p \cdot \kappa \ell = 80 \cdot 30 = 2400 \text{Н},$$

$$R_{45} = \mu_p \cdot \ell d = 80 \cdot 56 = 4480 \text{Н}.$$

Для визначення реакцій в точках A і D зруйнуємо шарніри A і D . Розглянемо рівновагу групи (2.3). Прикладемо реакції з боку відкинутих ланок. В шарнірі A сили \bar{R}_{21}^n і \bar{R}_{21}^r , а в шарнірі D сили \bar{R}_{30}^n і \bar{R}_{30}^r . Крім цього, в точці C прикладемо силу \bar{R}_{34} , що по величині дорівнює знайденій реакції \bar{R}_{43} , але протилежно спрямована. Також прикладемо сили інерції, сили ваги і моменти сил інерції. Складемо рівняння рівноваги:

$$\bar{R}_{30}^r + \bar{R}_{30}^n + \bar{G}_3 + \bar{F}_3^i + \bar{R}_{34} + \bar{G}_2 + \bar{F}_2^i + \bar{R}_{21}^r + \bar{R}_{21}^n = 0. \quad (3.2)$$

Складову \bar{R}_{21}^r знайдемо з рівняння моментів всіх сил, що діють на ланку 2 відносно точки B .

$$\sum m_B(\bar{F}_K) = 0,$$

$$R_{21}^r \cdot AB - T_2 \cdot AB - G_2 \cdot h_3 - F_2^i \cdot h_4 = 0.$$

З креслення: $AB=50\text{мм}$, $h_3=25\text{мм}$, $h_4=24\text{мм}$.

$$\begin{aligned} R_{30}^r &= \frac{T_2 \cdot AB + G_2 h_3 + F_2^i \cdot h_4}{AB} = \\ &= \frac{304 \cdot 50 + 15 \cdot 9,81 \cdot 25 + 114 \cdot 24}{50} = 432 \text{Н}. \end{aligned}$$

Складову \bar{R}_{30}^r знайдемо з рівняння моментів всіх сил, що діють на ланку 3 відносно точки B .

$$\sum m_B(\bar{F}_K) = 0, \quad R_{30}^r \cdot BD + T_3 \cdot BD - G_3 \cdot h_6 - F_3^i \cdot h_5 + R_{34} \cdot h_1 = 0.$$

З креслення: $BD=60\text{мм}$, $h_5=19\text{мм}$, $h_6=19\text{мм}$, $h_7=4\text{мм}$.

$$\begin{aligned} R_{30}^r &= \frac{T_3 \cdot BD + G_3 h_6 - F_3^i \cdot h_5 - R_{34} \cdot h_1}{BD} = \\ &= \frac{610 \cdot 60 + 20 \cdot 9,81 \cdot 19 - 144 \cdot 19 - 5760 \cdot 4}{60} = 242,5 \text{Н}. \end{aligned}$$

По векторному рівнянню (3.2) сил, що діють на групу (2,3), побудуємо силовий багатокутник в масштабі $\mu_P=50$ Н/мм. При цьому масштабі сили визначаються на рисунку відрізками:

$$av = \frac{R_{30}}{\mu_P} = \frac{242}{50} = 5 \text{ мм}; \quad de = \frac{R_{34}}{\mu_P} = \frac{5760}{50} = 115$$

мм;

$$bc = \frac{G_3}{\mu_P} = \frac{20 \cdot 9,81}{50} = 4 \text{ мм}; \quad fk = \frac{F_2^i}{\mu_P} = \frac{114}{50} = 2 \text{ мм};$$

$$cd = \frac{F_3^i}{\mu_P} = \frac{144}{50} = 3 \text{ мм}; \quad k\ell = \frac{R_{21}^r}{\mu_P} = \frac{432}{50} = 9 \text{ мм};$$

$$ef = \frac{G_2}{\mu_P} = \frac{15 \cdot 9,81}{50} = 3 \text{ мм}.$$

Для побудови плану сил групи (2,3) проводимо пряму, паралельну до ланки BD . З точки “ a ”, що лежить на цій прямій, послідовно відкладаємо відрізки, які в прийнятому масштабі зображають сили, прикладені до ланок групи. Спочатку відкладаємо відрізок “ av ”, перпендикулярно до ланки BD . Тоді послідовно відрізки “ bc ”, “ cd ”, “ de ”, що відповідають силам \bar{G}_3 , \bar{F}_3^i , \bar{R}_{34} . З точки “ k ” відкладаємо відрізок “ $k\ell$ ”, що зображає \bar{R}_{21}^r і через точку “ ℓ ” проводимо пряму, паралельну ланці AB до перетину в точці “ m ” з прямою, що паралельна до ланки BD . План сил групи (2,3) побудовано.

З плану сил групи (2,3) знаходимо \bar{R}_{30}^n , \bar{R}_{30} , R_{21}^n , \bar{R}_{21} , R_{23} .

$$R_{30}^n = ma \cdot \mu_P = 76 \cdot 50 = 3800 \text{ Н};$$

$$R_{30} = m\bar{v} \cdot \mu_P = 77 \cdot 50 = 3850 \text{ Н};$$

$$R_{21}^n = \ell m \cdot \mu_P = 58 \cdot 50 = 2900 \text{ Н};$$

$$R_{21} = km \cdot \mu_P = 59 \cdot 50 = 2950 \text{ Н};$$

$$R_{23} = \ell m \cdot \mu_P = 58 \cdot 50 = 2900 \text{ Н}.$$

В результаті кінетостатичного аналізу груп (4,5) і (2,3) визначені реакції в кінематичних парах E , D , A і B .

**Практичне заняття № 6. 3.3. ВИЗНАЧЕННЯ
ЗРІВНОВАЖУЮЧОЇ СИЛИ ТА РЕАКЦІЇ В ПІДШИПНИКУ
МЕХАНІЗМУ ПЕРШОГО КЛАСУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПЛАНУ
СИЛ**

ПРИКЛАД 3.4

Враховуючи дані прикладу 3.3, за допомогою плану сил визначити зрівноважуючу силу і реакцію в підшипнику механізму першого класу. Зрівноважуюча сила повинна бути прикладена в точці А кривошипу і спрямована перпендикулярно до нього.

Розв'язування

При визначенні потрібних величин використаємо результати попереднього прикладу. В прикладі 3.3. визначена сила \bar{R}_{21} , з якою кривошип 1 діє на ланку 2. Отже відома і сила \bar{R}_{12} , з якою ланка 2 діє на кривошип 1.

Визначимо зрівноважуючу силу \bar{P}_{3p} , вважаючи, що вона прикладена в точці А кривошипа і перпендикулярна до нього. Складемо рівняння рівноваги моментів всіх діючих сил на кривошип відносно точки О.

$$P_{3p} \cdot OA - R_{12} \cdot h = 0 \quad (3.3)$$

З креслення (рис.3.4) маємо: $OA = 50$ мм, $h = 41,5$ мм.

Тоді

$$P_{3p} = \frac{R_{12} \cdot h}{OA} = \frac{2950 \cdot 41,5}{50} = 2449 \text{Н}$$

Зруйнуємо шарнір О і прикладемо реакцію \bar{R}_{10} . Розглядаючи рівновагу кривошипа, складемо рівняння

$$\bar{R}_{10} + \bar{R}_{3p} + \bar{R}_{12} = 0. \quad (3.4)$$

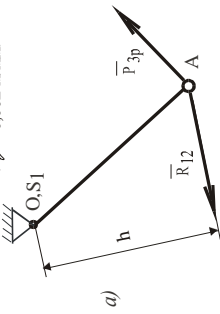
Побудуємо силовий багатокутник (план сил), з якого знайдемо величину і напрям сили R_{01} . Масштаб плану сил $\mu_p = 50 \text{Н/мм}$.

З плану сил маємо

$$R_{10} = ac \cdot \mu_p = 32 \cdot 50 = 1600 \text{Н}$$

Механізм першого класу.

$$\mu_f = 0,002 \text{ м/мм.}$$



План сил групи (0,1).

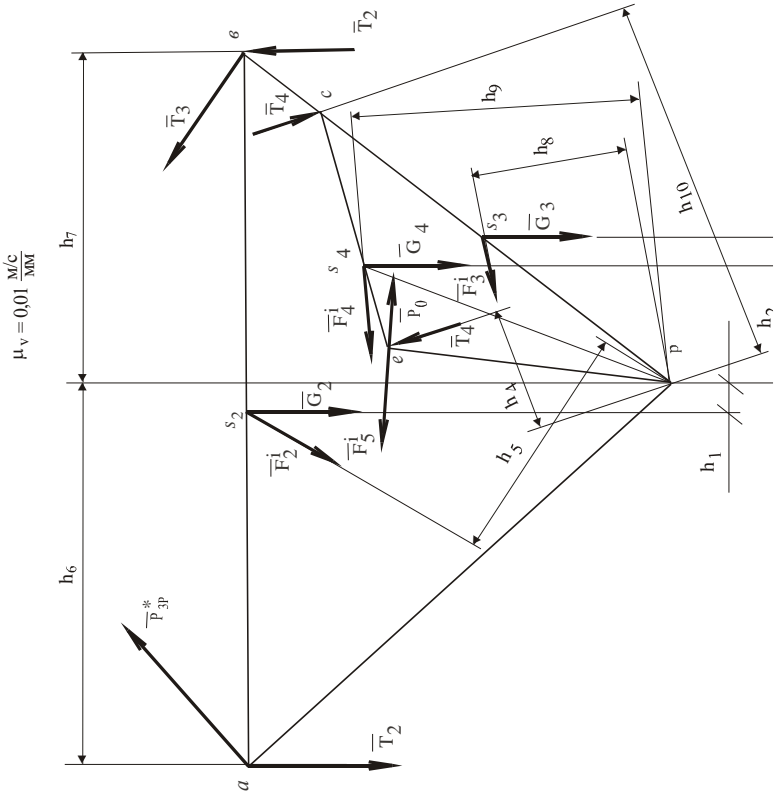
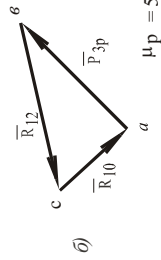


Рис.3.4 Побудова плану сил для механізму I класу.

Рис.3.5 Важіль Жуковсь-

3.4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗРІВНОВАЖУЮЧОЇ СИЛИ ЗА ДОПОМОГОЮ ВАЖЕЛЯ ЖУКОВСЬКОГО

В випадку, коли нема необхідності знаходити реакції в кінематичних парах, а потрібно визначити P_{3P} , користуються теоремою Жуковського. Теорема формулюється таким чином: “Якщо всі сили, що діють на рухомі ланки механізму, в тому числі сили інерції і зрівноважуючу, прикласти в відповідних точках до повернутого на 90° плану швидкостей, то сума моментів всіх сил відносно полюса плану швидкостей буде дорівнювати нулю”.

ПРИКЛАД 3.5

Для механізму, зображеного на рис.3.1, визначити величину P_{3P}^* , прикладену в точці А кривошипа, методом Жуковського.

Розв'язування

В масштабі $\mu_V = 0,01 \frac{\dot{i}/\ddot{n}}{\ddot{n}}$ будемо повернутий на 90° план швидкостей (рис.3.5) і в відповідних точках прикладаємо всі зовнішні сили: сили інерції, моменти сил інерції і P_{3P}^* . Моменти сил інерції заміняємо парами сил. Складемо рівняння рівноваги моментів відносно полюса плану швидкостей.

$$\sum m_P(\bar{F}_K) = 0;$$

$$-P_{3P}^* \cdot pa + T_2 \cdot h_6 + G_2 \cdot h_1 + F_2^i h_5 + F_5^i \cdot pe + T_4 \cdot h_4 +$$

$$+ F_3^i h_8 - G_3 h_3 - G_4 h_2 + F_4^i \cdot h_9 - T_4 h_{10} + T_3 p\vartheta + T_2 h_1 = 0.$$

З креслення: $h_1=4\text{мм}$, $h_2=32\text{мм}$, $h_3=38\text{мм}$, $h_4=16\text{мм}$, $h_5=29\text{мм}$,
 $h_6=78\text{мм}$, $h_7=76\text{мм}$, $h_8=37\text{мм}$, $h_9=63\text{мм}$, $h_{10}=9\text{мм}$,
 $pa=120\text{мм}$, $pe=60\text{мм}$, $p\vartheta=118\text{мм}$.

$$P_{3P}^* = \frac{T_2 h_6 + G_2 h_1 + F_2^i h_5 + F_5^i pe - P_C pe + T_4 h_4 + F_3^i h_8}{pa} +$$

$$+ \frac{G_3 h_3 - G_4 h_2 + F_4^i h_9 - T_4 h_{10} + T_3 p\vartheta + T_2 h_1}{pa} =$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{304 \cdot 78 + 147 \cdot 4 + 114 \cdot 29 + 5310 \cdot 60 - 1400 \cdot 60 + 1303 \cdot 12 + 144 \cdot 37 - 196 \cdot 38}{120} \\
 &\quad - \frac{834 \cdot 32 + 969 \cdot 63 - 1303 \cdot 79 + 610 \cdot 118 + 304 \cdot 76}{120} = \\
 &= \frac{523301 - 221073}{120} = 2517 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

Похибка в визначенні зрівноважуючої сили складає:

$$\frac{P_{3P}^* - P_{3P}}{P_{3P}} \cdot 100\% = \frac{2518 - 2449}{2518} \cdot 100\% = 2,7\%, \text{ тобто менш, ніж } 5\%,$$

що допускається.

4. ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ ВАЖЛИВОГО МЕХАНІЗМУ ЗА КОЕФІЦІЄНТОМ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ

Практичне заняття № 7. 4.1. ВИЗНАЧЕННЯ ЗВЕДЕНОЇ СИЛИ І ЗВЕДЕНОГО МОМЕНТУ СИЛ ОПОРУ І ВАГИ

ПРИКЛАД 4.1.

Визначити зведену силу і зведений момент сил ваги в сили корисного опору для механізму, зображеного на рис.2.1.

Задані: $V_A=1,2\text{м/с}$, $m_2=15\text{кг}$, $m_3=20\text{кг}$, $m_4=85\text{кг}$, $m_5=450\text{кг}$, $P_0=1400\text{Н}$.

Розв'язування

Для заданого положення механізму (рис.4.1) будуємо план швидкостей в масштабі $\mu_V = 0,01 \frac{\text{і/ñ}}{\text{іі}}$. Прикладаємо в точках S_2, S_3, S_4, S_5 сили ваги $\bar{G}_2, \bar{G}_3, \bar{G}_4, \bar{G}_5$. В точці “e” прикладаємо силу опору \bar{P}_C , а в точці “a” зведену силу \bar{P}_{3B} , перпендикулярно до кривошипу і спрямовану назустріч руху кривошипа. Повертаємо всі сили навколо точок їх прикладення на 90° по ходу годинникової стрілки. На кресленні (рис.4.2) вимірюємо відрізки pe, pa, h_1, h_2, h_3 . Складаємо рівняння моментів сил, прикладених до плану швидкостей відносно полюса.

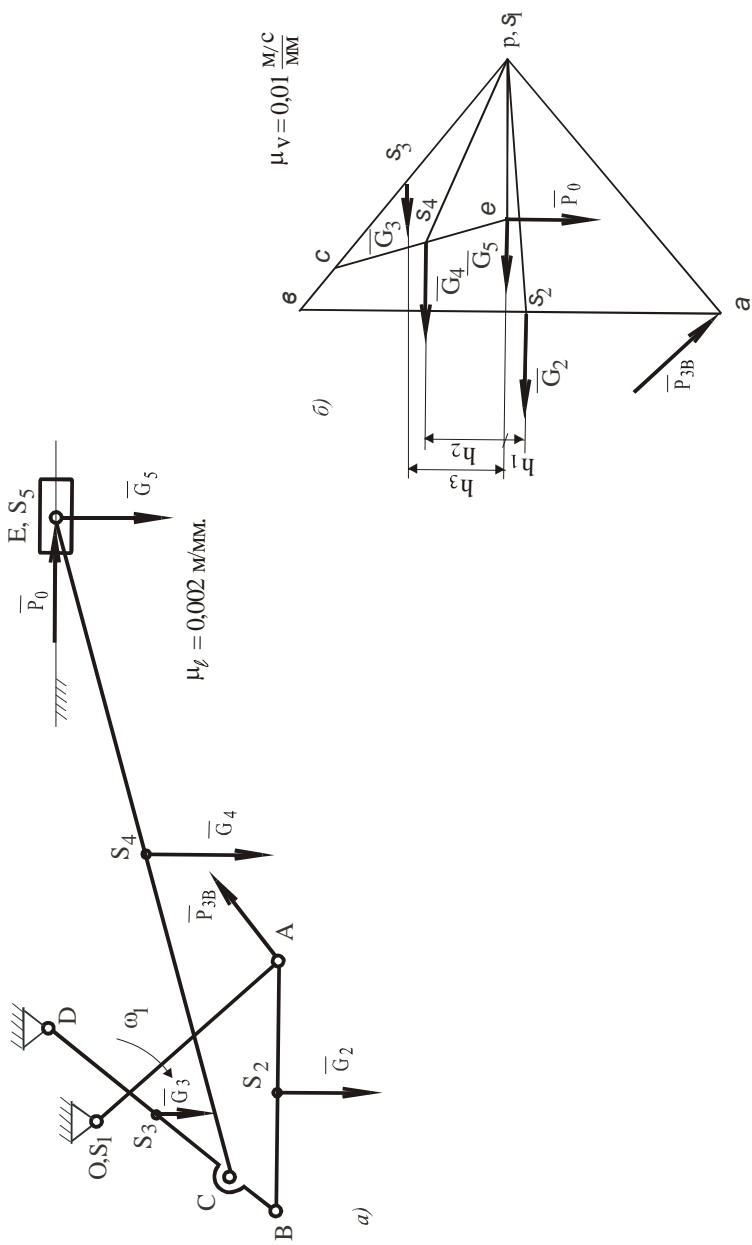


Рис.4.1 План механізму

Рис.4.2 Важіль Жуковсь-

З креслення: $pa=120\text{мм}$, $pe=60\text{мм}$, $h_1=6\text{мм}$, $h_2=29\text{мм}$, $h_3=34\text{мм}$.

$$\sum m_p(\bar{F}_K) = 0; \quad -P_{3B}^* \cdot pa + P_0 \cdot pe - G_2 \cdot h_1 + G_4 h_2 + G_3 h_3 = 0.$$

$$P_{3B} = \frac{P_0 pe - G_2 h_1 + G_4 h_2 + G_3 h_3}{pa} = \frac{1400 \cdot 60 - 15 \cdot 9,81 \cdot 6}{120} + \frac{85 \cdot 9,81 \cdot 29 + 20 \cdot 9,81 \cdot 34}{120} = \frac{1139694}{120} = 949,7 \text{ Н.}$$

Зведений момент сил опору дорівнює

$$\dot{I}_{\dot{C}\dot{A}} = D_{\dot{C}\dot{A}} \cdot \ell_{\dot{I}\dot{A}} = 949,7 \cdot 0,1 = 94,97 \text{ Нм.}$$

Величини P_{3B} і M_{3B} для решти положень механізму визначаються аналогічно. На рис. 4.3 подано графік залежності зведеного моменту M_{3B} від кута повороту φ_{OA} кривошипа. Для зручності додатні значення M_{3B} відкладені вверх від осі абсцис. Графік $M_{3B} = M_{3B}(\varphi_{OA})$ побудовано в масштабі μ_m і μ_φ .

$$\mu_m = \frac{M_{3B}}{3 - z_1}, \quad (4.3)$$

де M_{3B} – зведений момент, Нм,

3- z_1 – відрізок, що зображає цей момент, мм.

$$\mu_m = \frac{94,97}{94,97} = 1,0 \text{ Нм/мм.}$$

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{0-12} = \frac{2\pi}{120} = 0,0523 \text{ рад/мм.} \quad (4.4)$$

Тут 0-12 – відрізок, рівний 120 мм, що зображає кут повороту кривошипу за один цикл.

4.2. ПОБУДОВА ДІАГРАМИ РОБІТ СИЛ ОПОРУ І ВАГИ ТА РУШІЙНОЇ СИЛИ

ПРИКЛАД 4.2.

При побудові діаграм використати графік $M_{3B} = M_{3B}(\varphi_{OA})$ прикладу 4.1.

Розв'язування

Побудова діаграми робіт сил опору і ваги $A_0 = A_0(\varphi_{OA})$, діючих на механізм, виконується графічним інтегруванням кривої $M_{3B} = M_{3B}(\varphi_{OA})$.

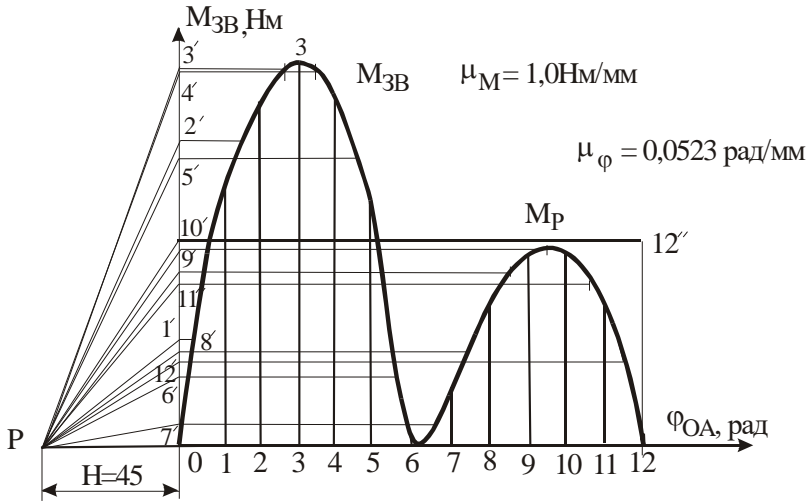


Рис. 4.3. Залежність M_{3B} від кута повороту кривошипа.

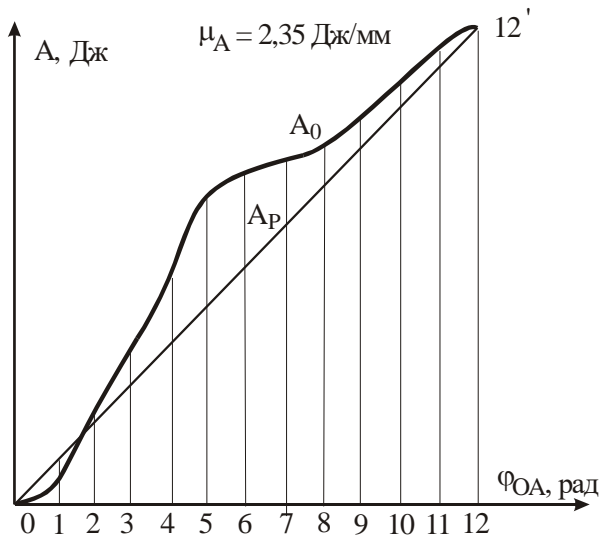


Рис. 4.4. Діаграма робіт сил рушійних та сил опору.

Площа графіка M_{3B} ділиться вертикальними прямими на ділянки 0-1, 1-2, 2-3, ..., 11-12 (рис.4.3). З середини кожної ділянки проводимо перпендикуляри до перетину з кривою M_{3B} . Отримані точки перетину проектуємо на вісь M_{3B} . З полюса P , взятого на відстані $H=45$ мм зліва від осі координат, проводимо в спроектовані точки промені $P1', P2', \dots, P11'$. Тоді в системі координат $A-\varphi_{OA}$, починаючи від 0, на кожній ділянці послідовно проводимо відрізки, паралельні відповідним променям (рис.4.4). Отримаємо ломану лінію, яка є системою хорд інтегральної кривої. Ця інтегральна крива буде діаграмою $A_0=A_0(\varphi_{OA})$. З'єднавши плавною кривою вершини ломаної лінії, отримаємо діаграму робіт сил опору і сил ваги. Масштаб цього графіка визначається за формулою

$$\mu_A = \mu_m \cdot \mu_\varphi \cdot H = 1 \cdot 0,0523 \cdot 45 = 2,35 \text{ Дж/мм.} \quad (4.5)$$

При усталеному режимі роботи механізму робота рушійних сил за один оберт кривошипа дорівнює роботі сил опору. За цією умовою діаграма $A_P=A_P(\varphi_{OA})$ робіт рушійних сил є похилою прямою, що з'єднує початок координат з кінцевою точкою відрізка 12-12' (рис.4.4).

Діаграму $M_P=M_P(\varphi_{OA})$ отримаємо графічним диференціюванням діаграми $A_P=A_P(\varphi_{OA})$. Для цього з полюса “ p ” діаграми зведених моментів сил опору і сил ваги проводимо промінь, паралельний прямій $A_P(\varphi_{OA})$ до перетину з віссю координат M_{3B} . Тоді з точки перетину проводимо пряму, паралельну осі абсцис. Це і буде діаграма $M_P=M_P(\varphi_{OA})$.

4.3. ПОБУДОВА ДІАГРАМИ ПРИРОЩЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ МЕХАНІЗМУ

ПРИКЛАД 4.3.

Побудувати діаграму прирощення кінетичної енергії механізму $\Delta T = \Delta T(\varphi_{OA})$, використовуючи діаграму робіт прикладу 4.2.

Розв'язування

Зображаємо систему координат $\Delta T(\varphi_{OA})$, спрямувавши додатні значення вісі ΔT вертикально вгору, в вісь φ_{OA} зліва направо (рис.4.5). З точок 0, 1, 2, 3, ..., 12, відповідаючи 12 положенням кривошипа за період одного циклу, відкладаємо алгебраїчну різницю ординат $A_P - A_0$ в масштабі $\mu_{\Delta T}$. Масштаб вибирається з умови, щоб $\Delta T_{max} \approx 60 \dots 70$ мм.

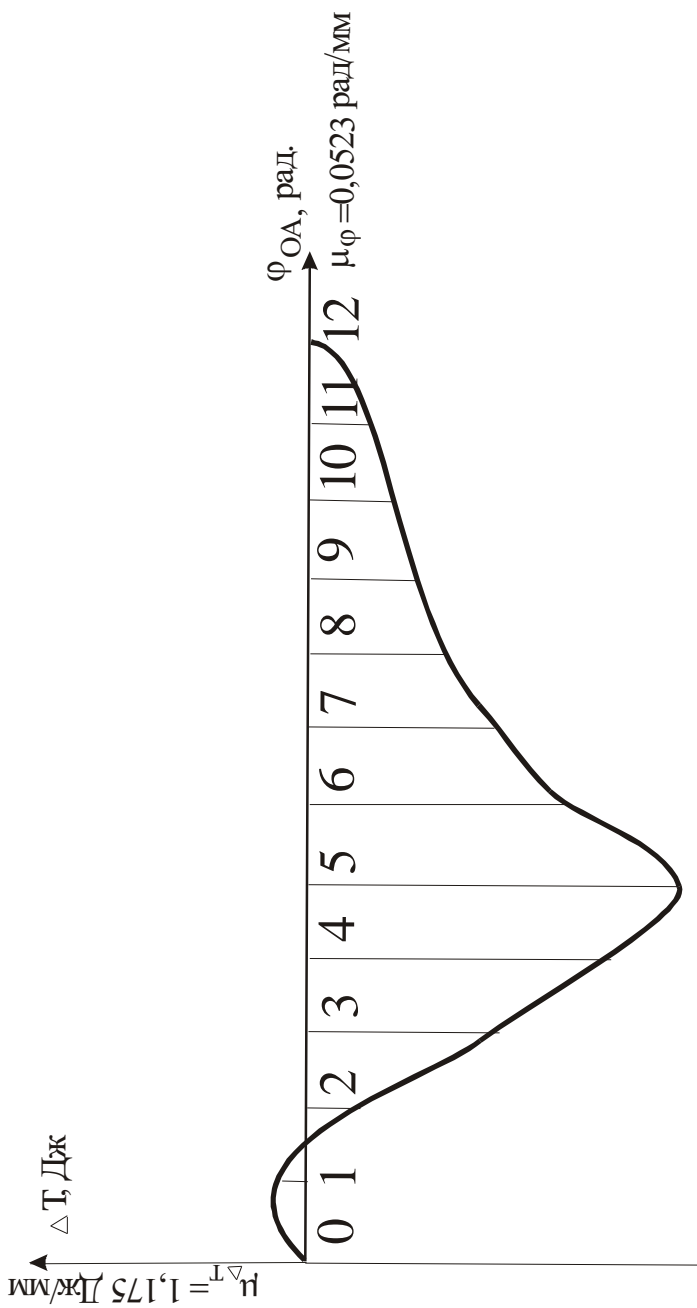


Рис. 4.5. Диаграма приросту кінетичної енергії кривошипа.

Масштаб μ_ϕ беремо таким же, як в прикладі 4.2.

$$\mu_{\Delta T} = \frac{\mu_A}{\kappa} = \frac{2,35}{2} = 1,175 \text{ Дж/мм.} \quad (4.6)$$

Отримані точки з'єднуємо плавною кривою, яка є графіком $\Delta T = \Delta T(\phi_{OA})$.

Практичне заняття № 8. 4.4. ВИЗНАЧЕННЯ ЗВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МЕХАНІЗМУ ТА ПОБУДОВА ДІАГРАМИ

$$I_{ЗВ} = I_{ЗВ}(\phi_{OA})$$

ПРИКЛАД 4.4.

Визначити зведений момент інерції механізму, зображеного на рис.2.1 і побудувати діаграму $I_{ЗВ} = I_{ЗВ}(\phi_{OA})$.

Задані: $\omega_1 = 12 \text{ рад/с}$, $\omega_2 = 15,4 \text{ рад/с}$, $\omega_3 = 9,8 \text{ рад/с}$, $\omega_4 = 2,2 \text{ рад/с}$, $V_{S2} = 0,90 \text{ м/с}$,
 $V_{S3} = 0,50 \text{ м/с}$, $V_{S4} = 0,76 \text{ м/с}$, $V_E = 0,60 \text{ м/с}$, $I_1 = I_3 = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$,
 $I_2 = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_4 = 32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m_2 = 15 \text{ кг}$, $m_3 = 20 \text{ кг}$, $m_4 = 85 \text{ кг}$,
 $m_5 = 450 \text{ кг}$.

Розв'язування

Розрахунок $I_{ЗВ}$ виконаємо для одного положення механізму, визначеного положенням кривошипу OA_3 .

$$\begin{aligned} I_{ЗВ} &= I_1 + m_2 \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + I_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_{S3}}{\omega_1} \right)^2 + I_3 \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + \\ &+ m_4 \left(\frac{V_{S4}}{\omega_1} \right)^2 + I_4 \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_5 \left(\frac{V_E}{\omega_1} \right)^2 = \\ &= 1,0 + 15 \left(\frac{0,90}{12} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{15,4}{12} \right)^2 + 20 \left(\frac{0,59}{12} \right)^2 + 1,0 \left(\frac{9,8}{12} \right)^2 + \\ &+ 85 \left(\frac{0,76}{12} \right)^2 + 32 \left(\frac{2,2}{12} \right)^2 + 450 \left(\frac{0,60}{12} \right)^2 = 4,9996 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \approx 5,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Для решти положень механізму розрахунок виконується аналогічно. Однак, треба врахувати, що при робочому ході механізму (при русі жолоба зліва направо) необхідно врахувати масу транспортуємого матеріалу.

Проводимо осі I_{3B} і φ_{OA} , спрямувавши вісь I_{3B} горизонтально зліва направо, а вісь φ_{OA} вертикально вниз (рис.4.6). Кут повороту кривошипа

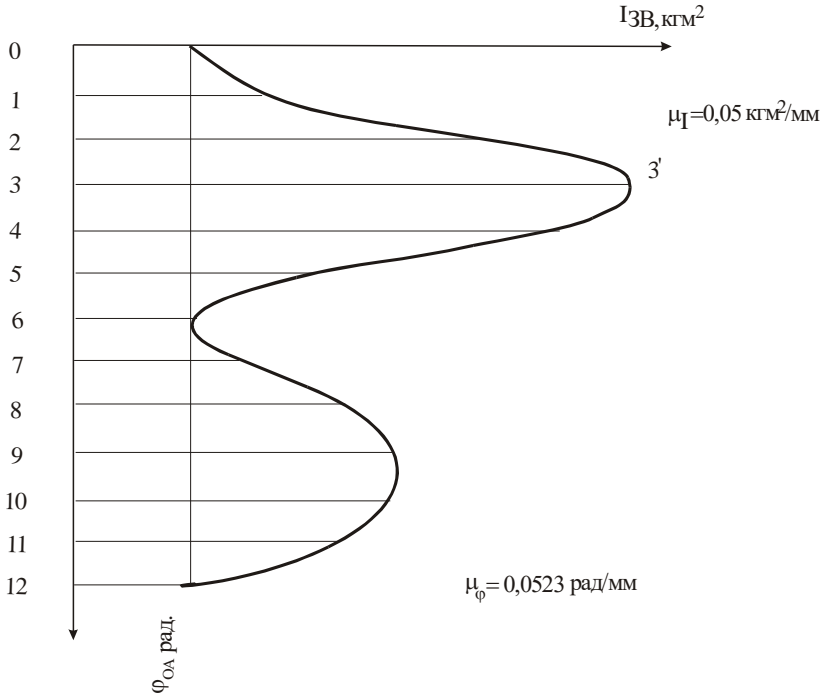


Рис. 4.6. Діаграма зведених моментів інерції.

φ_{OA} за один цикл зобразимо відрізком, рівним 120мм. Поділимо його на 12 рівних частин, що відповідають 12 рівновідстоячим положенням кривошипа. Отримаємо точки 0,1,2,3,...,12. З цих точок проведемо перпендикуляри до осі $O\varphi$ і на них відкладемо відрізки в масштабі μ_I , що зображають величини моментів інерції в 12 положеннях кривошипа.

$$\mu_I = \frac{I_{3B_3}}{3-3'} = \frac{5,0}{100} = 0,05 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{мм}, \quad (4.8)$$

де $3-3'=100\text{мм}$ – відрізок, що зображає I_{3B_3} , мм.

Отримані точки з'єднуємо плавною кривою. Це і є діаграма зведеного моменту інерції механізму $I_{ЗВ} = I_{ЗВ}(\varphi_{OA})$.

4.5. ПОБУДОВА ДІАГРАМИ “ЕНЕРГІЯ - МАСА”

ПРИКЛАД 4.5.

Побудувати діаграму “енергія – маса” Віттенбауера і визначити момент інерції маховика при коефіцієнті нерівномірності $\delta = 0,15$. При побудові використати результати розрахунків і побудов прикладів 4.3 і 4.4.

Розв’язування

Діаграма (рис.4.7) будується на базі діаграм $\Delta T = \Delta T(\varphi_{OA})$ і

$I_{ЗВ} = I_{ЗВ}(\varphi_{OA})$ шляхом виключення з них параметра φ_{OA} . Приймаємо масштаби побудов $\mu_{\Delta T} = 2,35$ Дж/мм, $\mu_I = 0,1$ кг м²/мм. Отримані точки з'єднуємо плавною кривою. Ця крива називається діаграмою “Енергія-маса” або діаграмою Віттенбауера. Використовуючи цю діаграму, можна визначити потрібний момент інерції маховика. По заданому значенню $\delta = 0,15$ нерівномірності руху і $\omega_{cp} = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 115}{30} = 12$ рад/с – середній кутовій швидкості кривошипа ω_{cp} визначимо $tg\psi_{max}$, $tg\psi_{min}$ з наступних рівнянь:

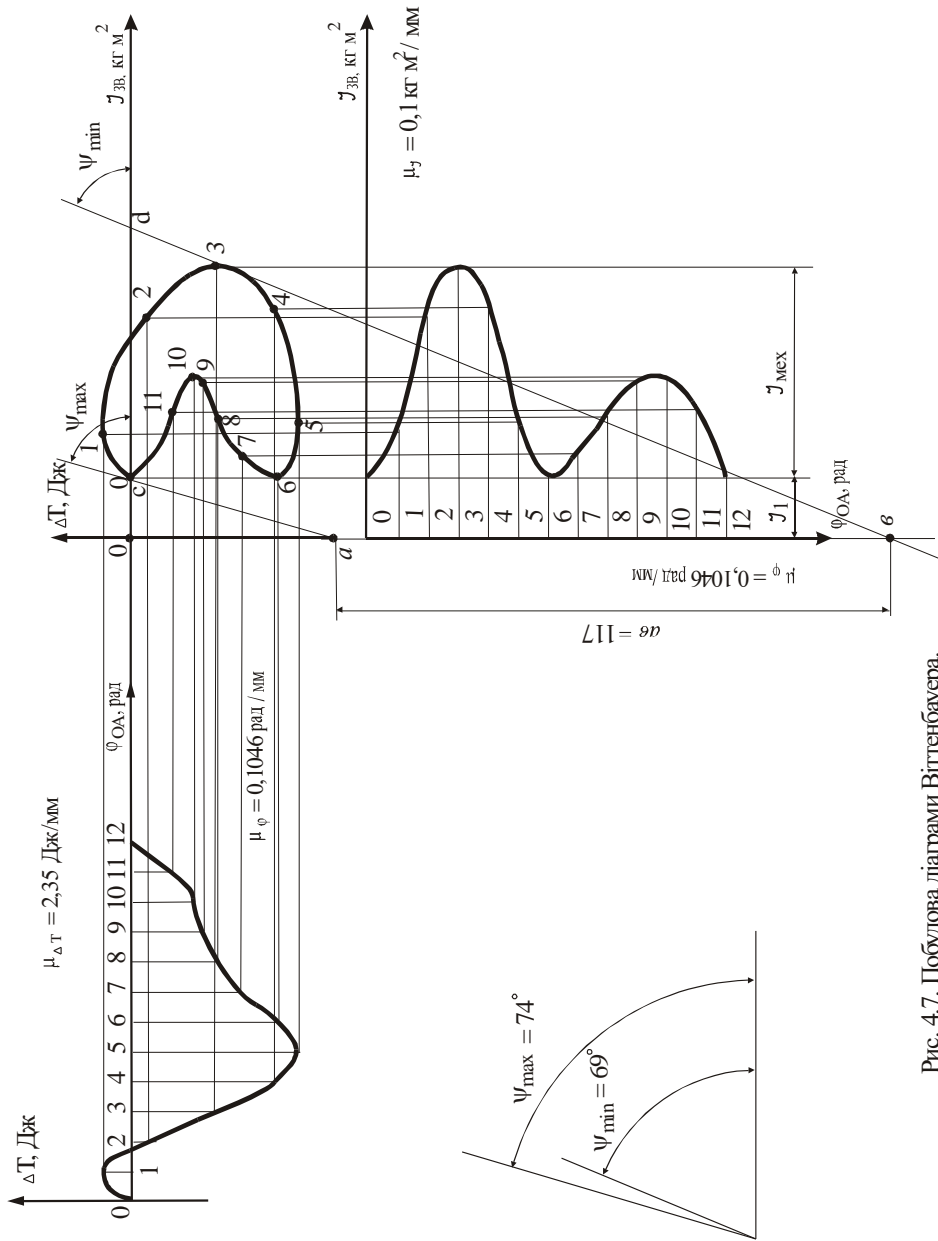
$$tg\psi_{max} = \frac{\mu_I}{2\mu_{\Delta T}} \omega_{cp}^2 (1 + \delta) = \frac{0,1}{2 \cdot 2,35} \cdot 12^2 (1 + 0,15) = 3,5234. \quad (4.9)$$

$$tg\psi_{min} = \frac{\mu_I}{2\mu_{\Delta T}} \omega_{cp}^2 (1 - \delta) = \frac{0,1}{2 \cdot 2,35} \cdot 12^2 (1 - 0,15) = 2,6042. \quad (4.10)$$

Знаючи тангенси кутів $tg\psi_{max}$ і $tg\psi_{min}$, побудуємо відповідні кути $\psi_{max} = 74^\circ$ і $\psi_{min} = 69^\circ$. Перенесемо ці кути паралельно до моменту дотику їх з кривою $\Delta T(I_{CA})$. Ці дотичні відітнуть на осі ординат ΔT відрізок $av = 117$ мм.

По величині відрізка av можна визначити момент інерції маховика з врахуванням зведеного до ланки зведення моменту інерції механізму.

$$I'_m = \frac{av \cdot \mu_{\Delta T}}{\omega_{cp}^2 \cdot \delta} = \frac{117 \cdot 2,35}{12^2 \cdot 0,15} = 12,73 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (4.11)$$



Момент інерції маховика

Рис. 4.7. Побудова діаграми Віггенбауера.

$$I_M = I'_M - I_1 = 12,73 - 1,00 = 11,73 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (4.12)$$

Деколи (при великих значеннях кутів $tg\psi_{\max}$ і $tg\psi_{\min}$) дотичні не перетинають вісь ΔT в рамках аркуша. Однак вони перетинають вісь абсцис в точках “с” і “d”. Тоді, вимірюючи відрізки $0c$ і $0d$, відрізок “ав” можна обчислити таким чином:

$$\begin{aligned} av &= 0d \, tg\psi_{\min} - 0c \, tg\psi_{\max}. \\ av &= 57 \, tg69^\circ - 9,5 \, tg74^\circ = 148 - 32 = 116 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (4.13)$$

5. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ. ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З НЕРУХОМИМИ І РУХОМИМИ ВІСЯМИ КОЛІС. ЕВОЛЬВЕНТНЕ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Практичне заняття № 9. 5.1. ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ВІДНОШЕННЯ СКЛАДНОГО ЗУБЧАСТОГО МЕХАНІЗМУ

ПРИКЛАД 5.1.

Визначити передаточне відношення приводу хитного конвеєра, радіуси ділільних кіл коліс зубчастого механізму та спроектувати планетарний редуктор.

Задані: $n_{\text{дв}} = 1380 \text{ об/хв}$, $n_k = 115 \text{ об/хв}$, схема передавального механізму, $m_1 = 4 \text{ мм}$, $m = 10 \text{ мм}$, $z_4 = 12$, $z_5 = 30$.

Розв'язування

Загальне передаточне відношення дорівнює добутку передаточних відношень окремих ступіней передачі, що складають привод (рис.5.1).

$$U_{15} = U_{1H} \cdot U_{45}. \quad (5.1)$$

Тут U_{15} - передаточне відношення приводу,

U_{1H} - передаточне відношення планетарної передачі,

U_{45} - передаточне відношення рядової передачі.

$$U_{15} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k} = \frac{1380}{115} = 12; \quad U_{45} = -\frac{z_5}{z_4} = -\frac{30}{12} = -2,5.$$

Передаточне відношення планетарного редуктора знайдемо за формулою

$$U_{1H}^{(3)} = 1 - U_{13}^{(H)}, \quad (5.2)$$

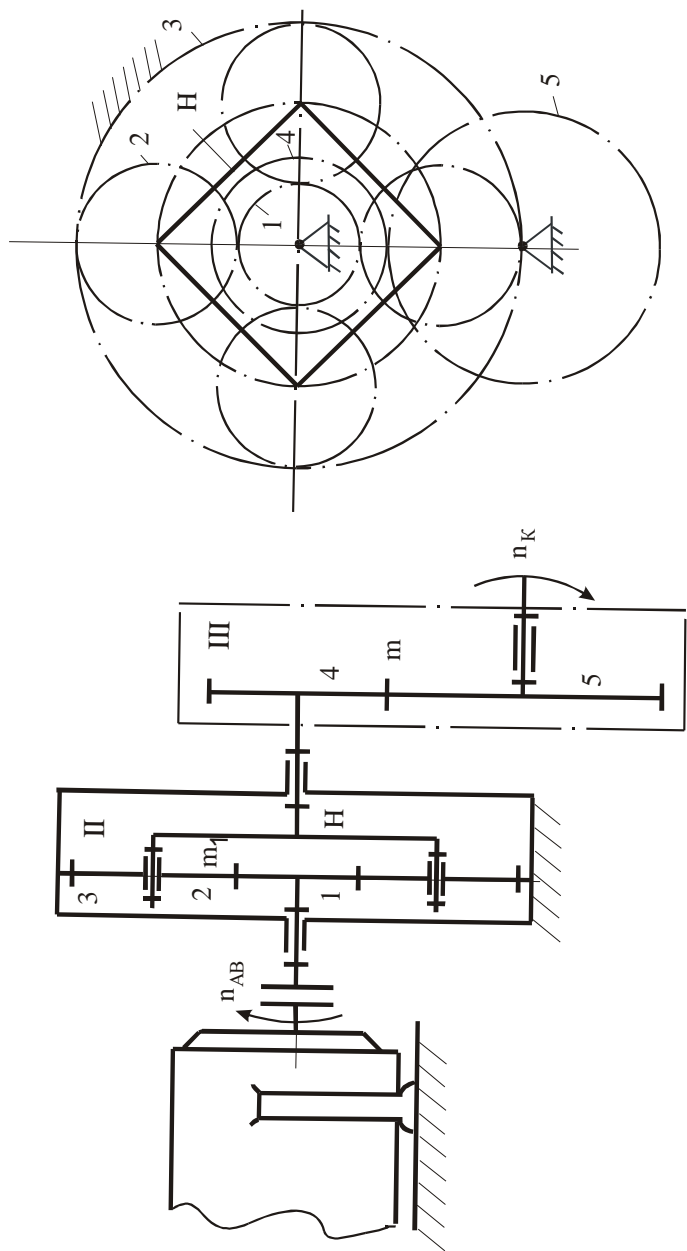


Рис.5.1. Схема привода хитного конвейеру:

I-двигун, II- планетарний редуктор, III - рядова передача.

де $U_{13}^{(H)}$ - передаточне відношення редуктора при зупиненому водилі

$$U_{13}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

Тоді
$$U_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1} > 0$$

З іншого боку
$$U_{1H}^{(3)} = \frac{U_{15}}{U_{45}} = \frac{12}{2,5} = 4,8;$$

$$U_{13}^{(H)} = 1 - U_{1H}^{(3)} = 1 - 4,8 = -3,8 \quad (5.3)$$

Отримали $U_{15} = U_{1H} \cdot U_{45} < 0$. Отже вал двигуна і вал кривошипа обертаються в протилежні боки.

Визначимо число зубів коліс планетарного редуктора, прийнявши $z_1=20$.

З умови забезпечення заданого передаточного відношення визначимо z_3

$$U_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}; \quad 3,8 = \frac{z_3}{z_1}.$$

Звідси
$$z_3 = 3,8 \cdot z_1 = 3,8 \cdot 20 = 76 \quad (5.4)$$

З умови співвісності визначимо число зубів сателіта z_2 .

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{76 - 20}{2} = 28 \quad (5.5)$$

З умови сусідства визначимо кількість сателітів

$$k \leq \frac{\pi}{\arcsin \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}} = \frac{\pi}{\arcsin \frac{28 + 2}{20 + 28}} = 4,65 \quad (5.6)$$

Таким чином можлива кількість сателітів: 1, 2, 3, 4.

Перевіримо умову складання

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = N, \quad \text{де } N - \text{довільне ціле число} \quad (5.7)$$

Умова виконується при $k=1, 2, 3, 4$. Вибираємо максимальну кількість сателітів $k=4$.

Радіуси ділільних кіл зубчастих коліс

$$r_1 = \frac{m_1 z_1}{2} = \frac{4 \cdot 20}{2} = 40 \text{ мм};$$

$$r_2 = \frac{m_1 z_2}{2} = \frac{4 \cdot 28}{2} = 56 \text{ мм};$$

$$r_3 = \frac{m_1 z_3}{2} = \frac{4 \cdot 76}{2} = 152 \text{ мм};$$

$$r_4 = \frac{m z_4}{2} = \frac{10 \cdot 12}{2} = 60 \text{ мм};$$

$$r_5 = \frac{m z_5}{2} = \frac{10 \cdot 30}{2} = 150 \text{ мм}.$$

5.2. РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРЯМОЗУБИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

ПРИКЛАД 5.2.

Розрахувати геометричні параметри зубчастих коліс 4 і 5 при $z_4=12$, $z_5=30$, $m=10$ мм.

Параметри зубонарізної рейки: $x'=1,0$, $c^*=0,25$, $\alpha=20^\circ$.

Розв'язування

Коефіцієнт зміщення вихідного контуру

$$x \geq \frac{17 - z_4}{17} = \frac{17 - 12}{17} = 0,294$$

Приймаємо рівнозміщене зачеплення. Тоді

$$x_4 = 0,294, \quad x_5 = -0,294$$

Крок зачеплення по ділильному колу

$$p = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 10 = 31,4 \text{ мм}.$$

Радіуси ділильних кіл

$$r_4 = \frac{m z_4}{2} = \frac{10 \cdot 12}{2} = 60 \text{ мм};$$

$$r_5 = \frac{m z_5}{2} = \frac{10 \cdot 30}{2} = 150 \text{ мм}.$$

Радіуси основних кіл

$$r_{e_4} = r_4 \cdot \cos \alpha = 60 \cdot \cos 20^\circ = 56,38 \text{ мм};$$

$$r_{e_5} = r_5 \cdot \cos \alpha = 150 \cdot \cos 20^\circ = 140,95 \text{ мм}.$$

Товщина зуба по ділильному колу

$$S_4 = \frac{P}{2} + 2x_4 m \operatorname{tg} \alpha = \frac{31,4}{2} + 2 \cdot 0,294 \cdot 10 \operatorname{tg} 20^\circ = 17,84 \text{ мм};$$

$$S_5 = \frac{P}{2} + 2x_5 m \operatorname{tg} \alpha = \frac{31,4}{2} - 2 \cdot 0,294 \cdot 10 \operatorname{tg} 20^\circ = 13,56 \text{ мм}.$$

Радіуси кіл западин

$$r_{f_4} = r_4 - m(x' + c^* - x_4) = 60 - 10(1 + 0,25 - 0,294) = 50,44 \text{ мм};$$

$$r_{f_5} = r_5 - m(x' + c^* - x_5) = 150 - 10(1 + 0,25 + 0,294) = 134,56 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{m(z_4 + z_5)}{2} = \frac{10(12 + 30)}{2} = 210 \text{ мм}.$$

Початкові кола для коліс рівнозмщеного зачеплення співпадають з ділильними колами, а кут зачеплення a_w дорівнює куту зубонарізної рейки

$$r_{w_4} = r_4 = 60 \text{ мм};$$

$$r_{w_5} = r_5 = 150 \text{ мм}.$$

Глибина заходу зубів

$$h_3 = 2mx' = 2 \cdot 10 \cdot 1 = 20 \text{ мм}.$$

Висота зуба

$$h = h_3 + c^* m = 20 + 0,25 \cdot 10 = 22,5 \text{ мм}.$$

Висота головки зуба

$$h_a = m = 10 \text{ мм}.$$

Висота ніжки зуба

$$h_f = 1,25m = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ мм}.$$

Радіуси кіл вершин

$$r_{a_4} = r_{f_4} + h = 50,44 + 22,5 = 72,94 \text{ мм};$$

$$r_{a_5} = r_{f_5} + h = 134,56 + 22,5 = 157,06 \text{ мм}.$$

$$\mu_c = 0.002 \frac{i}{ii}$$

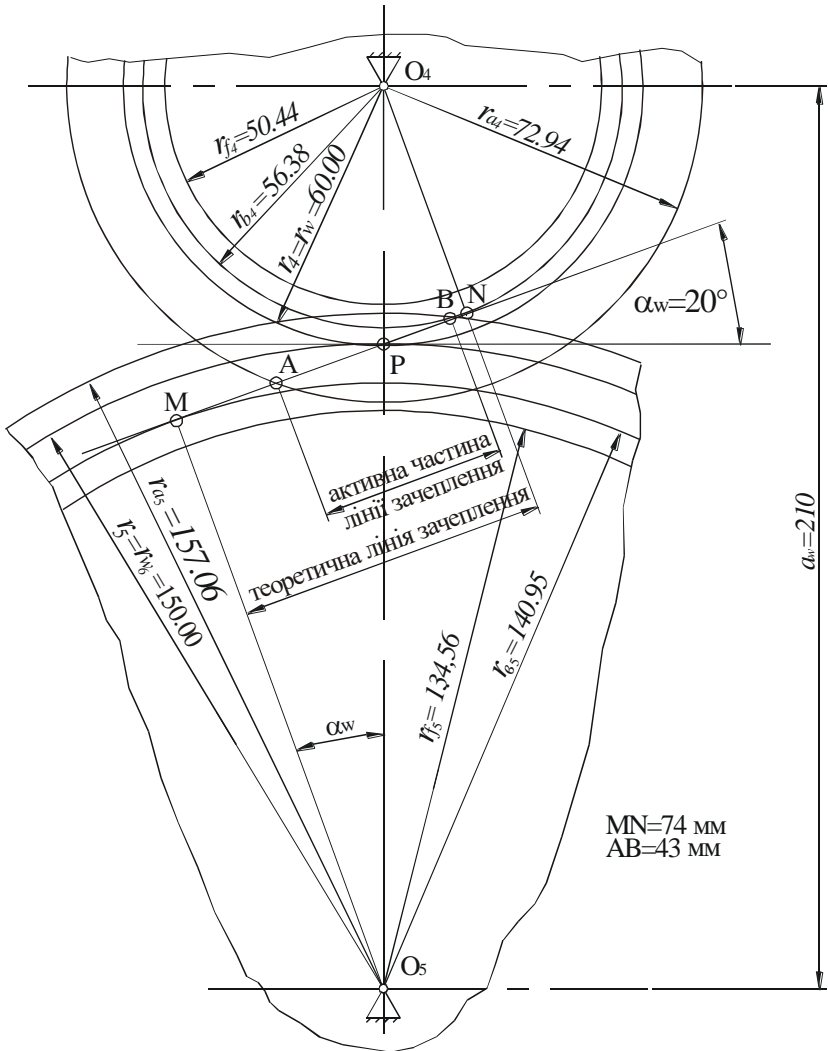


Рис. 5.2. Побудова лінії зачеплення.

Практичне заняття № 10. 5.3. ПРОЕКТУВАННЯ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

ПРИКЛАД 5.3.

Побудувати евольвентне зачеплення коліс 4 і 5, з параметрами, визначеними в прикладі 5.2.

Розв'язування

Приймаємо масштаб побудов $\mu_\ell = 0,001$ м/мм.

Проводимо лінію центрів (рис.5.2), на якій відкладаємо міжосьову відстань a_w . Відмічаємо точки O_4 в O_5 – осі обертання коліс 4 і 5. З цих центрів проводимо кола радіусами $r_{w_4}, r_{w_5}, r_{e_4}, r_{e_5}, r_{a_4}, r_{a_5}, r_{f_4}, r_{f_5}$. Через точку дотику P початкових кіл, перпендикулярно до лінії центрів, проводимо пряму. Далі проводимо пряму, дотичну до основних кіл коліс 4 і 5, яка повинна пройти через полюс P . Пряма торкається кіл в точках M і N . При правильній графічній побудові кут, створений цими двома прямими, повинен дорівнювати куту зачеплення $\alpha_w = 20^\circ$. MN – теоретична лінія зачеплення. Точки A і B перетину теоретичної лінії зачеплення з колами вершин обмежують активну частину лінії зачеплення. Активна частина лінії зачеплення використовується для визначення коефіцієнта перекриття. Коефіцієнт перекриття показує скільки пар зубів одночасно знаходяться в зачепленні:

$$\varepsilon_n = \frac{\ell_{AB}}{\pi m \cos \alpha}, \quad \text{при } \mu_\ell = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}} \quad \ell_{AB} = AB$$

Тоді

$$\varepsilon_i = \frac{\ell_{AA}}{\pi m \cos \alpha} = \frac{43}{3,14 \cdot 10 \cdot \cos 20^\circ} = 1,46 \quad (5.8)$$

Коефіцієнт перекриття можна обчислити за теоретичною формулою

$$\begin{aligned} \varepsilon_T &= \frac{\sqrt{r_{a_4}^2 - r_{a_4}^2} + \sqrt{r_{a_5}^2 - r_{a_5}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{72,94^2 - 56,38^2} + \sqrt{157,06^2 - 140,95^2} - 210 \sin 20^\circ}{3,14 \cdot 10 \cdot \cos 20^\circ} = 1,47 \quad (5.9) \end{aligned}$$

Далі будуємо евольвенти двох зубчастих коліс, що дотинаються в площі P . Для побудови евольвентного профілю зуба п'ятого колеса відрізок теоретичної лінії зачеплення MP (рис.5.3) ділимо на рівні частини (в нашому випадку на 4). Ці відрізки відкладаємо на основному колі п'ятого колеса вправо і вліво від точки M . Отримаємо точки 1,2,3,4,5,6,7. Через ці точки, крім 1, проводимо дотичні до основного кола. На дотичній, що проведена через точку 2, відкладаємо $1/4$ відрізка MP . Отримаємо точку $2'$. На дотичній, що проведена через точку 3, відкладаємо два відрізка, рівних $1/4 MP$. Отримаємо точку $3'$. Виконавши аналогічні побудови на кожній з дотичних, отримаємо ряд точок. Крива, проведена через ці точки, є евольвентним профілем правої частини зуба п'ятого колеса. Таким же самим способом будуватиметься евольвентний профіль четвертого колеса, для чого використовується відрізок NP .

Профіль ніжки зуба, що лежить нижче основного кола окреслюється по радіальній прямій, що з'єднує початок евольвенти з центром колеса. Ця радіальна ділянка зуба сполучується з поверхнею западини кривою радіусом $\rho = 0,3m$. Відклавши на початковому колі хорду, що дорівнює $1/4$ шагу, знайдемо положення осі симетрії зуба. По законам симетрії побудуємо його профіль з іншої сторони.

На кожному з коліс побудуємо профілі трьох зубів – першого, побудованого на точках, і двох інших, побудованих за допомогою шаблонів або лекал за законами симетрії.

Ділянки профілів зубів, які в процесі передачі обертання контактують одна з іншою, називаються робочими ділянками профілів зубів. Для визначення цих ділянок E_1F_1 , E_2F_2 досить виконати такі побудови. З центра O_4 провести дугу BF_1 , а з центра O_5 дугу AF_2 . Робочими ділянками (на рис. 5.3 вони виділені товстими лініями) є частини евольвент E_1F_1 , E_2F_2 .

За час зачеплення однієї пари зубів, початкові кола обернуться на деякі кути. Дуги, що стягують ці кути, називаються дугами зачеплення. Дуги зачеплення C_1D_1 і C_2D_2 будуються за допомогою нормалей до профілів, що проводяться в крайніх точках робочих ділянок профілів. Для цього через точку E_1 проводимо дотичну до основного кола четвертого колеса. Ця дотична перетне початкове коло четвертого колеса в точці D_1 . Через точку F_1 проводимо дотичну до цього ж основного кола до перетину в точці C_1 з початковим колом колеса 4. Дуга C_1D_1 – дуга зачеплення колеса 4. Дуга C_2D_2 будується аналогічно. Для її побудови використовуються точки E_2 і F_2 робочої ділянки профілю зуба п'ятого колеса. При правильній побудові $\cup C_1D_1 = \cup C_2D_2$.

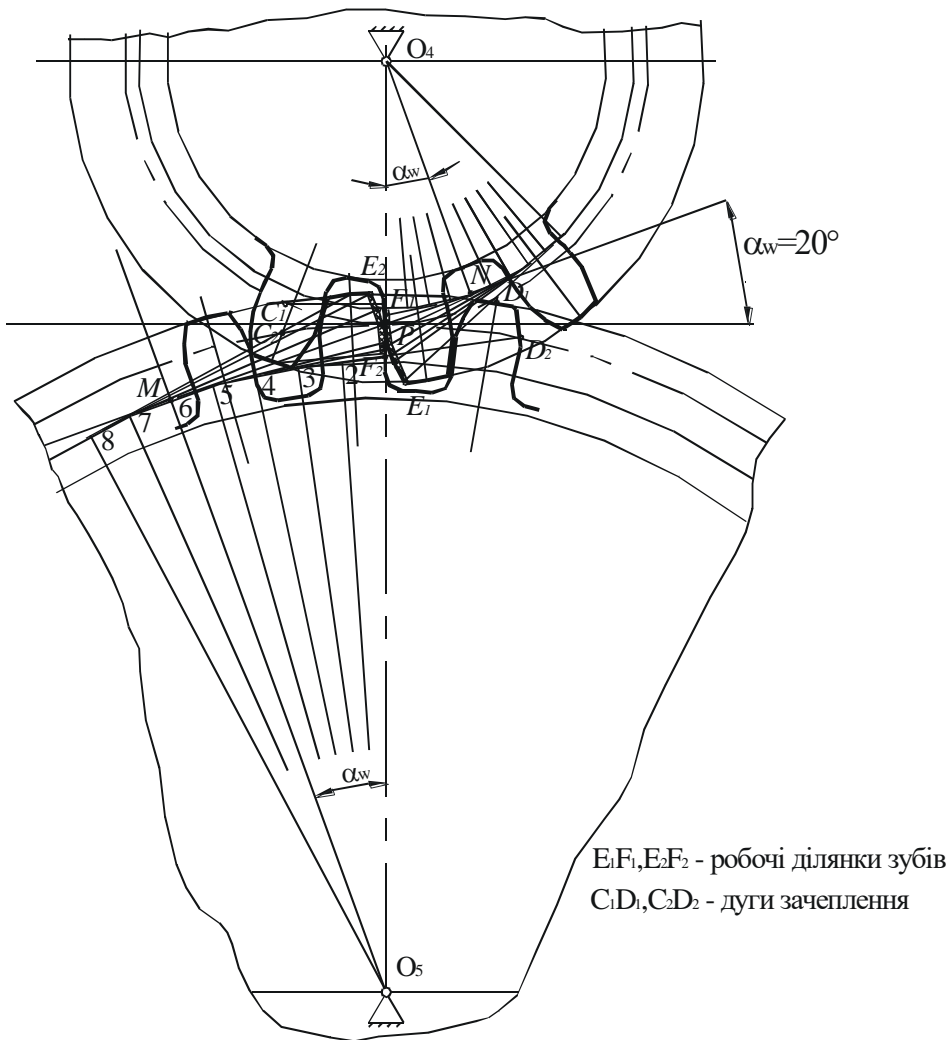


Рис. 5.3. Побудова евольвентного зачеплення

6. КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Практичне заняття № 11. 6.1. ПОБУДОВА ГРАФІКІВ РУХУ ШТОВХАЧА

ПРИКЛАД 6.1.

Побудувати графіки руху штовхача, рухається поступально, та обчислити масштаби графіків за наступними даними:

- Закон зміни аналогу прискорення штовхача $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ ви-
значається графічно (рис. 6.1а).
- Фазові кути $\varphi_n = \varphi_0 = 60^\circ$, $\varphi_{BV} = 45^\circ$.
- Хід штовхача дорівнює $h_{\max} = 25\text{мм}$.
- Обертання кулачків здійснюється за годинниковою стрілкою.

Розв'язування

По осі абсцис системи координат $\frac{d^2S}{d\varphi^2} - \varphi$ в довільному масштабі μ_φ відкладаємо кути $\varphi_n = 60^\circ$, $\varphi_{BV} = 45^\circ$, $\varphi_0 = 60^\circ$.

Графік $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ будуємо в відповідності з заданим законом зміни цієї функції (рис. 6.1а).

Методом графічного інтегрування діаграми $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ отримуємо діаграму $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ (рис. 6.1б). Методом графічного інтегрування

$ds/d\varphi(\varphi)$ отримуємо діаграму переміщень штовхача $S=S(\varphi)$ (рис. 6.1в).

Спосіб інтегрування викладено в прикладі 4.2. Інтегрування виконуємо в довільному масштабі.

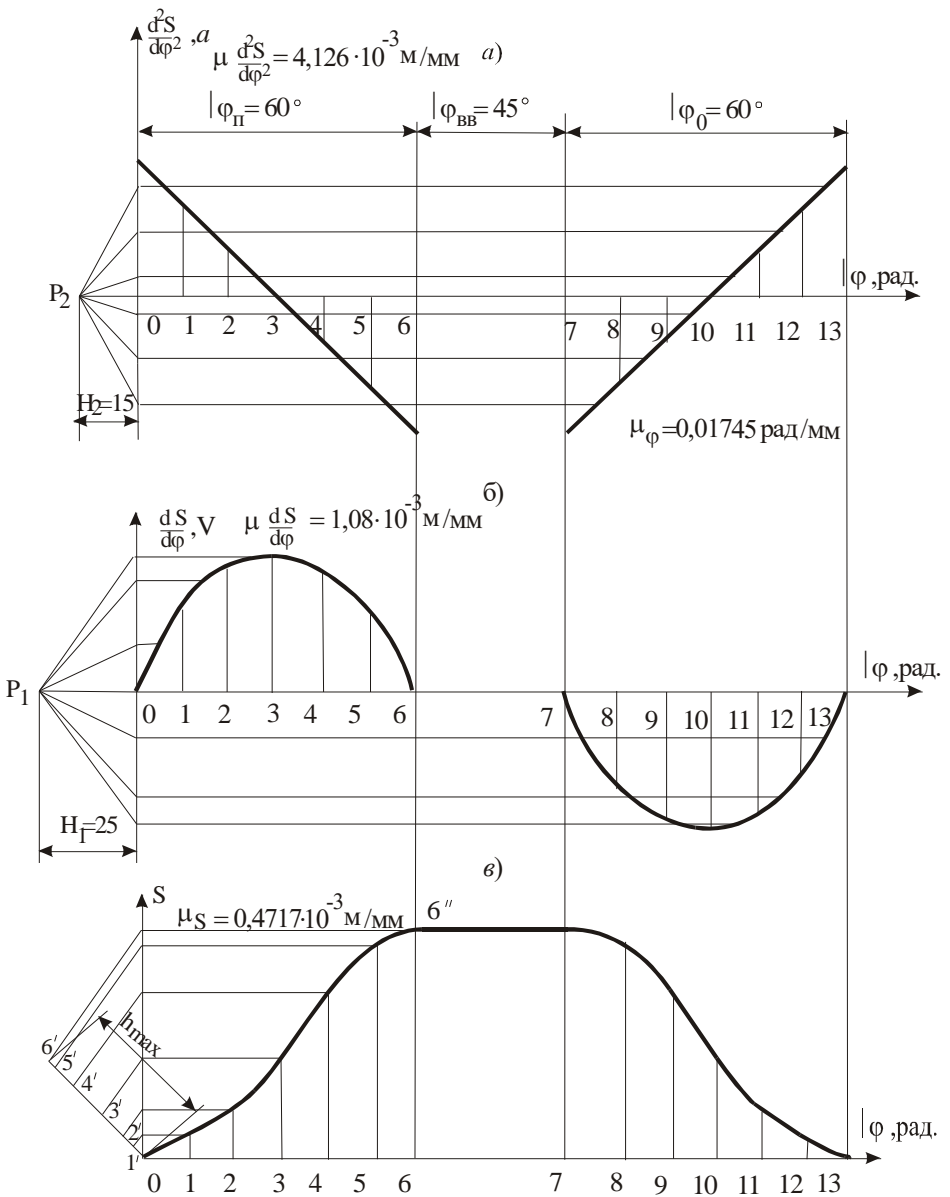


Рис.6.1. Побудова графіків руху штовхача.

Тому отримана на діаграмі $S=S(\varphi)$ максимальна ордината не відповідає заданому ходу штовхача $h_{\max}=25\text{мм}$. Визначимо масштаби діаграм.

Масштаб осі абсцис діаграми руху штовхача:

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_p}{0-13} = \frac{\pi/180^{\circ} \cdot 165^{\circ}}{165} = 0,01745 \text{ рад/мм}, \quad (6.1)$$

де $\varphi_p = \varphi_n + \varphi_{BB} + \varphi_0 = 60^{\circ} + 45^{\circ} + 60^{\circ} = 165^{\circ}$,

0-13 – відрізок, рівний 165 мм, що зображає робочий хід кулачка.

Масштаб осі ординат діаграми переміщень $S(\varphi)$

$$\mu_s = \frac{h}{6-6''} = \frac{25}{53} = 0,4717 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм}. \quad (6.2)$$

Масштаб осі ординат діаграми $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$

$$\mu_{\frac{ds}{d\varphi}} = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_{\varphi}} = \frac{0,4717}{25 \cdot 0,01745} = 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм}. \quad (6.3)$$

Масштаб осі ординат діаграми $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$

$$\mu_{\frac{d^2s}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{ds}{d\varphi}}}{\mu_{\varphi} \cdot H_2} = \frac{1,08}{15 \cdot 0,01745} = 4,126 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм}. \quad (6.4)$$

Тут $H_1=25$ мм, $H_2=15$ мм (рис.4.1б, 4.1в) – полюсні відстані, вибрані при першому і другому інтегруванні.

При визначенні дійсних переміщень штовхача для кожного положення кулачка треба дійсний хід штовхача h_{\max} поділити пропорційно відповідним ординатам діаграми переміщень. Для цього з початку координат діаграми $S=S(\varphi)$ під довільним кутом проводимо пряму лінію. На ній відкладаємо відрізок, що дорівнює $h_{\max}=25$ мм. Цей відрізок способом паралельних прямих ділимо пропорційно ординатам $S=S(\varphi)$. Відрізки 0-1', 0-2', 0-3' (див. рис. 4.1в) є дійсними переміщеннями для кожного положення кулачка. Розмітку для положень 7÷13 не виконуємо, оскільки $\varphi_n = \varphi_0$.

6.2. ВИЗНАЧЕННЯ МІНІМАЛЬНОГО РАДІУСА ЦЕНТРОВОГО ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА

ПРИКЛАД 6.2.

Визначити мінімальний радіус кулачка із штовхачем, що рухається поступально, за наступними даними:

- Діаграми руху штовхача дані на рис. 6.2а,б,в.
- Фазові кути дорівнюють $\varphi_n = \varphi_0 = 60^\circ$, $\varphi_{BB} = 45^\circ$.
- Хід штовхача дорівнює $h_{\max} = 25$ мм.
- Кут передачі руху $\gamma_{\min} = 60^\circ$.
- Кулачок обертається за годинниковою стрілкою.

Розв'язування

Проводимо вісь $y_1 - y_1$ (рис.6.2г). Відкладемо на осі $y_1 - y_1$ відрізок $C_0 - VI$, що дорівнює величині ходу h_{\max} штовхача в масштабі $\mu_\ell = 0,893 \cdot 10^{-3}$ м/мм (рис.6.2г). Ділимо його на частини $C_0I, C_0II, C_0III, \dots$, що дорівнюють ординатам 1-1", 2-2", 3-3" ..., оскільки $\mu_\ell = \mu_s$. На кожному перпендикулярі до осі $y_1 - y_1$, що проведений через точки I, II, III, ..., XII, відкладаємо відрізок z , який в i -тому положенні дорівнює

$$z_i = \frac{y_i}{\operatorname{tg}\theta}, \quad (6.5)$$

де y_i – ордината діаграми $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ в i -тому положенні;

$$\operatorname{tg}\theta = \mu_\varphi \cdot H \quad (6.6)$$

Відрізок z визначаємо графічно. Для цього через точку перетину осей $y_1 - y_1$ і $O - \varphi$ діаграми $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ проводимо похилу пряму MN під кутом $\theta = \operatorname{arctg} \mu_\varphi H_1$.

$$\theta = \operatorname{arctg} \mu_\varphi \cdot H_1 = 0,0349 \cdot 10 = 0,349 = 19^\circ \quad (6.7)$$

Через кінцеві точки 1', 2', 3', ..., 12' проводимо прямі, паралельні до осі $O - \varphi$ до зустрічі з прямою MN . Тоді з цих точок проводимо прямі, паралельні до осі $y_1 - y_1$. Відсічені відрізки I-1, II-2, III-3, ..., XII-12 дорівнюють відрізкам z в точках відмітки положень штовхача. Точки 1, 2, 3, ..., 12 відрізків z з'єднуємо плавною кривою.

Діаграма руху штовхача

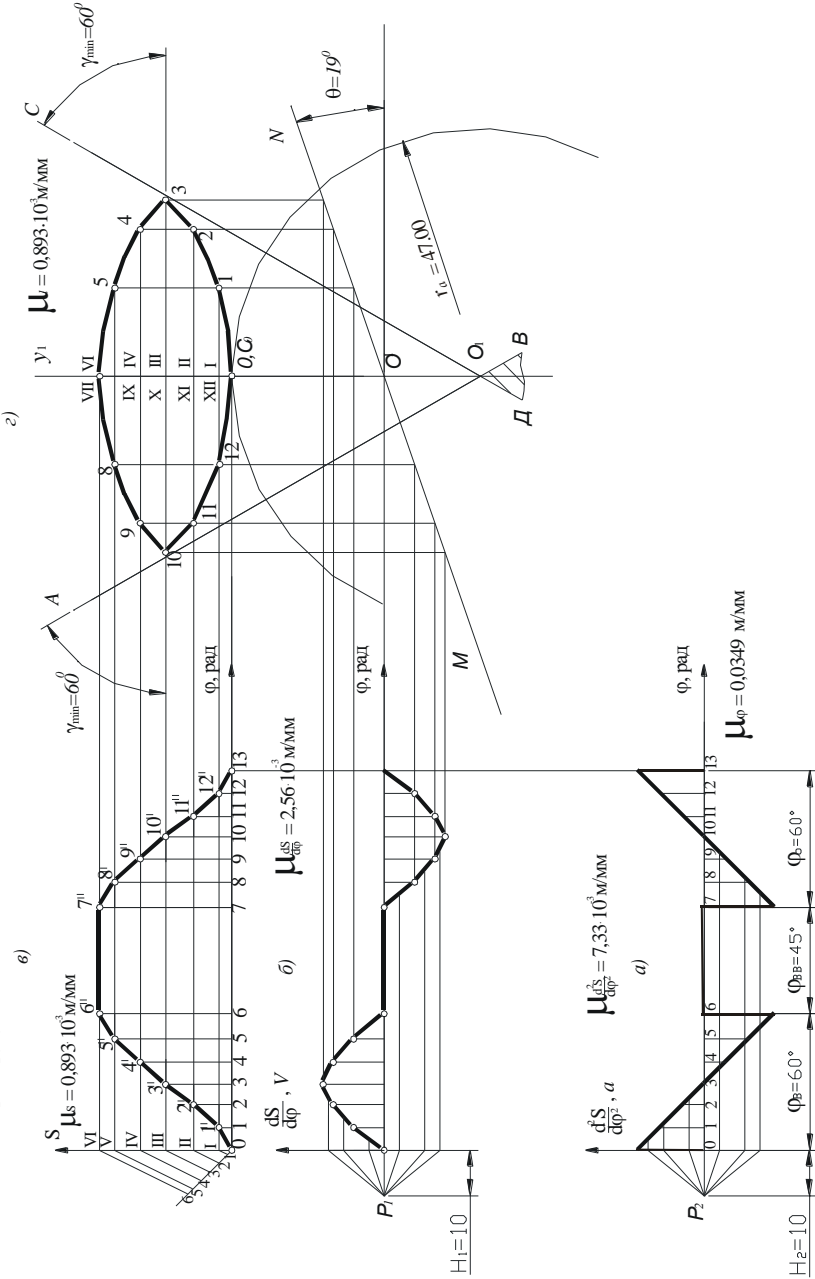


Рис. 6.2. Визначення мінімального радіуса кулянка

Ця крива є графіком функції $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$. Під кутом $\gamma_{\min}=60^\circ$ до осі відрізків проводимо прямі AB і CD , дотичні до кривої графіка $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$. Область, обмежена кутом BO_1D , буде областю можливих центрів обертання кулачка. За центр обертання кулачка приймаємо точку O_1 . Величина мінімального радіуса кулачка

$$r_0 = O_1C_0 \cdot \mu_\ell = 53 \cdot 0,893 = 47 \text{ мм.} \quad (6.8)$$

Практичне заняття № 12. ВИЗНАЧЕННЯ РАДІУСУ КУЛАЧКА ПРИКЛАД 6.3.

Визначити мінімальний радіус кулачка із штовхачем, що обертається, за такими даними:

- Діаграми руху кулачка дані на рис. 6.3а,б,в.
- Фазові кути $\varphi_n = \varphi_0 = 60^\circ$, $\varphi_{BB} = 10^\circ$.
- Кут качання (коромисла) штовхача, що обертається $\beta_{\max} = 20^\circ$.
- Довжина ℓ коромисла O_1C дорівнює 120 мм.
- Мінімальний кут передачі руху $\gamma_{\min}=60^\circ$.
- Кулачок обертається за годинниковою стрілкою.

Розв'язування

З довільної точки O_1 проводимо дугу радіусом, що дорівнює довжині коромисла ℓ в масштабі $\mu_\ell = 0,002 \text{ м/мм}$ (рис.6.3г). На цій фазі відмічаємо точку C_0 – початкове положення центра ролика коромисла.

Від початкового положення коромисла O_1C_0 відкладаємо кут качання $\beta_{\max} = 20^\circ$. Шлях центра ролика C_0C_6 розміtimo в відповідності з діаграмою переміщень $\beta = \beta(t)$. Для цього на продовженні прямої O_1C_0 відкладаємо відрізок $O_1D=100 \text{ мм}$ (якщо дозволяє масштаб, відрізок O_1D краще взяти побільше). Для цього відрізка в точці D поставимо перпендикуляр. Відміtimo точку K_6 перетину перпендикуляра з продовженням прямої O_1C_6 . На DK_6 відкладаємо відрізки $DK_1, DK_2, \dots, DK_{12}$, що відповідають тангенсам кутів качання коромисла, і визначаються за діаграмою $\beta = \beta(t)$.

$$D\hat{E}_i = O_1D \cdot \text{tg}\beta_i, \quad (6.9)$$

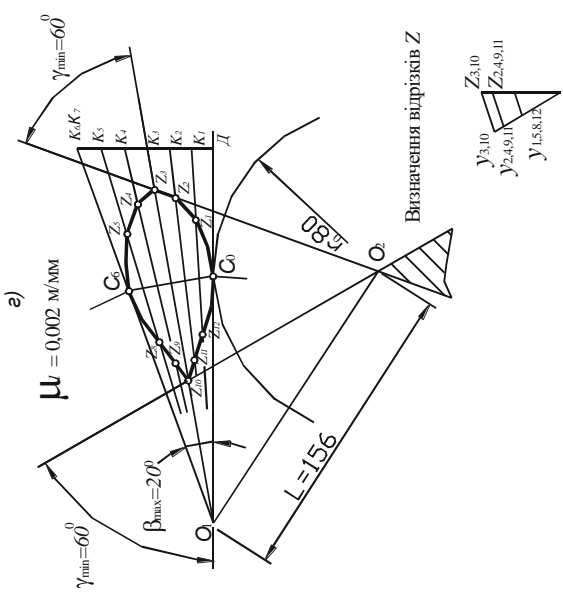
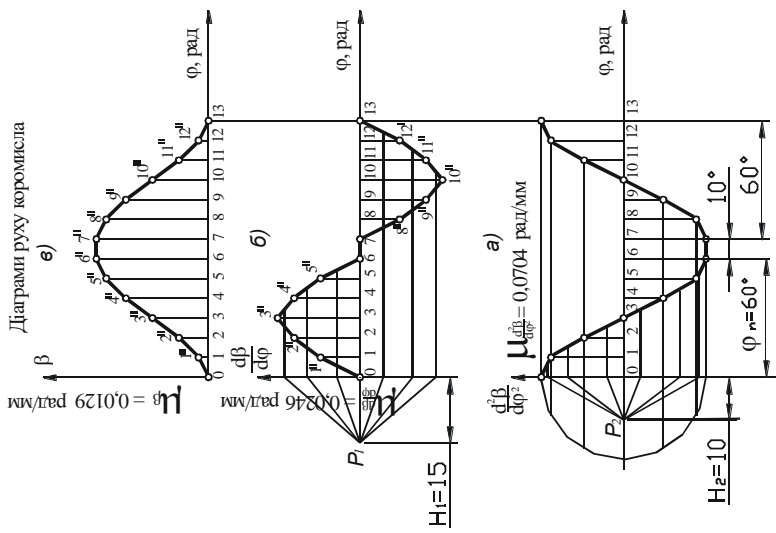


Рис. 6.3. Визначення мінімального радіуса кулянка

де $\beta_i = \bar{\beta}_i \cdot \mu'_{\beta_i}$,

$\bar{\beta}_i$ - ордината діаграми $\beta = \beta(t)$ і-того положення, мм,

μ'_{β_i} - кутовий масштаб переміщення, град/мм.

$$\mu'_{\beta_i} = \frac{\beta_{\max}}{6-6''} = \frac{20}{27} \text{ град/мм.}$$

Промені $O_1K_1, O_1K_2, O_1K_3, \dots, O_1K_{12}$ є миттєвими положеннями коромисла при його переміщенні в відповідності з заданим законом руху. Точки перетину цих променів з дугою C_0C_6 визначають положення центра ролика. На променях $O_1K_1, O_1K_2, \dots, O_1K_{12}$ від точки перетину їх з дугою C_0C_6 відкладаємо відрізки z_i , що зображують відповідні значення величин $\frac{ds}{d\varphi}$ в масштабі μ_ℓ . Довжини відрізків z визначаємо графічно методом

пропорційного поділу. З цією метою визначаємо найбільший відрізок z_{\max}

$$z_{\max} = (3-3') \cdot \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot \frac{\ell}{\mu_\ell} = 19 \cdot 0,0246 \cdot \frac{0,12}{0,002} = 28 \text{ мм.} \quad (6.10)$$

Отриманий відрізок відкладаємо на стороні довільного кута $pZ_3 = z_{\max}$. На другій стороні кута відкладаємо ординати діаграми $\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$.

$$pY_{1,5,8,12} = 1-1', \quad pY_{2,4,9,11} = 2-2', \quad pY_{3,10} = 3-3'.$$

Через кінцеві точки відрізків $pY_{1,5,8,12}, pY_{2,4,9,11}$ проводимо прямі, паралельні прямій, що з'єднує точки відрізка z_{\max} і максимальну ординату y_{\max} . Отримані відрізки $pZ_{1,5,8,12}, pZ_{2,4,9,11}$ є шуканими відрізками z .

Напряв обертання кулачка приймаємо протилежним напрямку обертання коромисла при його віддаленні. Тому відрізки відкладаємо на проміжних положеннях вправо від дуги $\gamma_{\min} = 60^\circ$ при віддаленні коромисла і вліво – при поверненні його. З'єднавши послідовно кінцеві точки відрізків z_1, z_2, z_3, \dots плавною кривою, отримаємо геометричне місце кінців відрізків z . Через крайні точки відрізків проведемо прямі під мінімальним кутом передачі $\gamma_{\min} = 60^\circ$ до даних відрізків. Областю центрів обертання кулачка буде заштрихована ділянка. Розташуємо центр обертання кулачка в вершині O_2 заштрихованої ділянки. Довжина мінімального радіуса кулачка буде дорівнювати відріжку $O_2 C_0$.

$$r_0 = O_2 C_0 \cdot \mu_\ell = 40 \cdot 0,002 = 0,080 \text{ м} = 80 \text{ мм.} \quad (6.11)$$

Відстань між центрами обертання кулачка і коромисла

$$L = O_1O_2 \cdot \mu_l = 78 \cdot 0,002 = 0,156 \text{ м} = 156 \text{ мм.} \quad (6.12)$$

6.3. ПОБУДОВА ПРАКТИЧНОГО ПРОФІЛЮ КУЛАЧКА

ПРИКЛАД 6.4.

Побудувати профіль кулачка з штовхачем, що рухається поступально (рис.6.5).

Дано: діаграми руху штовхача (рис.6.2а,б,в), фазові кути

$$\varphi_n = \varphi_0 = 60^\circ, \quad \varphi_{BB} = 40^\circ.$$

Хід штовхача $h_{\max} = 25$ мм.

Мінімальний радіус кулачка $r_0 = 47$ мм.

Обертання кулачка спрямоване за годинниковою стрілкою.

Розв'язування

З центра O_1 проводимо пряму O_1K_1 – вісь руху штовхача. З цього ж центра описуємо коло радіусом r_0 в масштабі $\mu_l = 0,001$ м/мм. Від точки перетину C_0 кола з віссю O_1K_1 відкладаємо величину підйому штовхача $C_0b = h / \mu_l = 25$ мм. Розмітку траєкторії C_0b центра ролика виконуємо в відповідності до

графіка $S=S(\varphi)$. Для цього зліва від осі OS (рис.6.2) під довільним кутом проводимо пряму OQ і на ній відкладаємо відрізок $Ob = 25$ мм. Кінцеву точку b цього відрізка з'єднуємо з кінцевою точкою VI проєкції найбільшої ординати $6-6''$. Через кінцеві точки I, II, III, IV, V проєкцій ординат діаграми $S=S(\varphi)$ проводимо прямі, паралельні до $b-VI$. Отримані відрізки $0-1, 1-2, \dots$ переносимо на траєкторію C_0K_1 (рис.6.5) центра ролика. Далі від осі O_1K_1 в бік, протилежний обертанню кулачка, проводимо дугу $6-13'$ радіусом O_1b і відкладаємо кути $\varphi_n = 60^\circ, \varphi_{BB} = 40^\circ, \varphi_0 = 60^\circ$.

Кожну з дуг $6-6'$ і $7'-13'$, відповідних центральних кутів φ_n і φ_0 ділимо на 6 рівних частин в відповідності з розміткою осі абсцис діаграми $S=S(\varphi)$. Точки поділу $1', 2', 3', \dots, 13'$ з'єднуємо з центром O_1 .

Дугами кіл, описаних з центрів O_1 , знесемо точки розмітки шляху штовхача на промені $O_11', O_12', O_13', \dots, O_113'$. Отримаємо точки 1, 2, ..., 13. З'єднуючи послідовно ці точки, отримаємо центровий профіль кулачка

на фазі підйому і опускання штовхача. Частини профілю кулачка, що відповідають верхньому і нижньому вистую, будуть обмежені дугами кіл,

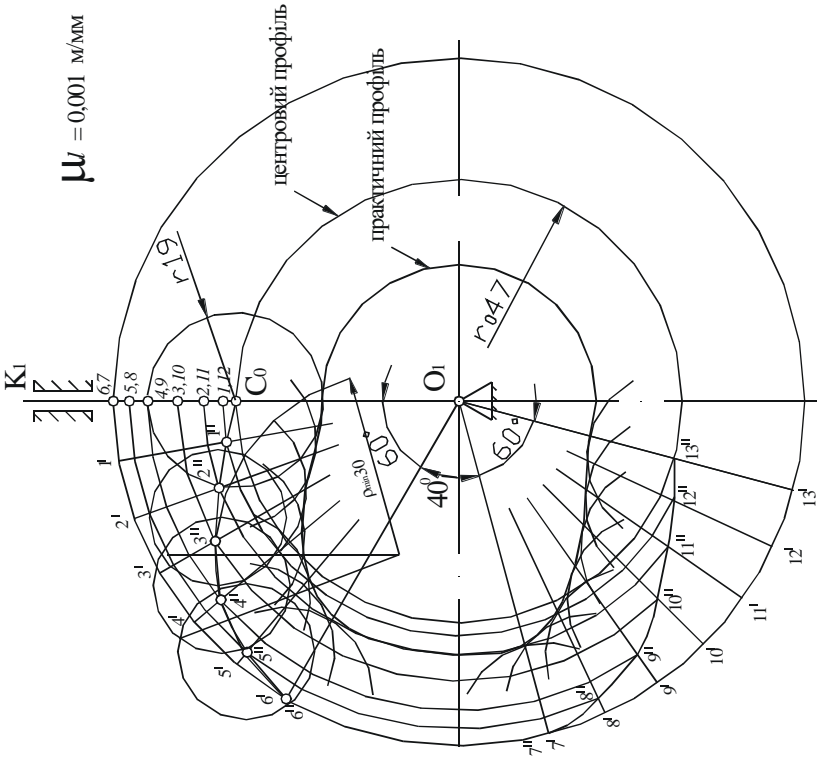


Рис.6.7. Профілювання кулачка

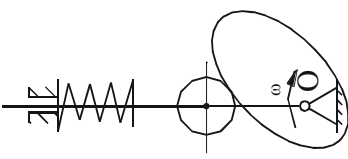


Рис.6.4. Схема кулачкового механізму

повідують верхньому і нижньому вистою, будуть обмежені дугами кіл, описаними з центра O_1 радіусами O_1B'' і O_1C_0 відповідно.

Радіус ролика вибирається з двох умов:

$$r=0,4r_0=0,4\cdot47=19\text{мм},$$

$$r=0,8\rho_{\min},$$

де $\rho_{\min}=30\text{мм}$ - радіус кривини центрального профілю на ділянці найбільшої кривини (рис.6.5).

$$r = 0,8\cdot30=24\text{мм}.$$

Приймаємо $r=19\text{мм}$.

Практичний профіль будуємо як обвідна кіл, проведених з центрів, розташованих на центральному профілі радіусом, рівним радіусу r ролика.

ПРИКЛАД 6.5.

Побудувати профіль кулачка із штовхачем, що обертається (рис. 6.7).

Дано: діаграми руху коромисла (рис. 6.3а,б,в), фазові кути

$$\varphi_n = \varphi_0 = 60^\circ, \quad \varphi_{BB} = 10^\circ.$$

Кут качання коромисла $\beta_{\max} = 20^\circ$.

Довжина ℓ коромисла O_1C рівна 120 мм.

Мінімальний радіус кулачка $r_0=80$ мм (рис.6.3г).

Відстань між центрами обертання кулачка і коромисла $L=156\text{мм}$.

Кулачок обертається за годинниковою стрілкою.

Розв'язування

Будуємо трикутник $O_2O_1C_0$ з сторони L, ℓ, r_0 в масштабі $\mu_\ell=0,002\text{м/мм}$.

Радіусом, рівним O_1C_0 проводимо дугу C_0C_6 , стягуючи кут $C_0C_1C_6=\beta_{\max}=20^\circ$. Цю дугу ділимо на частини, пропорційні ординатам діаграми $\beta=\beta(\varphi)$ (рис.6.3). В бік, протилежний обертанню кулачка, від O_1O_2 відкладаємо кути $\varphi_n=60^\circ, \varphi_{BB}=10^\circ, \varphi_0=60^\circ$ і проводимо дугу радіусом O_2O_1 .

Дуги, стягуючі кути φ_n і φ_0 , ділимо на частини, відповідні поділу осі абсцис діаграми $\beta=\beta(t)$. З отриманих точок $1', 2', 3', \dots, 13'$ радіусом, рівним довжині O_1C робимо засічки $1'', 2'', 3'', \dots, 13''$ на відповідних дугах, проведених з центра O_2 через точки поділу C_0C_6 . З'єднавши плавною кривою точки $C_0, 1'', 2'', 3'', \dots, 13''$, отримаємо центровий профіль кулачка. Профілем кулачка на ділянці $6''-7''$ і C_0-13'' будуть дуги кіл, описаних радіусами O_2B'' і O_2C_0 , відповідно.

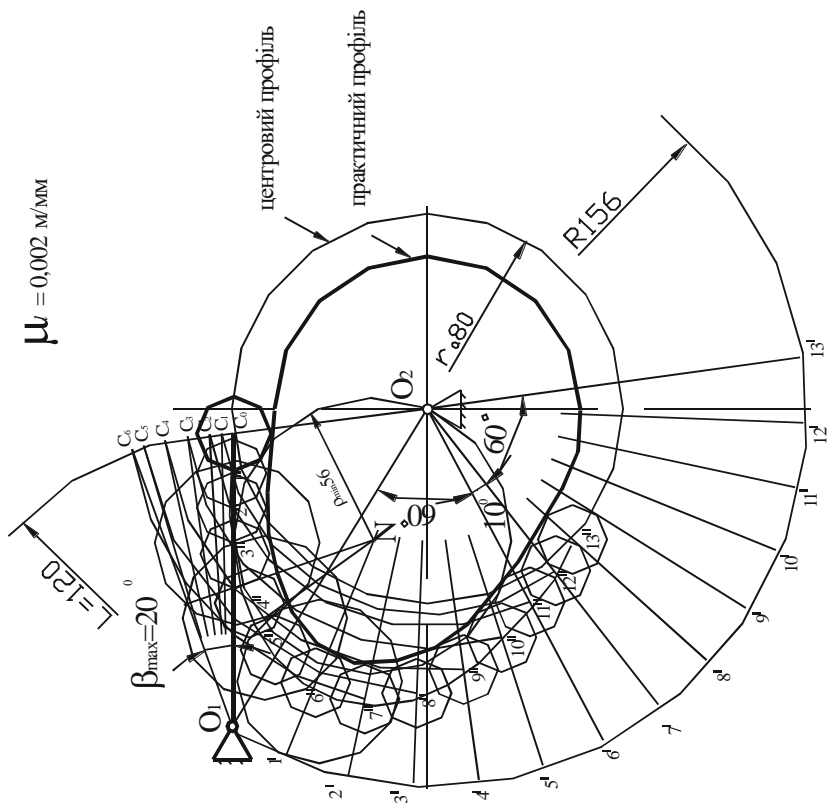


Рис. 6.7. Профілювання кулачка

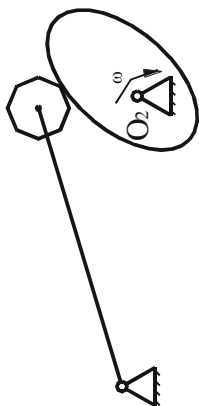


Рис. 6.6. Схема кулачкового механізму

Практичний профіль накреслюється як обвідна сімейства дуг радіуса, що дорівнює радіусу ролика. Дуги проводимо з центрів $C_0, 1'', 2'', 3'', \dots, 13''$, розташованих на центровому профілю кулачка.

Для забезпечення заданого закону руху коромисла радіус r ролика повинен бути меншим мінімального радіуса ρ_{\min} кривини центрального профілю кулачка. Радіус кривини ділянки центрального профілю кулачка визначаємо наближено таким чином. З середньої точки E ділянки найбільшої кривини описуємо коло довільного радіуса. Відмічаємо точки перетину цього кола з профілем кулачка. З цих точок описуємо нові кола тим же радіусом. Через точки взаємного перетину описаних кіл проводимо прямі до перетину їх в точці N . Цю точку приймаємо за центр кривини даної ділянки. Якщо з точки N провести коло радіусом NE , то воно впишеться в ділянку, радіус якого треба було визначити.

$$\rho_{\min} = \overline{\rho_{\min}} \cdot \mu_{\ell} = 28 \cdot 0,002 = 0,056 \text{ м} = 56 \text{ мм}.$$

Приймаємо радіус ролика $r = 15 \text{ мм}$.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Основна

1. Кініцький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Київ: Наукова думка, 2002. 660 с.
2. Єременко О.І. Теорія механізмів і машин. Навчальний посібник. Завдання з прикладами для самостійної роботи студентів. Київ: Видавничий центр НАУ, 2004. 150 с.
3. Артоболовський І.І. Теорія механізмів і машин. Київ: Наука, 1988. 640 с.
4. Кореняко А.С. Теорія механізмів і машин. Київ: Вища школа, 1996. 444 с.
5. Кореняко А.С. Курсове проектування по теорії механізмів і машин. Київ: Вища школа, 1990. 329 с.
6. Методичні рекомендації до лабораторних занять з дисципліни «Теорія механізмів і машин». В.С. Ткачук, В.В. Девін, В.Ю. Бурдега. Кам'янець-Подільський: ПДАТУ, 2020. 56 с.
7. Методичні рекомендації до практичних занять з дисципліни «Теорія механізмів і машин». В.С. Ткачук, В.В. Девін, В.Ю. Бурдега. Кам'янець-Подільський: ПДАТУ, 2020. 40 с.
8. Методичні вказівки для виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Ткачук В.С., Девін В.В. Кам'янець-Подільський: ПДАТУ, 2018. 72 с.

Допоміжна

1. Покора М.І., Теліс Й.Я., Нікіфоров І.П. Теорія механізмів і машин. Львів: Наука, 1990. 576 с.
2. Заблонський К.І. і др. Теорія механізмів і машин. Київ: Вища школа, 1989.

ІНДИВІДУАЛЬНІ ЗАВДАННЯ

Нижче приводиться серія індивідуальних завдань: 10 схем – 60 варіантів. У кожному завданні приводиться схема головного механізму, діаграма сил корисних опорів і схема зубчастої планетарної передачі. Головний механізм є шестиланковим.

Для завдань використані кінематичні схеми реальних машин різних галузей промисловості з певним наголосом на транспортні механізми. Такі машини у своєму комплексі містять шарнірно важільні і зубчасті механізми різних видів, які не є дуже складними для тих, хто вивчає теорію механізмів та машин. Тому включення в деяких завданнях в машину планетарного зубчастого механізму хоч і виглядає дещо штучним, але воно є принципово можливим.

При відсутності необхідних параметрів автор проекту по вказівці керівника повинен задатись ними додатково.

Умовні позначення

У пропонованих завданнях прийняті такі умовні позначення:

$a, b, c, d \dots$ – координати опор стійки, розміри діаграми сил опору;

$l_{OA}, l_{AB} \dots$ – дійсні розміри ланок, відповідно OA і AB;

$\varphi, \alpha, \beta \dots$ – кути повороту (коливання);

$S_{Dm}, S_{Em} \dots$ – максимальний хід (переміщення) вихідної ланки;

n_1 і $n_{дв}$ – частоти обертання відповідно кривошипа 1 і ротора двигуна;

G_i – вага i -тої ланки;

m_i – маса i -тої ланки;

S_i – положення центра мас i -тої ланки;

J_{Si} – момент інерції i -тої ланки відносно її центра мас;

F_{KO}, M_{KO} – відповідно сила та момент сил корисного опору;

δ – коефіцієнт нерівномірності ходу машини;

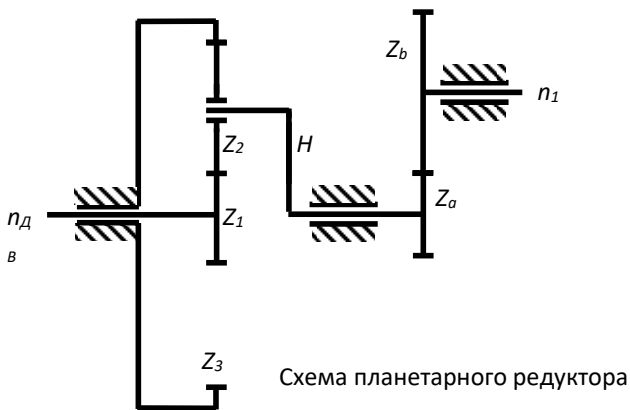
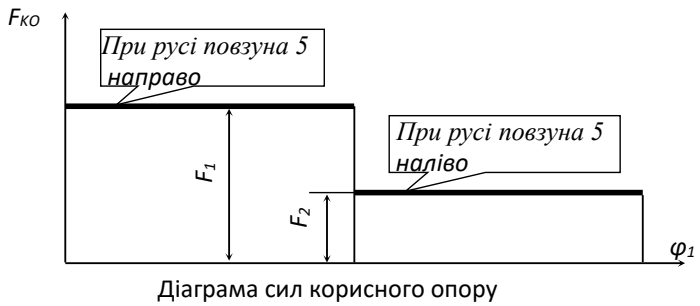
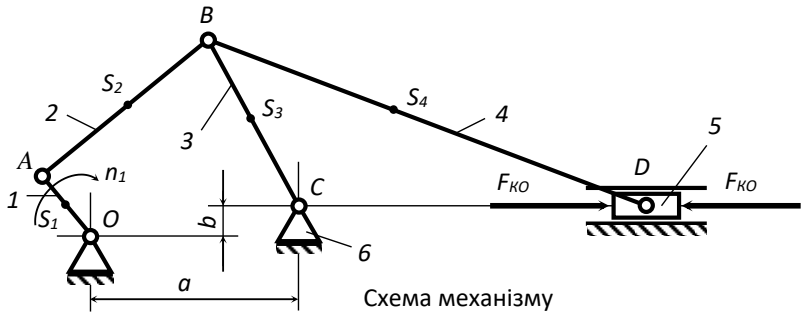
t – модуль зачеплення зубчастої передачі;

№ полож. – положення механізму, для яких необхідно побудувати плани прискорень і виконати силовий розрахунок.

Номер завдання вибирається по останній цифрі номера залікової книжки

Номер завдання вибирається по останній цифрі номера залікової книжки

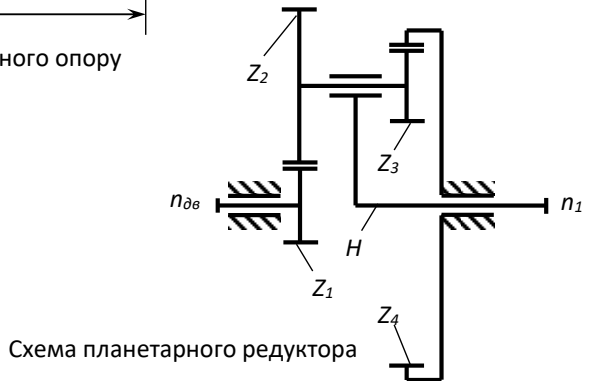
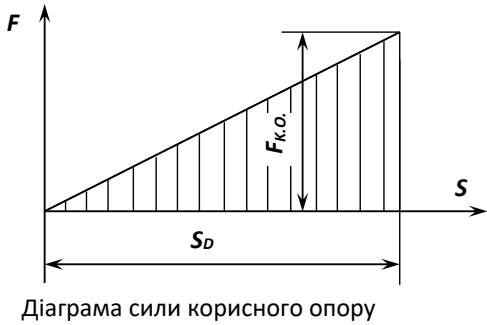
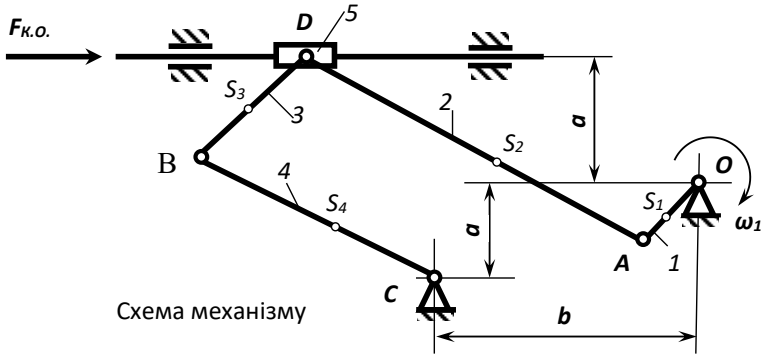
Завдання 1. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



Основні дані для дослідження механізму коливального конвеєра

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0.800	0.850	0.900	0.950	1.100	1.050
2.	b		0.100	0.110	0.120	0.125	0	0.130
3.	l_{OA}		0.200	0.225	0.250	0.300	0.180	0.280
4.	l_{AB}		0.950	0.900	1.000	1.000	1.200	1.320
5.	l_{BC}		0.500	0.500	0.525	0.550	0.580	0.650
6.	l_{BD}		0.950	1.000	1.050	1.000	1.200	1.280
7.	G_1	Н	180	160	100	200	150	140
8.	G_2		300	400	500	500	600	500
9.	G_3		300	250	200	200	240	320
10.	G_4		500	450	420	600	550	500
11.	G_5		600	550	700	800	750	700
12.	Js_1	кг · м ²	0,140	0,185	0,085	0,130	0,160	0,175
13.	$Js_2 = Js_4$		0,355	0,450	0,230	0,600	0,550	0,700
15.	Js_3		0,250	0,340	0,300	0,320	0,250	0,290
16.	F_1	кН	1,4	1,8	1,6	2,0	1,5	2,5
17.	F_2		0,8	0,9	0,8	0,9	0,6	1,0
18.	n_1	об/хв	80	90	100	80	120	90
19.	δ	-	1/12	1/20	1/25	1/20	1/16	1/18
20.	Z_1		15	18	15	18	18	15
21.	Z_2		42	28	36	30	42	44
22.	Z_3		99	74	87	78	102	103
23.	m	мм	5	8	5	8	6	8
24.	$n_{ДВ}$	об/хв	1500	950	1000	1500	1000	950
25.	№ полож	-	1, 6	2, 7	3, 8	4, 10	5, 11	6, 11
			$l_{OS1} = 0.4l_{OA}; l_{AS2} = 0.5l_{AB}; l_{CS3} = 0.4l_{BC}; l_{BS4} = 0.5l_{BD}$					

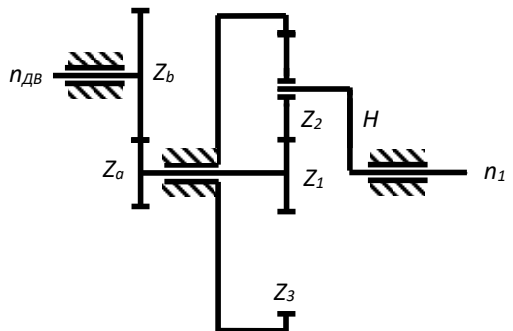
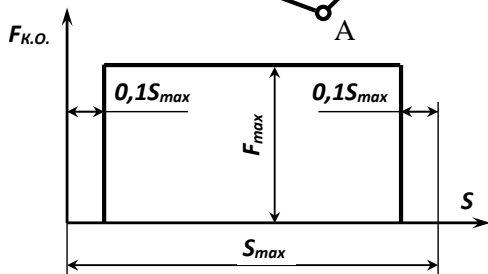
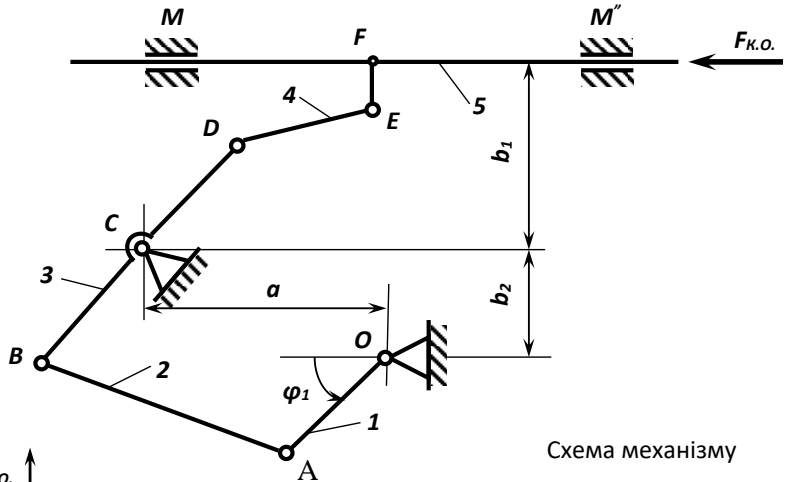
Завдання 2. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПРЕСА ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ БЛОКІВ



Основні дані для дослідження механізму преса

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0,15	0,20	0,18	0,16	0,16	0,15
2.	b		0,37	0,35	0,40	0,40	0,42	0,38
3.	l_{OA}		0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,14
4.	l_{AD}		0,52	0,54	0,56	0,54	0,52	0,56
5.	l_{BD}		0,18	0,20	0,18	0,22	0,20	0,18
6.	l_{BC}		0,36	0,38	0,40	0,35	0,37	0,40
7.	G_{OA}	Н	80	90	100	80	90	100
8.	G_{AD}		110	120	110	140	160	120
9.	G_{BC}		55	55	60	90	60	70
10.	G_{BD}		190	200	210	180	220	200
11.	G_D		76	74	80	60	90	75
12.	Js_1	кг·м ²	0,02	0,04	0,02	0,04	0,02	0,04
13.	Js_2		0,06	0,06	0,05	0,08	0,08	0,05
14.	$Js_3 = Js_4$		0,02	0,02	0,04	0,08	0,06	0,08
15.	Js_5		0,06	0,06	0,04	0,06	0,04	0,06
16.	$F_{KO\ max}$	кН	0,2	0,4	0,6	0,4	0,2	0,6
17.	n_1	об/хв	40	36	60	45	66	48
18.	δ	-	1 / 12	1 / 12	1 / 8	1 / 10	1 / 12	1 / 8
19.	Z_1		17	15	15	17	15	15
20.	Z_2		37	33	36	35	30	36
21.	Z_3		36	24	27	24	27	33
22.	Z_4		90	72	78	76	72	84
23.	m	мм	4	4	5	5	4	4
24.	№ полож	-	4, 10	2, 7	5, 11	3, 8	1, 6	6, 11
			$l_{OS1} = 0.4l_{OA}; l_{AS2} = 0.5l_{AD}; l_{BS3} = 0.4l_{BD}; l_{BS4} = 0.5l_{BC}$					

Завдання 3. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ СІННОГО ПРЕСА



Основні дані для дослідження механізму сінного преса

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0.595	0.550	0.595	0.560	0.595	0.595
2.	b_1		0.153	0.150	0.158	0.153	0.158	0.153
3.	b_2		0.544	0.540	0.544	0.544	0.540	0.544
4.	l_{OA}		0.170	0.170	0.170	0.170	0.174	0.170
5.	l_{AB}		0.782	0.780	0.782	0.780	0.782	0.780
6.	l_{BC}		0.544	0.540	0.550	0.540	0.550	0.540
7.	l_{CD}		0.408	0.416	0.410	0.400	0.410	0.400
8.	l_{DE}		0.493	0.490	0.493	0.490	0.490	0.490
9.	l_{EF}		0.077	0.080	0.077	0.074	0.080	0.080
10.	Погонна вага ланок	Н/м	150	160	150	170	160	170
11.	J_{S1}	кг·м ²	0,130	0,140	0,160	0,110	0,180	0,130
12.	J_{S2}		0,620	0,880	0,560	0,640	0,720	0,450
13.	J_{S3}		0,320	0,355	0,450	0,230	0,290	0,420
14.	J_{S4}		0,550	0,560	0,630	0,740	0,600	0,580
15.	$F_{КО max}$	кН	0.8	1.2	1.9	2.4	2.2	1.8
16.	n_1	об/хв	32	36	40	45	42	30
17.	δ	-	1 / 16	1 / 12	1 / 20	1 / 10	1 / 12	1 / 18
18.	Z_1		18	15	18	18	15	15
19.	Z_2		28	36	30	42	44	42
20.	Z_3		74	87	78	102	103	99
21.	t	мм	6	4	5	5	4	4
22.	<i>№ полож</i>	-	4, 10	2, 7	5, 11	3, 8	1, 6	6, 11
<i>Напрямок обертання ланки OA – проти ϕ_1</i>								
<i>Центри мас ланок знаходяться на серединах їх довжин</i>								

Основні дані для дослідження механізму поперечно-стругального верстата

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0,19	0,25	0,25	0,30	0,22	0,16
2.	b		0,17	0,18	0,26	0,24	0,22	0,20
3.	l_{OA}		0,082	0,113	0,065	0,100	0,078	0,049
4.	l_{BC}		0,376	0,450	0,520	0,560	0,450	0,370
6.	l_{CD}		0,125	0,150	0,170	0,180	0,150	0,125
7.	l_{BS3}		0,188	0,225	0,260	0,280	0,225	0,185
8.	l_{CS4}		0,060	0,070	0,080	0,090	0,075	0,060
9.	m_2		кг	25	35	40	40	25
10.	m_3	4,0		4,5	5,0	3,5	2,0	2,0
11.	m_4	4		4	4	4	4	3
12.	m_5	170		190	200	220	180	150
13.	J_{S2}	кг·м ²		0,29	0,38	0,61	0,48	0,42
14.	J_{S3}		0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01
15.	J_{S4}		0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
16.	$F_{КО max}$	кН	12	14	13	11	14	12
17.	$n_{ДВ}$	об/хв	950	980	950	980	980	980
18.	n_1		80	90	75	70	85	80
19.	δ	-	1 / 16	1 / 12	1 / 20	1 / 10	1 / 12	1 / 18
20.	Z_1		24	30	18	19	17	24
21.	Z_2		36	45	27	29	25	36
22.	Z_3		96	120	72	77	67	96
23.	Z_4		9	11	8	9	9	9
24.	m		мм	4	4	5	5	4
25.	<i>№ полож</i>	-	4, 10	2, 7	5, 11	3, 8	1, 6	6, 11

Завдання 5. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ
ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

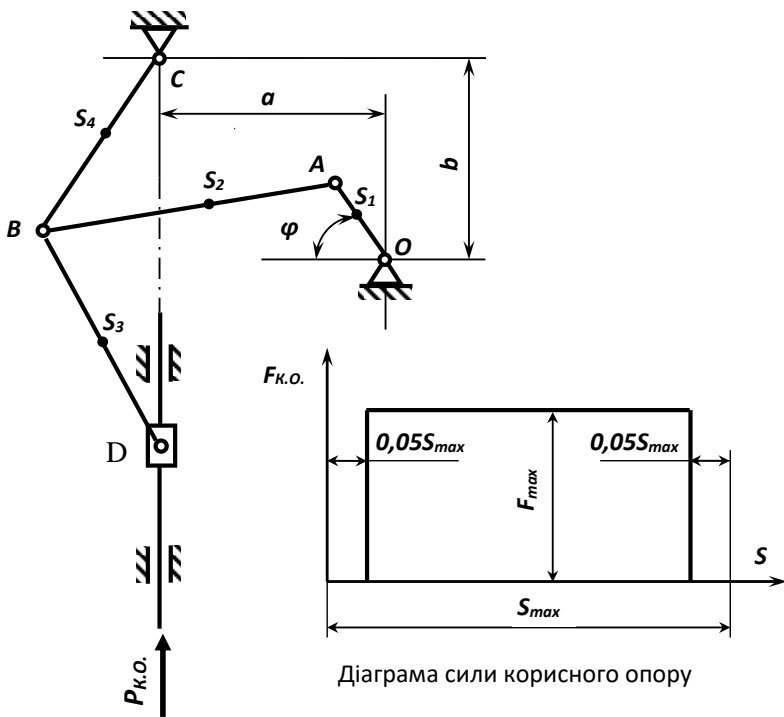
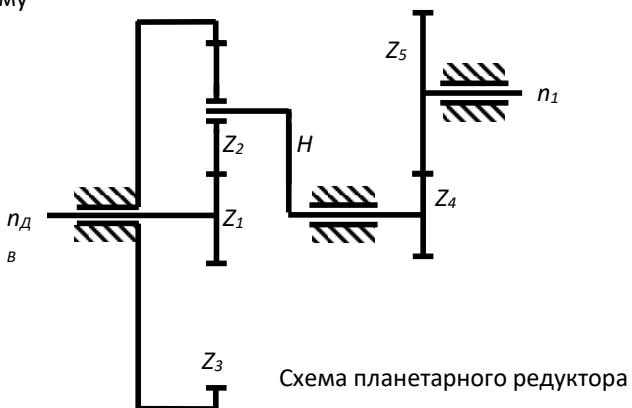


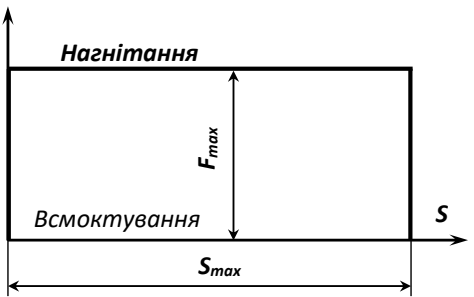
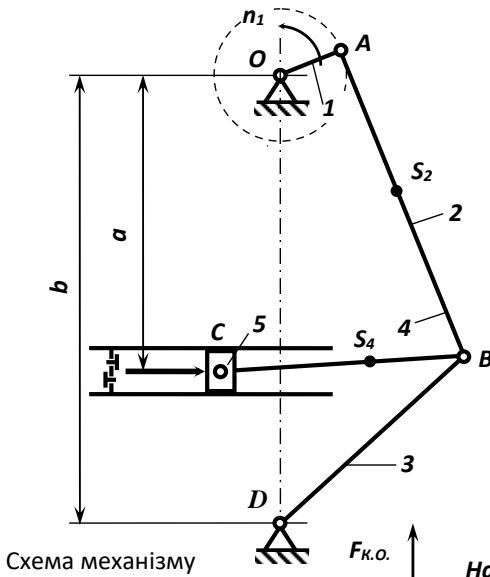
Схема механізму



Основні дані для дослідження механізму довбального верстата

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0,98	1,00	1,00	1,06	1,08	1,10
2.	b		1,12	1,20	1,10	1,18	1,22	1,24
3.	l_{OA}		0,48	0,44	0,52	0,46	0,54	0,50
4.	l_{AB}		1,10	1,00	0,98	1,12	1,16	1,14
5.	l_{BC}		1,12	1,16	1,14	1,10	1,10	1,00
6.	l_{BD}		1,60	1,50	1,58	1,54	1,62	1,60
7.	l_{OS1}		0,20	0,20	0,24	0,22	0,26	0,24
8.	l_{BS2}		0,50	0,48	0,48	0,54	0,56	0,56
9.	l_{BS3}		0,80	0,75	0,78	0,80	0,80	0,80
10.	l_{CS4}		0,56	0,52	0,56	0,55	0,52	0,48
11.	m_1	кг	10	12	16	10	18	16
12.	m_2		28	22	20	26	26	22
13.	m_3		26	26	22	24	24	26
14.	m_4		40	36	38	38	42	40
15.	m_5		60	52	47	48	60	54
16.	J_{S2}	кг·м ²	0,29	0,38	0,61	0,48	0,42	0,34
17.	J_{S3}		0,02	0,02	0,02	0,02	0,01	0,01
18.	J_{S4}		0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
19.	$F_{KO\ max}$	кН	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
20.	$n_{ДВ}$	об/хв	950	980	950	980	980	980
21.	n_1		80	90	75	70	85	80
22.	δ	-	1 / 40	1 / 50	1 / 80	1 / 60	1 / 55	1 / 90
23.	Z_1		19	17	24	24	18	30
24.	Z_2		29	25	36	36	27	45
25.	Z_3		77	67	96	96	72	120
26.	Z_4		9	9	9	9	8	11
27.	t	мм	6	4	5	6	5	4
28.	$N_2\ \text{полож}$	-	5, 11	2, 7	1, 6	4, 10	6, 11	3, 8

Завдання 6. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПЛУНЖЕРНОГО НАСОСА



Діаграма сили корисного опору

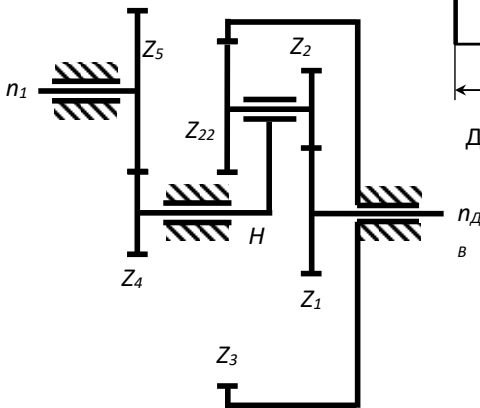
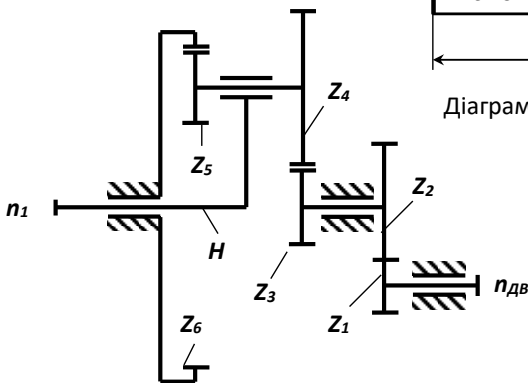
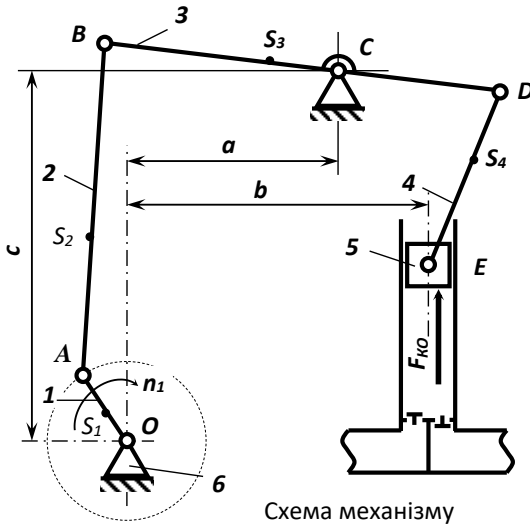


Схема планетарного редуктора

Основні дані для дослідження механізму плунжерного насоса

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и						
			1	2	3	4	5	6	
1.	a	м	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255	
2.	b		0,360	0,355	0,345	0,350	0,365	0,340	
3.	l_{OA}		0,050	0,054	0,046	0,056	0,063	0,060	
4.	l_{AB}		0,266	0,270	0,246	0,262	0,252	0,250	
5.	$l_{BC} = l_{BD}$		0,185	0,170	0,180	0,190	0,200	0,185	
6.	l_{AS2}		0,5 l_{AB}						
7.	l_{BS4}		0,5 l_{CB}						
8.	m_2	кг	20	21	25	17	19	22	
9.	m_4		16	17	15	18	17	20	
12.	m_5		50	55	55	45	45	50	
13.	J_1	кг · м ²	0,10	0,12	0,09	0,12	0,11	0,14	
14.	J_{S2}		0,16	0,15	0,18	0,12	0,14	0,18	
15.	J_{S4}		0,07	0,09	0,06	0,08	0,09	0,08	
16.	$F_{KO,max}$	кН	4,9	3,5	4,0	3,6	4,2	4,7	
17.	$n_{ДВ}$	об/хв	950	950	950	950	950	950	
18.	n_1		80	90	100	110	120	130	
19.	δ	-	1 / 30	1 / 20	1 / 25	1 / 20	1 / 40	1 / 38	
20.	Z_1		23	18	18	23	20	21	
21.	Z_2		52	48	48	52	61	50	
22.	Z_{22}		21	21	21	21	31	22	
23.	Z_3		96	87	87	96	112	93	
24.	Z_4		12	11	12	11	13	12	
25.	m		мм	5	6	5	4	6	4
26.	N_0 полож		-	5, 11	2, 7	4, 10	1, 6	3, 8	6, 11

Завдання 7. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ
НАСОСА ТИПУ НДМ-4

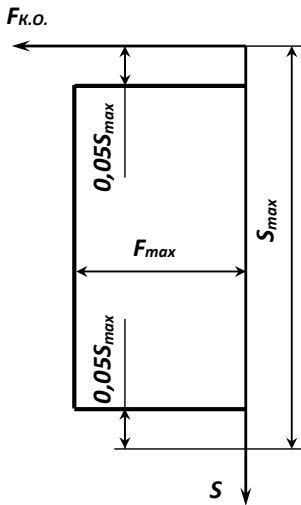
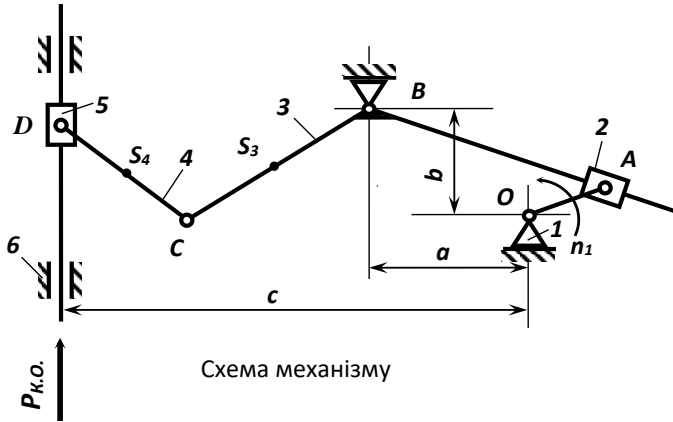


Основні дані для дослідження механізму насоса типу НДМ-4

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0,26	0,40	0,65	0,35	0,52	0,62
2.	b		0,34	0,57	0,85	0,45	0,68	0,79
	c		0,47	0,78	0,80	0,63	0,84	0,60
4.	l_{OA}		0,06	0,10	0,15	0,08	0,12	0,14
5.	l_{AB}		0,38	0,63	0,95	0,51	0,76	0,89
6.	l_{BC}		0,34	0,44	0,66	0,35	0,53	0,62
7.	l_{CD}		0,11	0,31	0,46	0,20	0,37	0,43
8.	l_{DE}		0,32	0,54	0,80	0,43	0,64	0,75
9.	m_1	кг	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
10.	m_2		5,0	8,0	9,0	6,0	8,0	9,0
11.	m_3		6,5	11,0	12,0	7,0	10,0	8,0
12.	m_4		4,0	6,5	7,0	5,0	7,0	6,5
13.	m_5		10	16	17	11	16	17
14.	J_{S1}	кг·м ²	0,02	0,03	0,05	0,02	0,03	0,04
15.	J_{S2}		0,08	0,10	0,12	0,08	0,11	0,15
16.	J_{S3}		0,19	0,22	0,35	0,20	0,34	0,36
17.	J_{S4}		0,05	0,09	0,10	0,11	0,09	0,12
18.	$F_{KO max}$	Н	500	550	650	700	750	650
19.	$n_{ДВ}$	об/хв	950	950	950	950	950	950
20.	δ	-	0,05	0,15	0,10	0,06	0,07	0,15
21.	Z_1		14	15	14	13	15	16
22.	Z_2		24	30	28	26	25	28
23.	Z_3		30	27	24	27	24	25
24.	Z_4		21	30	36	33	30	35
25.	Z_5		15	33	18	24	18	18
26.	Z_6		66	90	78	84	72	78
27.	t	мм	4	4	5	5	5	4
28.	N_2 полож	-	5, 11	2, 7	1, 6	4, 10	6, 11	3, 8

Центри мас ланок знаходяться на серединах їх довжин
 Зачеплення побудувати для пари зубчастих коліс Z_1 і Z_2

Завдання 8. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ДОВБАЛЬНОГО ВЕРСТАТА



Діаграма сили корисного опору

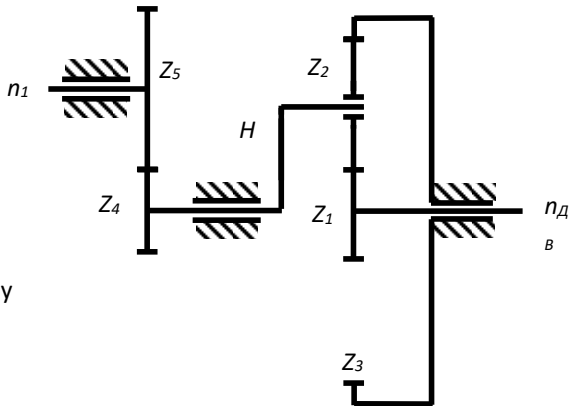
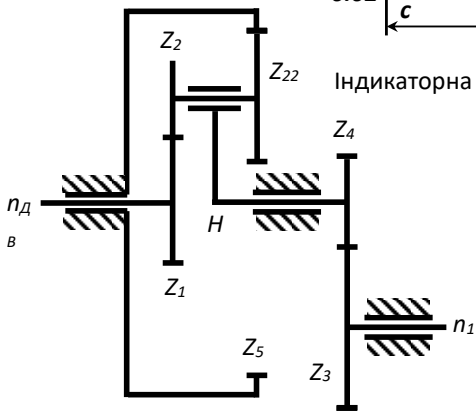
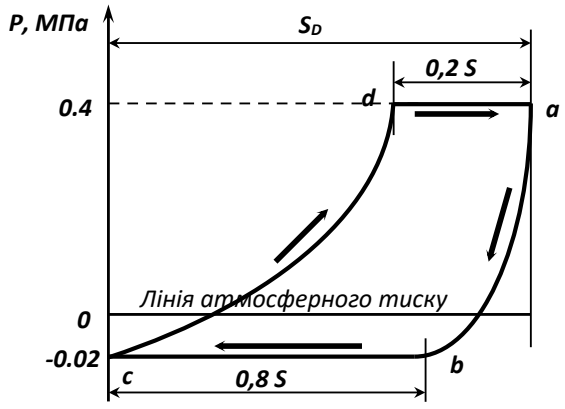
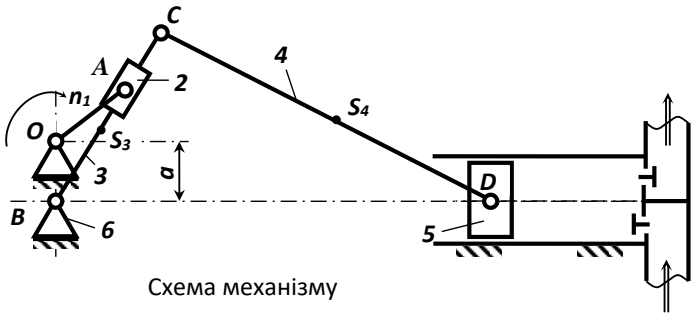


Схема планетарного редуктора

Основні дані для дослідження механізму довбального верстата

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0,135	0,130	0,160	0,140	0,130	0,125
2.	b		0,090	0,100	0,100	0,100	0,095	0,095
	c		0,380	0,380	0,430	0,400	0,360	0,380
4.	l_{OA}		0,075	0,055	0,065	0,062	0,058	0,050
5.	l_{BC}		0,240	0,230	0,220	0,235	0,240	0,225
6.	l_{CD}		0,132	0,128	0,150	0,130	0,140	0,125
7.	l_{CS3}		0,080	0,080	0,075	0,080	0,075	0,075
8.	l_{CS4}		0,066	0,064	0,075	0,065	0,070	0,062
9.	$\angle ABC$	град	130	120	130	140	120	140
10.	m_2	кг	4	5	4	6	5	4
11.	m_3		30	40	35	40	35	30
12.	m_4		4	6	5	5	4	5
13.	m_5		100	80	120	100	150	160
14.	J_{S2}		0,002	0,001	0,003	0,001	0,001	0,002
15.	J_{S3}	кг·м ²	0,030	0,035	0,025	0,030	0,035	0,025
16.	J_{S4}		0,003	0,004	0,002	0,003	0,004	0,002
17.	$F_{KO max}$	кН	10,5	20,5	10,8	12,0	18,0	16,0
18.	n_1	об/хв	140	120	130	150	120	140
19.	$n_{ДВ}$		1470	1450	1450	1470	1450	1450
20.	δ	-	0,05	0,15	0,10	0,06	0,07	0,15
21.	Z_1		24	17	28	24	18	20
22.	Z_2		36	25	35	30	27	25
23.	Z_3		96	67	98	84	72	70
24.	Z_4		12	10	8	10	12	10
25.	m		мм	4	4	5	4	5
26.	N_2 полож	-	5, 11	2, 7	1, 6	4, 10	6, 11	3, 8

Завдання 9. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ
ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА



Основні дані для дослідження механізму поршневого компресора

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0,012	0,015	0,020	0,025	0,020	0,025
2.	l_{OA}		<i>Визначається методом засічок</i>					
3.	l_{CD}		<i>Визначається методом засічок</i>					
4.	l_{BC}		0.08	0.09	0.10	0.11	0.12	0.14
5.	l_{BS3}		$0.5 l_{BC}$					
6.	l_{CS4}		$0.5 l_{CD}$					
7.	m_1	кг	3.0	3.0	3.5	3.5	4.5	4.0
8.	m_2		0.5	0.6	0.5	0.6	0.5	0.6
9.	m_3		6.5	7.0	7.5	8.0	7.5	6.0
10.	m_4		5.2	5.8	6.2	6.0	5.6	5.4
11.	m_5		4.2	4.5	4.4	4.4	4.8	4.0
		кг · м ²	0.05	0.04	0.06	0.03	0.06	0.04
13.	J_{S4}		0.08	0.07	0.09	0.09	0.08	0.07
14.	$n_{ДВ}$	об/хв	3000	2800	2850	3000	2800	2850
15.	δ	-	0.01	0.01	0.02	0.02	0.01	0.01
16.	Z_1		18	23	18	18	23	18
17.	Z_2		48	52	48	48	52	48
18.	Z_{22}		21	21	21	21	21	21
19.	Z_3		87	96	87	87	96	87
20.	Z_4		12	12	11	12	11	11
21.	t		мм	2	2	2	4	2
22.	<i>№ полож</i>	-	5, 11	6, 11	3, 8	1, 6	2, 7	4, 10

Координати для побудови індикаторної діаграми

P/P_{\max}	S_D/S	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
	вліво	1,0	0,3	-0,05								
вправо	1,0	1,0	1,0	0,55	0,38	0,27	0,18	0,1	0,05	0	-0,05	

Завдання 10. ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ

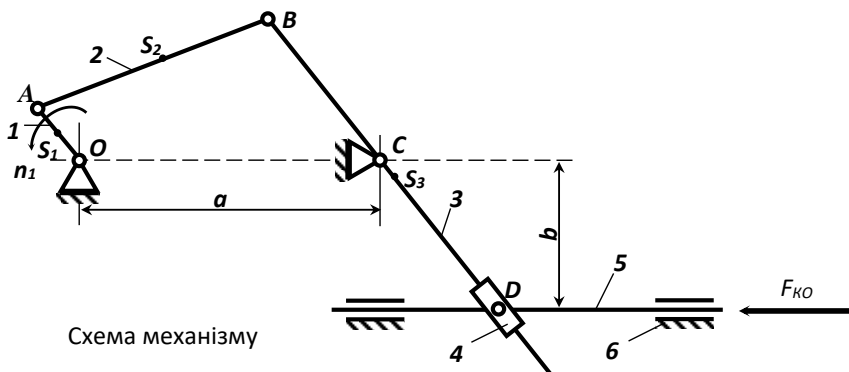
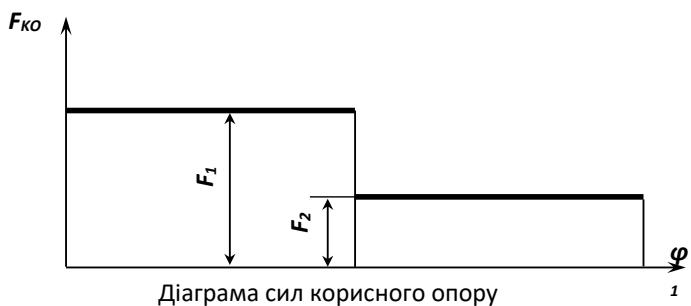


Схема механізму



Діаграма сил корисного опору

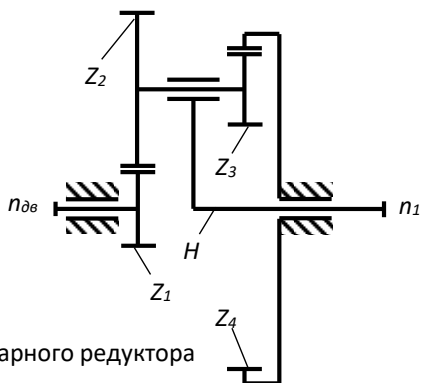


Схема планетарного редуктора

Основні дані для дослідження механізму подачі

№ п/п	Позначення	Одиниці виміру	В а р і а н т и					
			1	2	3	4	5	6
1.	a	м	0,244	0,240	0,200	0,220	0,240	0,260
2.	b		0,120	0,100	0,180	0,150	0,160	0,170
3.	l_{OA}		0,036	0,028	0,021	0,025	0,028	0,034
4.	l_{AB}		0,126	0,144	0,136	0,234	0,142	0,204
5.	l_{BC}		0,196	0,146	0,146	0,176	0,160	0,180
6.	m_1	кг	2,0	3,0	1,5	2,5	4,0	4,5
7.	m_2		5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
8.	m_3		8,0	10,0	12,0	12,5	10,5	8,5
9.	m_5		14,0	16,0	18,0	20,0	22,0	24,0
10.	Js_1	кг · м ²	0,36	0,40	0,48	0,28	0,32	0,26
11.	Js_2		0,48	0,50	0,56	0,60	0,70	0,80
12.	Js_3		0,90	0,95	1,00	1,10	1,20	1,10
13.	F_1	кН	2,5	2,0	1,5	1,8	1,4	1,6
14.	F_2		1,0	0,9	0,6	0,9	0,7	0,8
15.	n_1	об/хв	80	90	100	80	120	90
16.	δ	-	1/15	1/20	1/25	1/20	1/25	1/18
17.	Z_1		17	15	15	17	15	15
18.	Z_2		35	36	30	37	36	33
19.	Z_3		24	33	27	36	27	24
20.	Z_4		76	84	72	90	78	72
21.	m	мм	5	4	5	4	2	4
22.	$n_{ДВ}$	об/хв	1500	950	1000	1500	1000	950
23.	№ полож	-	1, 6	2, 7	3, 8	4, 10	5, 11	6, 11

$$l_{OS1} = 0.4l_{OA}; \quad l_{AS2} = 0.5l_{AB}; \quad l_{BS3} = l_{BC}.$$

Список використаних джерел

1. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Підручник. Київ: «Наукова думка», 2002. 660 с.
2. Булгаков В.М., Черниш О.М., Адамчук В.В. та ін. Теорія механізмів і машин: підруч. [для студ. аграрних вищ. навч. закл.] В.М. Булгаков, О.М. Черниш, В.В. Адамчук, М.Г. Березовий, В.В. Яременко Київ: Видавн. НУБіПУ, 2016. 547 с.
3. Теорія механізмів і машин: практикум для навчання в умовах інформаційноосвітнього середовища : навчальний посібник. Д. В. Бабенко, Н. А. Доценко, О. А. Горбенко. Миколаїв : МНАУ, 2019. 168 с.
4. В.М. Арендаренко, І.А. Дудніков Теорія механізмів і машин в прикладах і задачах. Навчальний посібник. Полтава, 2020. 176с
5. Попов С.В., Бучинський М.Я., Гнітько С.М., Чернявський А.М. Теорія механізмів технологічних машин: підручник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти. Харків: НТМТ, 2019. 268 с.
6. Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів спеціальності „Динаміка і міцність машин” Автор: к.т.н., доц. О.П. Заховайко. Київ: НТУУ "КПІ", 2020. 243 с.
7. Методичні рекомендації до лабораторних занять з дисципліни «Теорія механізмів і машин» В.С. Ткачук, В.В. Девін, В.Ю. Бурдега. Кам'янець-Подільський : ПДАТУ, 2021. 56 с.
8. Методичні рекомендації до практичних занять з дисципліни «Теорія механізмів і машин» В.С. Ткачук, В.В. Девін, В.Ю. Бурдега. Кам'янець-Подільський : ПДАТУ, 2021. 98 с.
9. Освітньо-професійна програма «Агроінженерія» для підготовки здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 208 «Агроінженерія» <https://surl.li/jyxgmj>.
10. Електронний навчальний курс «Теорія механізмів і машин» <http://pdatu.net.ua/course/view.php?id=29>.

Методичні рекомендації до практичних занять з дисципліни
«Теорія механізмів і машин» для здобувачів першого (бакалаврського) рівня
вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» В.С. Ткачук, В.В. Девін,
В.Ю. Бурдега. Кам'янець-Подільський: ПДУ, 2023. 98 с.

Подільський державний університет, вул. Шевченка, 13,
м. Кам'янець-Подільський, Хмельницька область, 32300