

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ



Інженерно-енергетичний
факультет
Кафедра загальнотехнічних дисциплін

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН:

методичні рекомендації до виконання практичних та самостійних
робіт в умовах інформаційно-освітнього середовища
для здобувачів вищої освіти ступеня «Бакалавр»
спеціальностей 208 «Агроінженерія» та 015 «Професійна освіта
(Аграрне виробництво, переробка сільськогосподарської продукції
та харчові технології)» денної та заочної форм навчання

Миколаїв
2021

УДК 621.01

Т 62

Рекомендовано до друку рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 15.02.21, протокол №6.

Укладач:

Доценко Н. А. – доктор пед. наук, канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

Атаманюк І. П. – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри вищої та прикладної математики, Миколаївський національний аграрний університет

Самойленко О. М. – доктор пед. наук, доцент, професор кафедри інформаційних систем і технологій, Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ.

© Миколаївський національний аграрний університет, 2021

© Доценко Н. А., 2021

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. ПРОЄКТУВАННЯ КРИВОШИПНО-КОРОМИСЛОВОГО МЕХАНІЗМУ	5
1.1. Загальні відомості про механізм	5
1.2. Синтез механізму	7
1.3. Структурний аналіз механізму	10
2. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ	12
2.1. Побудова планів швидкостей механізму.....	12
2.2 Побудова планів прискорень механізму	16
3. КІНЕТОСТАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ	21
3.1. Основні положення кінетостатичного дослідження плоских механізмів	21
3.2. Визначення сил інерції	22
3.3. Визначення реакцій у кінематичних парах механізму	24
3.4. Силовий розрахунок ведучої ланки	26
3.5. Визначення зрівноважувальної сили методом важеля Жуковського	27
4. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТА ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА	29
4.1. Побудова діаграми $MKO = MKO(\varphi)$	31
4.2. Побудова діаграм $AKO = AKO\varphi$, $Ap = Ap\varphi$, $Mp =$ $Mp\varphi$, $\Delta T = \Delta T(\varphi)$	33
4.3. Побудова діаграми $I_{zv} = I_{zv}(\varphi)$	34
4.4. Визначення моменту інерції маховика.....	35
Завдання для виконання практичних та самостійних робіт.....	37
5. ЗАВДАННЯ ДЛЯ ВИКОНАННЯ В УМОВАХ ІНФОРМАЦІЙНО-ОСВІТНЬОГО СЕРЕДОВИЩА.....	51
5.1. Тестові навчальні тренажери з дисципліни «Теорія механізмів і машин»	51
ЛІТЕРАТУРА	55

Вступ

Основна задача кінематичного дослідження механізму полягає у визначенні параметрів (переміщень, швидкостей та прискорень) руху його ланок по заданому закону руху вхідної (ведучої) ланки. З аналізу положень ланок і траєкторії їх точок можна визначити правильність дії механізму і відповідність траєкторії точок робочого органу технологічному процесу, а також встановити простір необхідний для розташування механізму. Швидкості (кутові та лінійні) ланок використовують для визначення кінетичної енергії механізму при рішенні задач динаміки. По значенням прискорень (кутових та лінійних) знаходять також інерційні навантаження на ланки, які використовують в подальшому для оцінки міцнісної надійності ланок.

Кінетостатичний розрахунок механізмів дає змогу визначити реакції в кінематичних парах, зрівноважувальний момент або зрівноважувальну силу на ведучій ланці і зусилля, які діють на окремі ланки механізму, що має велике практичне значення для розрахунків ланок на міцність, жорсткість, вібростійкість, зносостійкість, довговічність та визначення раціональних конструктивних форм. При розв'язанні задач силового розрахунку механізмів припускається, що маси і моменти інерції ланок відомі. Отже завжди можна визначити ті сили інерції, які необхідні для розв'язання задач силового розрахунку. В першому наближенні силовий розрахунок проводять без урахування сил тертя в кінематичних парах.

В методичних рекомендаціях представлені практичні роботи та приклади їх розв'язання №1 («Проектування кривошипно-коромислового механізму»; №2 «Кінематичне дослідження механізму»; №3 «Кінетостатичне дослідження механізму»; №5 «Визначення моменту інерції маховика». Також представлені варіанти завдань для виконання практичних і самостійних робіт та тестові тренажери для закріплення отриманих знань і навичок в умовах інформаційно-освітнього середовища.

1. ПРОЄКТУВАННЯ КРИВОШИПНО-КОРОМИСЛОВОГО МЕХАНІЗМУ

1.1. Загальні відомості про механізм

Механізми, ланки яких утворюють між собою лише нижчі кінематичні пари (обертальні та поступальні, циліндричні або сферичні), називаються шарнірно-важільними.

Основою для багатьох плоских механізмів служить шарнірний чотириланковик, характерним представником якого є кривошипно-коромисловий механізм. В загальному вигляді схема кривошипно-коромислового механізму зображена на рис.1.1.

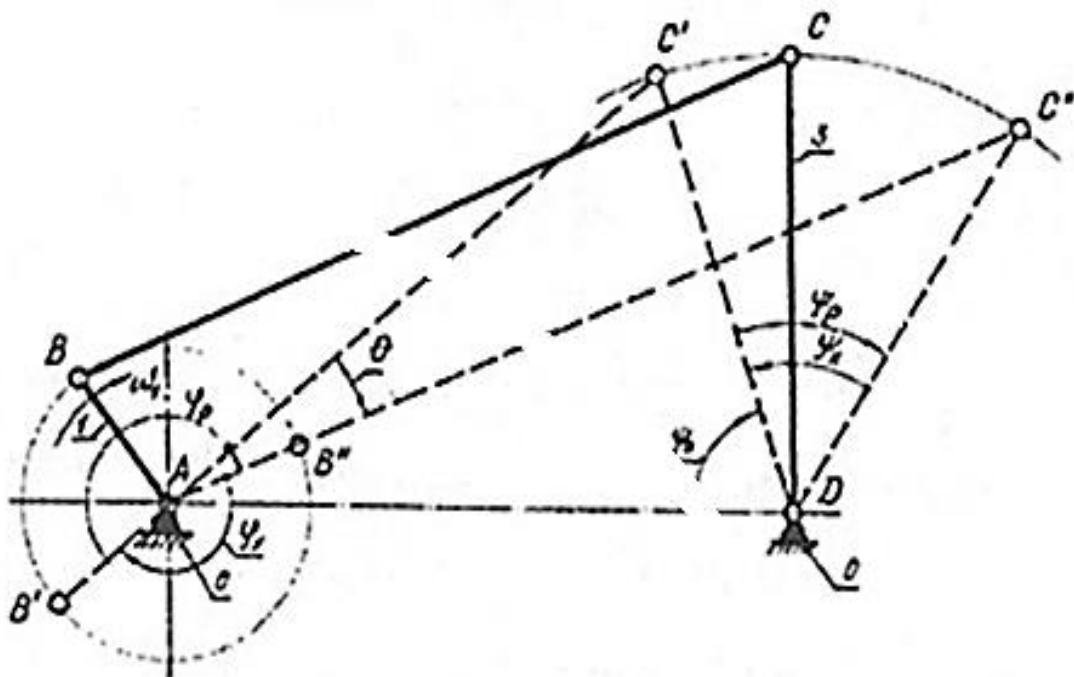


Рис.1.1. Схема кривошипно-коромислового механізму

Цей механізм застосовується для перетворення безперервного обертання ведучої (початкової) ланки — кривошипа у зворотньо-обертальний (коливальний) рух вихідної ланки — коромисла і, навпаки, для перетворення коливального руху коромисла в обертальний рух кривошипа. Кривошип **АВ** з'єднаний з коромислом **CD** за допомогою шатуна **BC**. Функція положення механізму зв'язує кут коливання коромисла ω з кутом повороту кривошипа φ . За один оберт кривошипа коромисло повертається на кут ω в один бік і на такий же кут в інший бік.

При коливанні коромисла від одного крайнього положення до другого кривошип обертається на кут $\varphi \neq 180^\circ$.
 Можна підібрати розміри ланок таким чином, щоб за половину оберту кривошипа φ_p , коромисло виконувало повне коливання в одну сторону ω_p (рис.1.2).

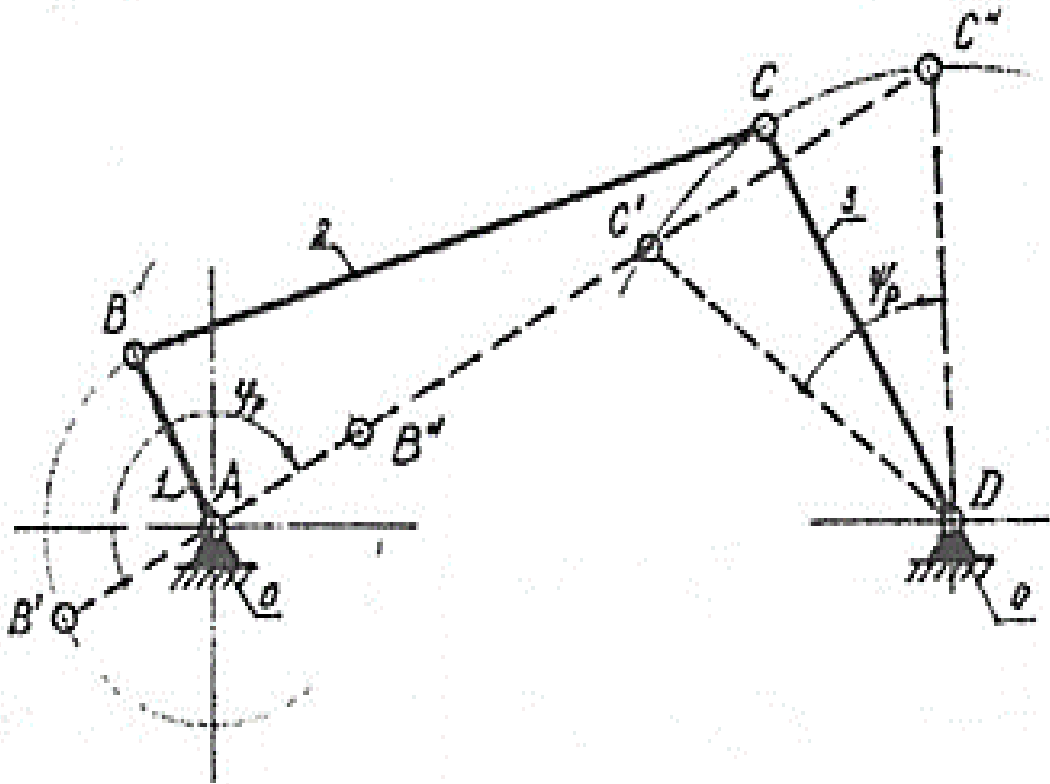


Рис.1.2. Повне коливання коромисла механізму

Умови існування обох приведених схем наступні:

$$AB < BC; \quad AB + BC < CD + AD; \quad BC - AB > AD - CD;$$

В приведених схемах крайні положення коромисла отримуємо при розташуванні шарнірів кривошипа і шатуна в одній лінії.

1.2. Синтез механізму

Основна задача кінематичного синтезу полягає у визначенні геометричних розмірів ланок, які забезпечують задані умови роботи механізму.

Нехай рух коромисла CD за ходом годинникової стрілки є прямим (робочим ходом), (рис.1.1), проти ходу годинникової стрілки – зворотним (холостим) ходом.

Відношення періоду робочого ходу t_p , до періоду холостого ходу t_x називається коефіцієнтом k , зміни середньої швидкості вихідної ланки, тобто

$$k = \frac{t_p}{t_x} \quad (1.1)$$

Якщо кутова швидкість обертання кривошипа $\omega_1 = const$, то залежність (1.1) можна виразити через відношення кутів повороту кривошипа ($\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$)

$$k = \frac{\varphi_p}{\varphi_x} \quad (1.2)$$

де φ_p, φ_x – кути повороту кривошипа за час відповідного прямого і зворотного ходу коромисла. Якщо позначити через θ кут між положенням шарніра BC у крайніх положеннях коромисла CD, то можна записати:

$$\varphi_p = \pi + \theta, \quad \varphi_x = \pi - \theta \quad (1.3)$$

$$\text{Тоді} \quad k = \frac{\pi + \theta}{\pi - \theta} \quad (1.4)$$

$$\text{Звідки} \quad \theta = \frac{\pi(k-1)}{k+1} \quad (1.5)$$

При проектуванні кінематичної схеми кривошипно-коромислового механізму зустрічаються різні комбінації вихідних даних в залежності від конкретних умов роботи машини. Розглянемо деякі приклади синтезу механізмів.

Приклад 1. Вихідні дані: міжосьова відстань **AD**, довжина коромисла **CD**, кут розмаху коромисла ω_p, ω_0 – кут нахилу коромисла до лінії **AD**.

Визначити довжину l_1, l_2 , ланок **1** і **2** (рис.1.1).

Побудову положень ланок механізму здійснюють у такій послідовності:

1. Вибирають масштаб побудови кінематичної схеми механізму, виходячи з заданих розмірів ланок і вибраного поля рисунка. Для цього, як правило, розглядають довжини відрізків, які зображають на рисунку найдовші. Нехай найбільшим розміром у даному механізмі є шатун **BC**. Тоді масштаб побудови знаходять за формулою:

$$\mu_l = \frac{l_{BC}}{BC} \quad (1.6)$$

де l_{BC} дійсна довжина ланки **BC** яку вимірюють у метрах (м), **BC** – відрізок, який відображає цю ланку на рисунку і вимірюється у міліметрах (мм).

2.Будують на схемі положення центрів нерухомих шарнірів **A** і **D**, відклавши відрізок **AD**.

3.Проводять з точки **D** під кутом ω_0 і ω_p до лінії **AD** два промені на яких відкладають відрізок **DC** і отримують два крайні положення коромисла **DC'** і **DC''**.

4.З'єднують прямими лініями центр обертання кривошипа (точку **A**) з точками **C'** і **C''**.

5. Знаходять відрізки $AC' = \mu_l(l_2 - l_1)$; $AC'' = \mu_l(l_1 + l_2)$ і визначають довжину кривошипа **AB** і шатуна **BC** використовуючи залежності:

$$AB = l_1 = \frac{AC'' - AC'}{2\mu_l}; \quad BC = l_2 = \frac{AC' + AC''}{2\mu_l} \quad (1.7)$$

Розміри ланок також можна визначити за формулами:

$$l_1 = 0,5 \left(\sqrt{l_{AD}^2 + l_{DC}^2 + 2l_{AD}l_{DC}\cos\omega_0} - \sqrt{l_{AD}^2 + l_{DC}^2 + 2l_{AD}l_{DC}\cos(\omega_0 + \omega_p)} \right); \quad (1.8)$$

$$l_2 = 0,5 \left(\sqrt{l_{AD}^2 + l_{DC}^2 + 2l_{AD}l_{DC}\cos\omega_0} + \sqrt{l_{AD}^2 + l_{DC}^2 + 2l_{AD}l_{DC}\cos(\omega_0 + \omega_p)} \right); \quad (1.9)$$

Приклад 2. Вихідні дані: міжосьова відстань l_{AD} , довжина коромисла l_{DC} , ω_0 – кут нахилу коромисла до лінії **AD** і коефіцієнт зміни середньої швидкості коромисла k . Визначити довжину ланок **1** і **2** (рис 1.1). Послідовність побудови положень ланок механізму наступна:

1. Вибирають масштаб побудови кінематичної схеми $\mu_1 = \frac{l_{AD}}{AD}$ і знаходять довжину відрізка, який зображає на рисунку коромисло **DC** $DC = \frac{l_{DC}}{\mu}$.

2. Будують на схемі положення центрів нерухомих шарнірів **A** і **D**.

3. З точки **i D** радіусом **DC** проводять дугу – траєкторію переміщення точки **C** і під заданим кутом отримують крайнє лівє положення **DC'** коромисла **3**.

4. З'єднують точку **C'** прямою лінією з шарніром **A**, яка визначає положення шатуна **2**, причому $AC' = BC - AB''$.

5. Визначають кут θ за формулою (1.5) і проводять пряму з точки **A** під кутом θ до AC'' до перетину в точці C'' з дугою $C'S''$. Таким чином визначають праве крайнє положення кривошипа **2**, причому $AC'' = BC + AB''$.

6. Визначають довжини ланок **1** і **2** використовуючи залежності.

Для розв'язання задачі про положення ланок механізму (планів механізму) задають кінематичну схему механізму (розміри всіх його ланок) і закон руху початкової ланки. При кінематичному дослідженні механізмів, як правило, приймають рух початкової ланки рівномірним. Побудову положень ланок кривошипно-коромислового механізму можна здійснити методом дугових засічок.

1.3. Структурний аналіз механізму

При структурному аналізі механізму визначають:

- 1) кількість рухомих ланок механізму;
- 2) кількість і клас кінематичних пар;
- 3) ступінь вільності (рухомості) механізму;
- 4) кількість, клас і порядок структурних груп, що утворюють механізм;
- 5) клас механізму в цілому з записом формули будови механізму.

Таким чином, до складу кривошипно-коромислового механізму, який зображений на рис.1.3а, входять три рухомі ланки ($n=3$) і чотири кінематичні пари V класу ($p=4$): A (0,1), B (1,2), C (2,3), D (3,0) у дужках вказані номери ланок, які утворюють кінематичну пару.

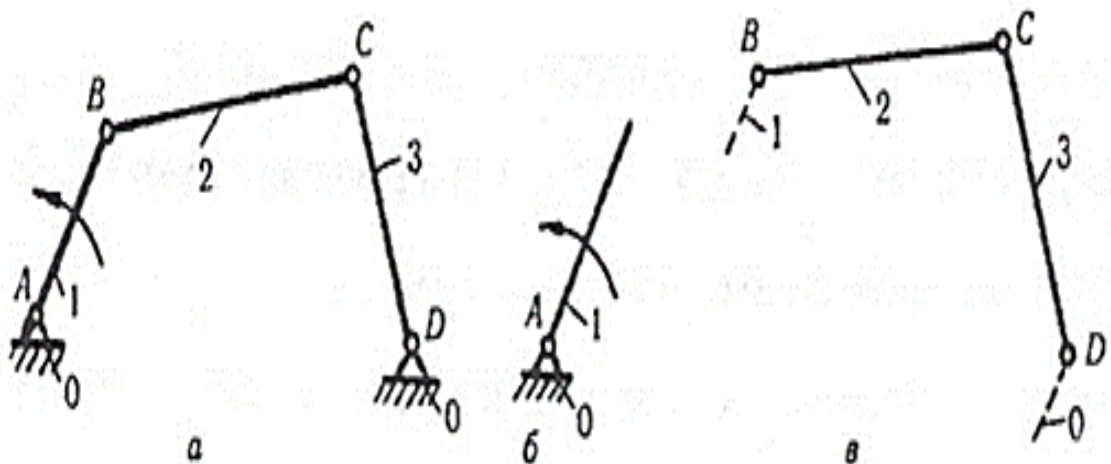


Рис.1.3. Кривошипно-коромисловий механізм

Ступінь вільності (рухомості) механізму визначають за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4; \quad (1.10)$$
$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 2 - 0 = 1.$$

Отже у даному механізмі повинна бути лише одна початкова ланка, яка разом зі стояком утворює пару V класу і називається

механізмом I класу. Ланки 2 і 3 утворюють структурну групу Ассура II класу II порядку I виду. В цілому це механізм II класу, оскільки найвищий клас структурної групи, що входить до його складу, другий.

Формула будови кривошипно-коромислового механізму:

$$I_{(0,1)} \rightarrow II_{(2,3)}$$

де цифрою I позначено механізм I класу, цифрою II – клас групи. В дужках взято номери ланок, що входять до їх складу.

2. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ

2.1. Побудова планів швидкостей механізму

Для визначення параметрів руху ланок механізму буде використаний графічний метод кінематичного дослідження. Планом швидкостей механізму називають плоску геометричну фігуру, отриману графічно побудовою у вигляді пучка променів, проведених з однієї точки – полюса плану швидкостей p , які у відповідному масштабі представляють собою абсолютні швидкості точок ланок механізму.

Відрізки, які з'єднують кінці променів, представляють у масштабі μ_V , відносні швидкості відповідних точок в даному положенні механізму.

Задача по визначенню швидкостей, яку будемо вирішувати побудовою плану швидкостей, формулюється наступним чином. Дано план механізму, який побудований по визначеним розмірам ланок та задана кутова швидкість початкової ланки «а». У випадку, коли задана частота обертання кривошипа, тоді для визначення ω_1 скористаємось залежністю

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}. \quad (2.1)$$

Необхідно визначити для кожної ланки механізму швидкості характерних її точок, включаючи центри мас, та кутову швидкість.

Для заданої кінематичної схеми механізму (рис 2.1) швидкість V_A початкової ланки 1 визначається безпосередньо по формулі для обертальної швидкості

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A}, \quad (2.1)$$

Масштаб плану швидкостей визначається з співвідношення

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa}, \quad (2.2)$$

де pa – довжина відрізка, який відображає вектор швидкості точки A кривошипа. В нашому випадку вибираємо $pa=50\text{мм}$. Масштаб швидкості має розмірність $\mu_V = \left[\frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}} \right]$. Іноді приймають $pa=O_1A$, тоді $\mu_V = \mu_1 \cdot \omega_1$, а побудову, яку проводять при цьому значенні μ_V , називають побудовою в масштабі кривошипа.

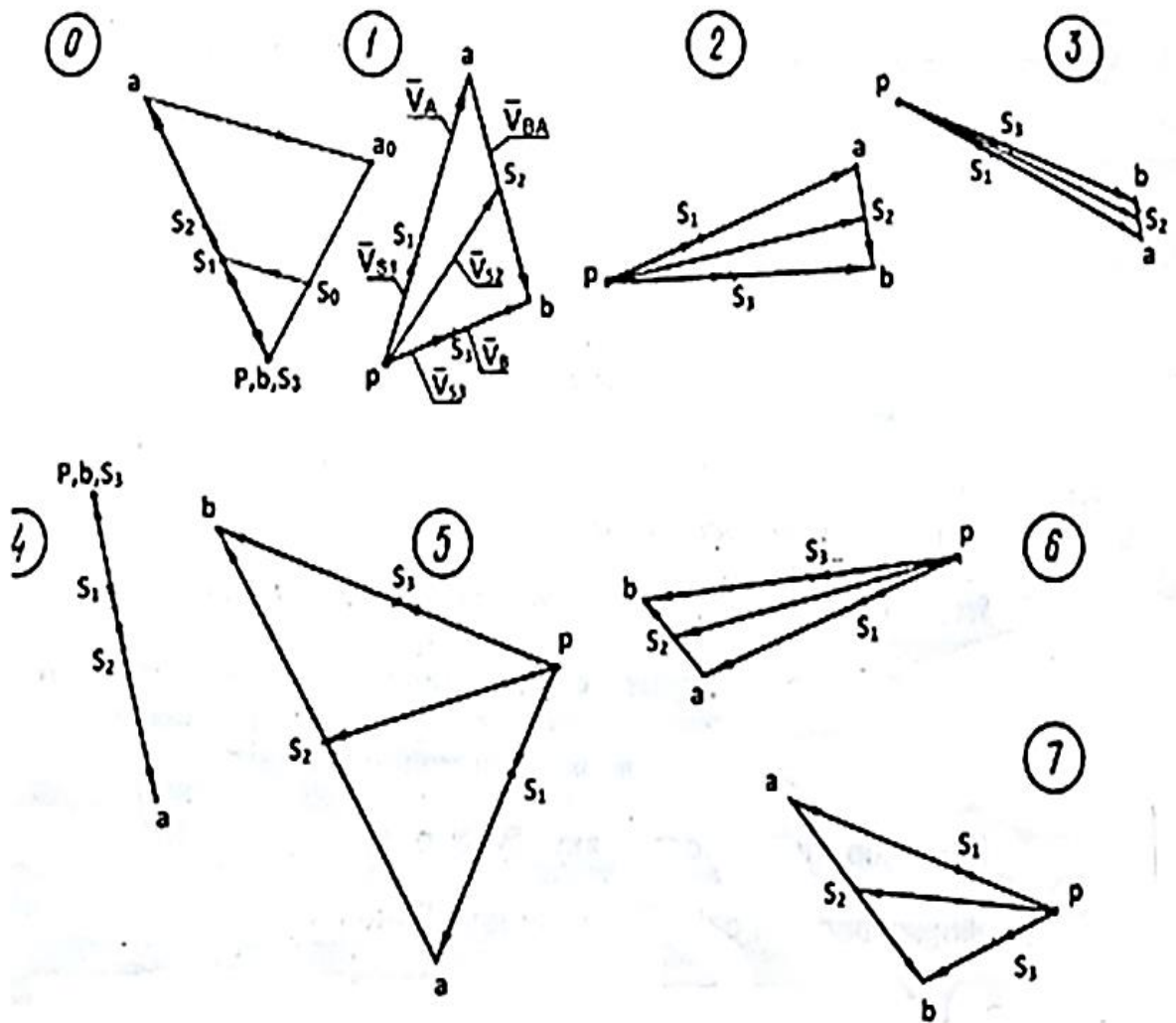
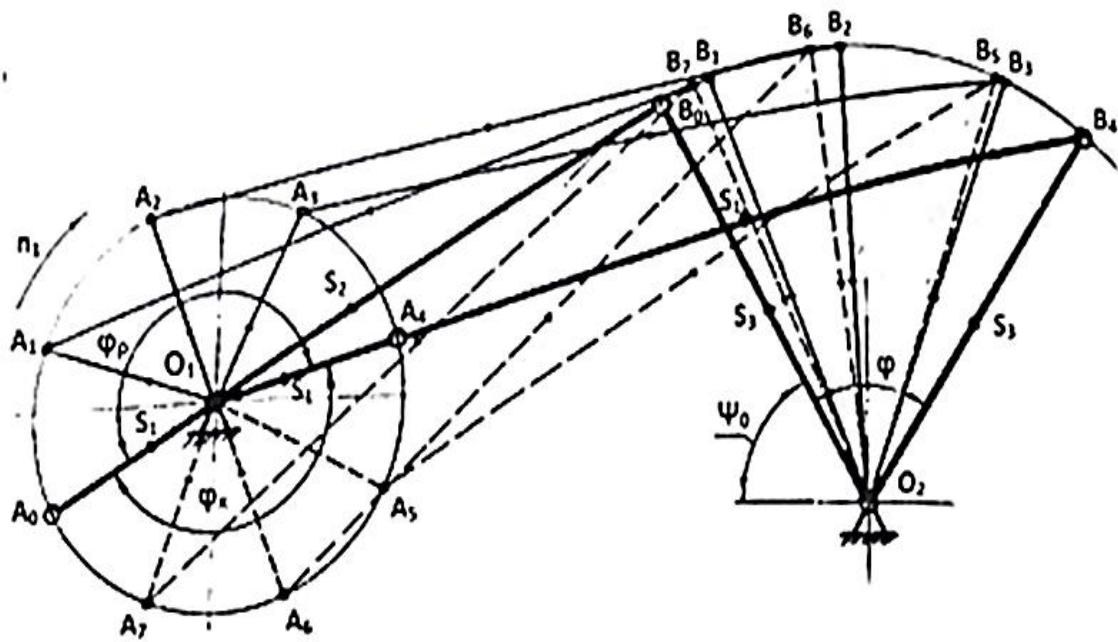


Рис.2.1. Задана кінематична схема механізму

З полюса p плану швидкостей за напрямом обертання кривошипа перпендикулярно O_1A_1 відкладаємо в масштабі μ_v вектор швидкості \vec{V}_A , (рис 2.1, положення 1).

Точка В обертається навколо точки O_2 , тому її швидкість перпендикулярна до O_2B . $\vec{V}_B \perp O_2B$; $V_B = \omega_3 l_{O_2B}$.

Побудуємо на плані швидкостей швидкість точки В. Для цього з полюсу Р проведемо промінь, який перпендикулярний до O_2B . Довжина вектора швидкості \vec{V}_B невідома.

З іншого боку, точка В належить ланці АВ, яка виконує плоский рух. Тоді, взявши за полюс точку А, маємо:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad (2.3)$$

де швидкість \vec{V}_{BA} , є відносною (обертальною) швидкістю точки В при обертанні її навколо точки А.

$$\vec{V}_{BA} \perp AB; \quad V_{BA} = \omega_2 l_{AB} \quad (2.4)$$

Побудуємо векторне рівняння (2.3). Вектор швидкості \vec{V}_A , вже побудований. На плані швидкостей це вектор \vec{pA} . З кінця вектору будуюмо вектор швидкості \vec{V}_{BA} , який перпендикулярний до АВ. Вектор швидкості \vec{V}_{BA} перетинає вектор швидкості точки В. Позначимо точку перетину цих векторів через b .

Вектор \vec{pb} визначає напрям і величину швидкості точки В, а вектор \vec{ab} – напрям і величину відносної швидкості \vec{V}_{BA} .

Відносні швидкості завжди напрямлені до тієї букви плану швидкостей, яка стоїть першою в позначенні цієї швидкості. Швидкість \vec{V}_{BA} буде напрямлена до точки b на плані швидкостей.

Справжнє значення швидкості можна отримати з плану швидкостей, якщо відповідний вектор, взятий з плану швидкостей, помножити на масштаб швидкостей.

Таким чином, знайдемо швидкості V_B і V_{BA}

$$V_B = \vec{pb} \cdot \mu_v; \quad V_{BA} = \vec{ab} \cdot \mu_v \quad (2.5)$$

Кутові швидкості ланок 2 і 3 знаходимо з формул

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}; \quad \omega_3 = \frac{V_B}{l_{O_2B}} \quad (2.6)$$

Щоб знайти напрям кутової швидкості (наприклад ланки 2), перенесемо подумки вектор $\overrightarrow{V_{BA}}$ у точку В і розглянемо обертання ланки 2 навколо точки А.

У даному випадку кутова швидкість ω_2 напрямлена за ходом годинникової стрілки.

Для визначення швидкості центра мас S_2 ланки 2 використаємо теорему подібності для планів швидкостей, яка формулюється так: план швидкостей твердого тіла (ланки) подібний до тіла і повернутий відносно нього на 90° у бік миттєвого обертання тіла. А тому точка S_2 , яка лежить на шатуні АВ, згідно з теоремою подібності, на плані лежатиме на відрізку \overline{ab} . Склавши пропорцію $\frac{\overline{as_2}}{\overline{ab}} = \frac{AS_2}{AB}$ одержимо довжину відрізка $\overline{as_2} = \frac{\overline{ab} \cdot AS_2}{AB}$. Відкладемо відрізок $\overline{as_2}$, на плані швидкостей і з'єднавши точку S_2 з полюсом p , отримаємо швидкість точки S_2 :

$$V_{S_2} = \overline{pS_2} \cdot \mu_v \quad (2.6)$$

У випадках, коли доводиться частіше звертатись до визначення центрів мас для більшої кількості ланок, зручніше користуватись графічним методом, який базується на діленні прямої в даному відношенні. Наприклад, для того щоб знайти на плані швидкостей центр мас ланки 1 (положення 0), точка S_1 якого ділить в заданому відношенні m і n ланку O_1A , виконуємо наступну графічну побудову.

З точки O_1 , яка співпадає з полюсом плана швидкостей p проводимо довільний промінь і відкладаємо на ньому відрізки m і n . Кінець відрізка, точку a_0 , з'єднуємо з точкою a плану швидкостей.

Провівши промінь з точки S_0 паралельно відрізку a_0a , отримаємо на відрізку \overline{pa} точку S_1 , яка визначає положення центра мас ланки 1. Скориставшись масштабом μ_v отримаємо швидкість точки S_1 :

$$V_{S_1} = \overline{pS_1} \cdot \mu_v \quad (2.7)$$

Отримані значення лінійних швидкостей точок ланок механізму та кутових швидкостей при виконанні курсового проекту доцільно представляти в табличній формі.

2.2 Побудова планів прискорень механізму

Планом прискорень механізму називають плоску геометричну фігуру побудовану у вигляді пучка променів абсолютних прискорень точок ланок, проведених з однієї точки – полюса плану прискорень π і відрізків, які з'єднують кінці променів, – відносних прискорень відповідних точок в даному положенні механізму.

Побудову плану прискорень механізму (рис. 2.2, положення 7) також розпочинають з ланки 1.

Прискорення точки А при $\omega_1 = \text{const}$ визначають за формулою нормального прискорення

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A} \quad (2.8)$$

Нормальні прискорення точок завжди напрямлені до центра обертання. В даному випадку прискорення точки $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n$ напрямлене по ланці O_1A до центра O_1 .

Рівняння, які використовуються при побудові плану прискорень подібні рівнянням для побудови плану швидкостей, а відрізняються від них тільки розкладенням повних прискорень на складові. Наприклад, повне прискорення точки В є геометричною сумою нормального і дотичного прискорень:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau \quad (2.9)$$

Прискорення точки В знаходимо з рівняння:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} \quad (2.10)$$

$$\vec{a}_B^n + \vec{a}_B^\tau = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \quad (2.11)$$

Модулі нормальних прискорень:

$$a_B^n = \frac{V_B^2}{l_{BO_2}} \quad i; \quad a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} \quad (2.12)$$

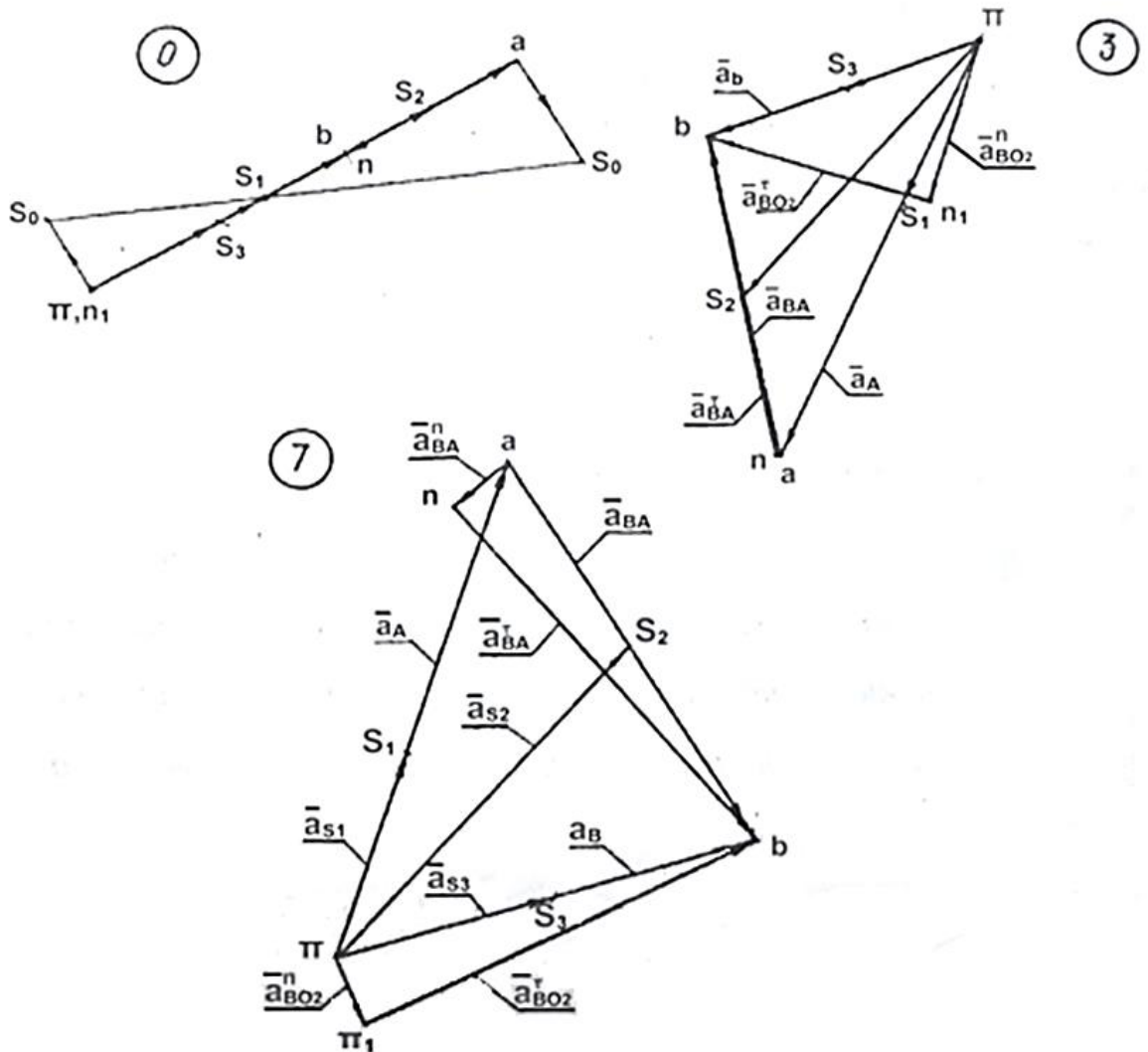
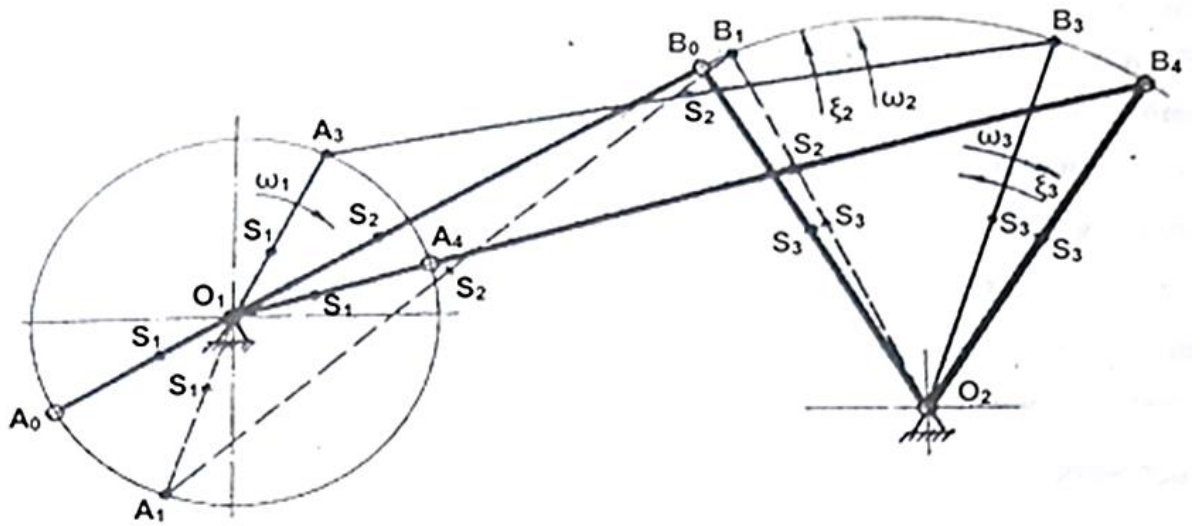


Рис.2.2. Побудова плану прискорень механізму

Вибравши довільну точку $л$ за полюс плану прискорень (рис 2.2, положення 7), відкладають від нього відрізок $\overline{\pi a}$, який відповідає прискоренню точки A у масштабі $\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} \frac{м}{сек^2 \cdot мм}$;

Прискорення точки A спрямоване по лінії AO_1 , від точки A до точки O_1 .

У відповідності з рівнянням (2.11) будують план прискорень для даного положення механізму.

До кінця вектору $\overline{a_A}$ прикладають вектор нормального прискорення $\overline{a_{BA}^n}$ (відрізок $\overline{an} = \frac{a_{BA}^n}{\mu}$), який напрямлений вздовж лінії AB від точки B до точки A і через кінець якого (точку n) проводять напрям дотичного прискорення $\overline{a_{BA}^t}$ (перпендикулярно до лінії AB).

Вектор нормального прискорення $\overline{a_B^n}$ (відрізок $\overline{\pi n_1} = \frac{a_B^n}{\mu}$), який напрямлений вздовж лінії BO_2 , від точки B до O_2 , проводять з точки π .

Через кінець його (точку n_1) проводять напрям дотичного прискорення $\overline{a_B^t}$.

Перетин напрямів дотичних прискорень $\overline{a_B^t}$ і $\overline{a_{BA}^t}$ визначить положення точки b . З'єднавши точку b з полюсом π , визначають абсолютне прискорення точки B .

$$a_B = \overline{\pi b} \cdot \mu_a; \quad (2.13)$$

Прискорення центрів мас S_2 та S_3 можна визначити, скориставшись теоремою подібності або графічним методом, який описано в п.2.1.

$$a_{S_2} = \overline{\pi S_2} \cdot \mu; \quad a_{S_3} = \overline{\pi S_3} \cdot \mu \quad (2.14)$$

Величину кутового прискорення ланки 2 визначають за формулою:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} \quad (2.15)$$

Для визначення напрямку ε_2 переносять вектор $\overrightarrow{a_{BA}^\tau}$ у точку В і розглядають обертальний рух ланки 2 навколо точки А. В даному випадку (рис 2.2, положення 7) ε_2 напрямлене за ходом годинникової стрілки.

Аналогічно визначають величину кутового прискорення ланки 3:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^\tau}{l_{BO_2}} \quad (2.16)$$

Для визначення його напрямку переносять вектор прискорення $a_{BO_2}^\tau$ на механізм в точку В.

Як видно, $\overrightarrow{a_{BO_2}^\tau}$ прагне створити обертання ланки BO_2 за ходом годинникової стрілки. Таким чином, за ходом годинникової стрілки буде і напрям кутового прискорення ε_3 .

Розглядаючи план прискорень, можна встановити наступні загальні його властивості:

1. Відрізки плану прискорень, які проходять через полюс, зображають абсолютні прискорення. Напрямок абсолютних прискорень завжди виходить із полюса.

2. Відрізки плану прискорень, які з'єднують кінці векторів абсолютних прискорень, означають повні відносні прискорення. Вони, в свою чергу, являються, як правило, замикаючими двох відрізків, які визначають нормальні та дотичні складові відповідних прискорень.

3. Визначення напрямку повних відносних дотичних прискорень залишається таким же, як і для швидкостей. Ці прискорення напрямлені до тієї букви плану прискорень, яка стоїть першою в позначенні прискорення: вектор прискорення $\overrightarrow{a_{BA}}$ напрямлений до точки в: вектор прискорення $\overrightarrow{a_{BO_2}^\tau}$ напрямлений до точки в.

Крім того, напрям відрізка, який зображає нормальне прискорення, буде співпадати з напрямом, взятим у відповідній точці ланки до центра її обертання.

Наприклад, відрізок \overline{an} (нормальне прискорення $\overrightarrow{a_{BA}^n}$) (рис.2.2 пол. 7) на плані прискорень напрямлений паралельно ланці ВА, від точки a справа на ліво, що відповідає напрямку від точки В до А на плані механізму. Таким же чином відрізок $\overline{\pi n_1}$, який відображає нормальне прискорення $\overrightarrow{a_{BO_2}^n}$, напрямлений паралельно ланці BO_2 , від точки π зверху вниз, що відповідає напрямку від точки В до O_2 на плані механізму.

4. План прискорень дає змогу знаходити кутові прискорення ланок механізму обчисленням через дотичні складові відповідних лінійних прискорень.

3. КІНЕТОСТАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ

3.1. Основні положення кінетостатичного дослідження плоских механізмів

Будь-який плоский механізм необхідно розглядати як визначене сполучення груп Ассура, що володіють нульовим ступенем рухомості у відносному русі при приєднанні їх до стояка чи до механізму. Відомо також, що при силовому розрахунку всі групи Ассура є статично визначеними.

Ведуча ланка, приєднана до нерухомої ланки (стояка), знаходиться в рівновазі під дією наступних невідомих силових факторів:

- нормальної складової реакції другої ланки на першу – R_{21}^n ;
- дотичної складової реакції другої ланки на першу – R_{21}^r ;
- зрівноважувальної сили Fz або зрівноважувального моменту пари сил Mz ;

- нормальної складової реакції стояка на першу ланку – R_{01}^n ;
- дотичної складової реакції стояка на першу ланку – R_{01}^r ;

Число рівнянь, які враховують умови рівноваги ведучої ланки, у випадку розгляду плоскої задачі, як відомо, дорівнює трьом.

Для вирішення цієї задачі, яка полягає у визначенні невідомих силових факторів, які діють на ведучу ланку, необхідно додати до заданих трьох рівнянь рівноваги ще два додаткових рівняння або відшукати такий спосіб розрахунку, при якому було б можливо визначити два невідомих силових фактори, наприклад R_{21}^n і R_{21}^r .

При силовому розрахунку механізм розбивають на структурні групи, тобто на статично визначені ланцюги, до яких прикладають усі зовнішні сили, включаючи сили (моменти сил) інерції, дію основного механізму на ланки групи замінують реакціями. На відміну від кінематичного дослідження механізму, силовий розрахунок починають з останньої, від початкової ланки, приєднаної структурної групи і закінчують силовим розрахунком початкової ланки.

Результатом розрахунку групи Ассура, приєднаної до ведучої ланки, є визначення R_{21}^n і R_{21}^r , що представляють собою геометричну суму реакції дії другої ланки на першу :

$$\vec{R}_{21} = \vec{R}_{21}^n + \vec{R}_{21}^r \quad (3.1)$$

Силовий розрахунок ведучої ланки при знайденому значенні R_{21} не викликає труднощів.

Перш ніж перейти до визначення реакцій у кінематичних парах і зрівноважувальних силових факторів кривошипно-коромислового механізму, з'ясуємо, як визначаються сили інерції ланок.

3.2. Визначення сил інерції

При визначенні сил інерції не слід забувати про те, що сила інерції і момент пари сил інерції, що виникають у результаті нерівномірності руху ланок, умовно замінюють сили інерції, що розподілені по всім матеріальним точкам ланок.

Ведучу ланку 1 кривошипно-коромислового механізму (рис.3.1, а) вважаємо обертальною з постійною кутовою швидкістю ω_1 , а центр її маси S_1 – не співпадаючим з віссю обертання O_1 . У цьому випадку всі сили інерції елементарних мас, що діють на матеріальні точки ланки, замінені результуючою силою інерції, яка прикладена в центрі мас S_1 , і має напрям, протилежний напрямку прискорення \vec{a}_{S_1} .

Величина сили інерції, що діє на ланку 1, визначається за формулою

$$\vec{F}_1^{iH} = -m_1 \vec{a}_{S_1} = -m_1 \mu_{a0} \pi \vec{S}_1, \quad (3.2)$$

де m_1 – маса ведучої ланки 1.

Ланка 2 здійснює складний рух, який складається з миттєвого поступального й обертового рухів. У цьому випадку всі сили інерції варто звести до результуючої сили інерції F_2^{iH} , яка прикладена у центрі мас S_2 ланки 2, і до результуючого моменту пари сил інерції M_2^{iH} , які відповідно дорівнюють:

$$\vec{F}_2^{iH} = -m_2 \vec{a}_{S_2} = -m_2 \mu_a \pi \vec{S}_2; \quad (3.2)$$

$$\vec{M}_2^m = -l_{S_2} \vec{\varepsilon}_2 = -l_{S_2} \frac{\mu_a n \vec{b}}{l_{AB}}, \dots \dots \dots (3.3.)$$

де m_2 – маса другої ланки; l_{S_2} – момент інерції ланки 2 відносно осі, що проходить через центр мас S_2 .

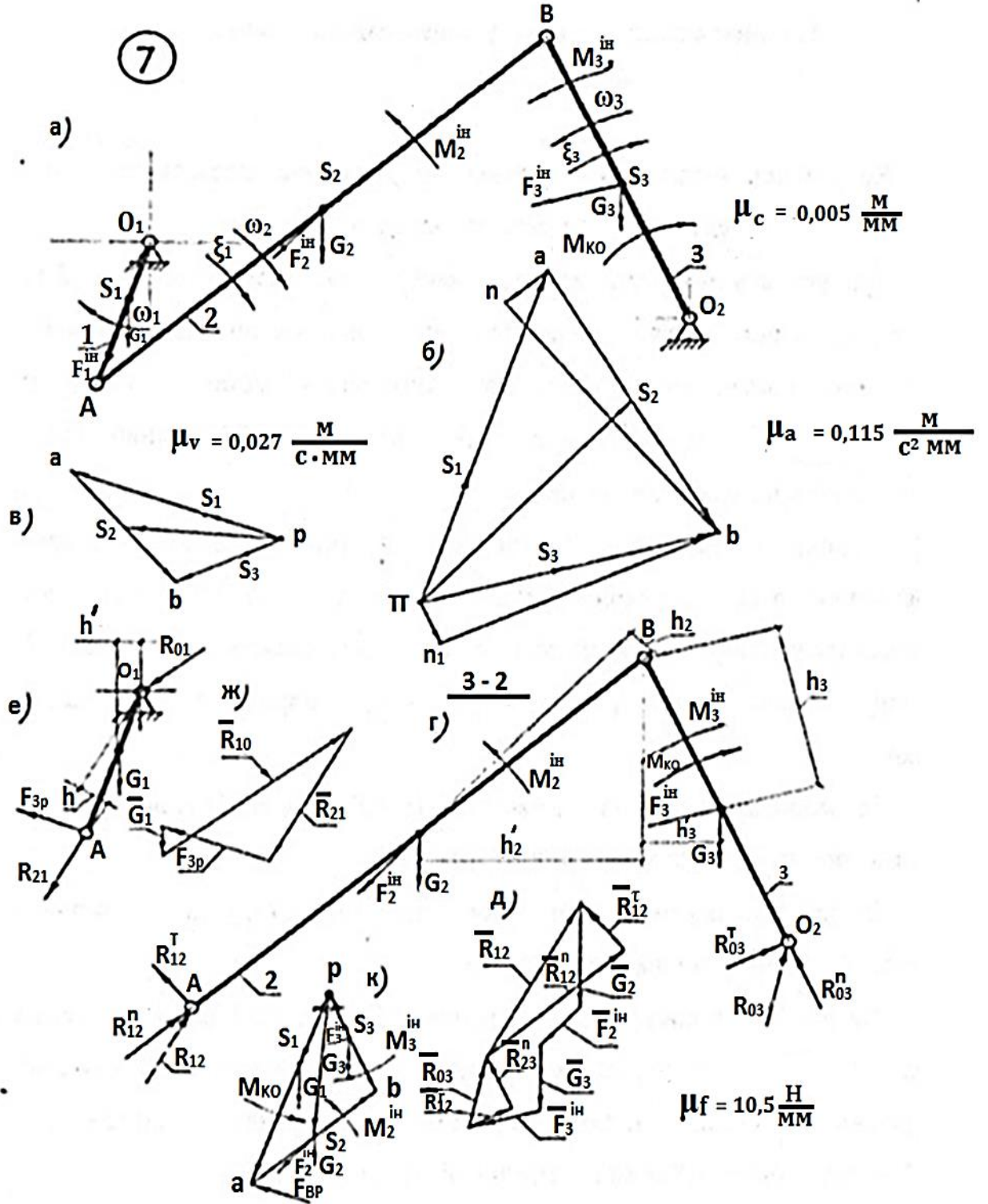


Рис.3.1. План сил механізму

Напрямки $F_2^{\text{ін}}$ і $M_2^{\text{ін}}$ (рис. 3.1, а) протилежні напрямкам $\pi\vec{S}_2$ і $\vec{\varepsilon}_2$ (рис. 3.1, б), на що вказує знак « \rightarrow » у цих формулах.

Ланка 3 здійснює нерівномірне обертання навколо осі, що проходить через точку O_2 не співпадаючу з центром мас S_3 . У цьому випадку всі сили інерції приводяться до результуючої сили інерції $F_3^{\text{ін}}$, прикладеної в центрі мас (точка S_3) ланки 3, і до результуючого моменту пари сил інерції $M_3^{\text{ін}}$ (рис.3.1, а), що дорівнюють:

$$\vec{F}_3^{\text{ін}} = -m_3 \vec{a}_{S_3} = -m_3 \mu_a \pi \vec{S}_3; \quad (3.4)$$

$$\vec{M}_3^{\text{ін}} = -I_{S_3} \vec{\varepsilon}_3 = -I_{S_3} \frac{\mu_a n_1 \vec{b}}{I_{O_2 B}}; \quad (3.5)$$

де m_3 – маса третьої ланки; I_{S_3} – момент інерції ланки 3 відносно осі, що проходить через точку S_3 .

Напрямок $F_3^{\text{ін}}$ і $M_3^{\text{ін}}$ (рис. 3.1, а) протилежні напрямкам $\pi\vec{S}_3$ і ε_3 (рис.3.1, б).

3.3. Визначення реакцій у кінематичних парах механізму

Кривошипно-коромисловий механізм, як уже відзначалося, складається з групи Ассура 3-2 і ведучої ланки 1, приєднаної до стояка.

При розгляді рівноваги всього механізму, що знаходиться під дією зовнішніх сил, реакції зв'язків вважаються внутрішніми силовими факторами, що попарно взаємно врівноважені. При розчленуванні механізму на групи Ассура в місцях від'єднання ланок одної від другої взаємний вплив враховується прикладеними реакціями.

Реакцію в поступальній кінематичній парі необхідно вважати спрямованою перпендикулярно відносному руху ланок, а в обертовій парі, оскільки напрямок реакції невідомий, останню розкладають на дві складові: дотичну R' , направлену перпендикулярно ланці, і нормальну R'' – уздовж ланки.

Запропонований спосіб визначення реакцій в кінематичних парах є наближеним, тому що не враховує сил тертя.

Викреслимо окремо структурну групу 2-3 у тому ж положенні і масштабі, що і кінематична схема (рис.3.1, а).

На рис. 3.1, г показана група Ассура 3-2 з діючими на неї силовими факторами, до яких відносяться зовнішні сили тяжіння, момент корисних опорів, а також інерційні силові фактори. Крім того, у місцях від'єднання ланок 3 і 2, прикладені реакції зв'язків – внутрішні силові фактори.

Рівняння, що характеризує умову рівноваги групи Ассура 3-2, має вигляд:

$$\overrightarrow{R_{12}^r} + \overrightarrow{R_{12}^n} + \overrightarrow{G_2} + \overrightarrow{F_2^{iH}} + \overrightarrow{G_3} + \overrightarrow{F_3^{iH}} + \overrightarrow{R_{03}^r} + \overrightarrow{R_{03}^n} = 0 \quad (3.6)$$

де $R_{12}^r, R_{12}^n, R_{03}^r, R_{03}^n$ невідомі реакції які діють на ланки 2 і 3 з боку відповідно від'єднаних першої і нульової (стійки) ланки; G_2, G_3 – сили ваги другої і третьої ланки.

Для визначення реакцій R_{03}^r і R_{12}^r , скористаємося умовою рівноваги ланок 2 і 3, склавши рівняння моментів сил $\sum_{i=1}^n M_B(\overrightarrow{F_i}) = 0$, діючих на кожну з ланок, відносно точки В (рис. 3.1, г):

$$-R_{12}^r \mu_1 AB + G_2 \mu_1 h_2' + F_2^{iH} \mu_1 h_{12} + M_2 = 0; \quad (3.7)$$

$$R_{03}^r \mu_1 O_2 B - G_3 \mu_1 h_3' - M_{KO} + M_3 = 0. \quad (3.8)$$

Звідси визначимо:

$$R_{12}^r = \frac{F_2^{iH} h_2}{AB} + \frac{M_2^{iH}}{\mu_1 AB} + \frac{G_2 h_2'}{AB}; \quad (3.9)$$

$$R_{03}^r = \frac{M_{KO} - M_3^{iH}}{\mu_1 O_2 B} + \frac{G_3 h_3'}{O_2 B} \dots \dots \dots (3.10)$$

Приймаємо, що реакції R_{03}^r і R_{12}^r мають позитивні знаки, тобто вони відповідають напрямкам, зазначеним на рис. 3.1, г.

Невідомі реакції R_{03}^n і R_{12}^n , визначимо за планом сил, діючих на групу Ассура 3-2. План сил (рис.3.1, д) побудований з врахуванням масштабного коефіцієнта сил μ_F , а саме:

$$\mu_F = R_{12}^r / R_{12}^r \quad (\text{Н/мм}), \quad (3.11)$$

де R_{12}^r – значення силового фактора, зображене на плані сил у виді вектора-відрізка в мм.

Значення реакцій $R_{12}^r, R_{12}^n, R_{03}^r, R_{03}^n$ знайдемо з наступних виразів:

$$R_{12}^n = \mu_F \overrightarrow{R_{12}^n}; \quad R_{12} = \mu_F \overrightarrow{R_{12}}; \quad R_{03}^n = \mu_F \overrightarrow{R_{03}^n}; \quad R_{03} = \mu_F \overrightarrow{R_{03}}. \quad (3.12)$$

3.4. Силовий розрахунок ведучої ланки

Із силового розрахунку від'єданої групи Ассура 3-2 визначена величина реакції R_{12} , що дорівнює реакції R_{21} , але протилежно їй спрямована.

Раніше було показано, що на ведучу ланку 1 діють $\overrightarrow{R_{21}} = \overrightarrow{R_{21}^n} + \overrightarrow{R_{21}^r}$, $\overrightarrow{R_{01}} = \overrightarrow{R_{01}^n} + \overrightarrow{R_{01}^r}$ і зрівноважувальна сила $F_{зр}$, чи момент пари зрівноважувальних сил $M_{зр}$. Визначивши в результаті силового розрахунку групи Ассура 3-2 реакцію $\overrightarrow{R_{21}} = \overrightarrow{R_{21}^n} + \overrightarrow{R_{21}^r}$ ми тим самим звели рішення задачі до відшукування двох невідомих R_{01} і $F_{зр}$ чи $M_{зр}$. Визначивши в результаті силового розрахунку групи Ассура 3-2 реакцію $\overrightarrow{R_{21}} = \overrightarrow{R_{21}^n} + \overrightarrow{R_{21}^r}$ ми тим самим звели рішення задачі до відшукування двох невідомих R_{01} і $F_{зр}$ чи $M_{зр}$.

З'ясуємо, коли в розрахунок необхідно ввести зрівноважувальну силу чи зрівноважувальний момент. Якщо передача потужності від вала двигуна ведучій ланці здійснюється за допомогою зубчастого механізму, то до розгляду приймається зрівноважувальна сила, спрямована по нормалі, проведена через будь-яку точку контакту взаємодіючої пари зубів. Якщо ж передача потужності від вала двигуна ведучій ланці здійснюється за допомогою муфти, то до розгляду приймається момент, що зрівноважує.

Розглянемо кінетостатичний розрахунок ведучої ланки для випадку дії зрівноважувальної сили. На ведучу ланку діють $F_{зр}, R_{21}, G_1, R_{01}$.

На рис.3.1, е показана ведуча ланка 1, що знаходиться під дією зазначених силових факторів. Зрівноважувальна сила $F_{зр}$ прикладена в точці А перпендикулярно ведучій ланці. Для її визначення розглянемо умову рівноваги ведучої ланки, склавши

рівняння моментів усіх сил, що діють на цю ланку, щодо точки O_1 , а саме:

$$-F_{3p}\mu_1 O_1A - R_{12}\mu_1 h + G_1\mu_1 h + G_1\mu_1 h' = 0 \quad (3.13)$$

звідки

$$F_{3p} = \frac{G_1 h' - R_{12} h}{O_1A} \quad (3.14)$$

У випадку, якщо при обчисленні одержимо величину F_{3p} із знаком мінус, то це означає, що її треба направити у протилежний бік, ніж це показано на рис.3.1, е і побудову плану сил виконувати з урахуванням зміни напрямку F_{3p} .

Умова рівноваги ведучої ланки виразимо рівнянням у векторній формі

$$\overrightarrow{R_{21}} + \overrightarrow{F_{3p}} + \overrightarrow{R_{01}} + \overrightarrow{G_1} = 0 \quad (3.15)$$

де R_{01} – реакція ланки 1 на стаяк 0.

Побудувавши план сил (рис. 3.1, ж), знайдемо напрямок і величину реакції $R_{10} = \mu_F \overrightarrow{R_{10}}$

3.5. Визначення зрівноважувальної сили методом важеля Жуковського

При використанні цього методу необхідно перенести всі задані сили, у тому числі і сили інерції, що діють у розглянутий момент часу на ланки механізму, в однойменні точки поверненого на 90° проти миттєвого обертання плану швидкостей, не змінюючи при цьому величини і напрямів цих сил. Далі складаємо рівняння моментів усіх перенесених сил щодо полюса плану швидкостей, тобто розглядаємо план швидкостей як деякий важіль з опорою в полюсі плану швидкостей, що знаходиться під дією всіх розглянутих сил у рівновазі.

Для визначення напрямку моментів пари сил інерції щодо полюса плану швидкостей варто уявити як спрямовані ці сили на схемі механізму, будучи прикладеними в кінцевих точках кожної ланки, і умовно прикласти їх у тому ж напрямку й у відповідних

точках плану швидкостей. З урахуванням напрямку цих пар і варто відзначати напрямки моментів на плані швидкостей.

Для визначення невідомої зрівноважувальної сили необхідно скласти рівняння моментів усіх сил відносно полюса p . Довжини пліч сил, що створюють моменти щодо полюса p , у дійсності є швидкостями, зображеними з урахуванням масштабного коефіцієнта μ_1 . Тому добуток сил на довжини відповідних плечей у кожен момент часу являють собою миттєві значення потужностей, що розвиваються цими силами. Миттєві значення потужностей, що розвиваються моментами пари сил інерції M_2^{iH} і M_3^{iH} , визначаються як добутки цих моментів на відповідні миттєві значення кутових швидкостей ланок 2 і 3 (рис. 3.1, к).

Таким чином, щодо рис. 3.1,к запишемо:

$$-F'_{3p}\mu_V pa - F_2^{iH}\mu_V h_2 + G_2\mu_1 h'_2 - F_3^{iH}\mu_1 h_3^{iH} - G_3\mu_V h'_3 + G_1\mu_1 h'_1 - M_3^{iH}\omega_3 + M_2^{iH}\omega_2 + M_{KO}\omega_3 = 0 \quad (3.16)$$

звідки одержимо:

$$F'_{3p} = \frac{(M_{KO} - M_3^{iH})\omega_3 + M_2^{iH}\omega_2}{\mu_V pa} + \frac{1}{pa} (F_2^{iH} h_2 + G_2 h'_2 - F_3^{iH} h_3 - G_3 h'_3 + G_1 h'_1) = 0 \quad (3.17)$$

Значення зрівноважувальної сили F'_{3p} вважається правильно знайденим при кінетостатичному розрахунку механізму, якщо вона відрізняється від розрахункового значення F'_{3p} , визначеного за допомогою «жорсткого важеля» Жуковського, не більше ніж на $\pm 5\%$.

4. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТА ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА

З курсу теорії механізмів і машин відомо, що при розгляді повного часу руху механізмів машин найбільший інтерес представляє час усталеного руху, протягом якого в основному відбувається технологічний процес.

Режим, що відповідає часу усталеного руху, характеризується постійною, в середньому, кутовою швидкістю ω_{cp} ведучої ланки, що змінюється усередині циклу, досягаючи максимального ω_{max} і мінімального ω_{min} значень. У результаті коливань значень кутової швидкості виникає нерівномірність обертання, що оцінюється за значенням коефіцієнта нерівномірності руху δ , який визначають за формулою:

$$\delta' = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}} \quad (4.1)$$

де ω_{cp} – середня кутова швидкість ведучої ланки за один цикл.

Наявна нерівномірність обертання в механізмах машин негативно впливає на їх роботу, тому практика експлуатації виробничих машин виробила свої допустимі величини коефіцієнта нерівномірності δ . Стосовно кривошипно-коромислового механізму, значення коефіцієнта нерівномірності обертання $\delta = 1/25 - 1/15$.

Відхилення від зазначених величин убік їх збільшення приводять до погіршення | технологічного процесу і до зменшення терміну служби механізму, що неприпустимо. Тому задача регулювання коливань кутової швидкості ланки зведення в кожному випадку зводиться до підтримки цілком визначеного значення коефіцієнта нерівномірності обертання δ .

У курсі теорії механізмів і машин показано, що задача регулювання зводиться постановкою на ланку зведення так званого маховика, чи махового колеса, що володіє великим моментом інерції, а отже, і великою інертністю.

Маховик є «акумулятором» кінетичної енергії. Він накопичує її при збільшенні кутової швидкості і віддає назад механізму при її

зменшенні, підтримуючи тим самим допустимий ступінь нерівномірності обертання головного вала машини.

Існує кілька методів визначення моменту інерції маховика. Нижче буде розглянутий метод енергомас, що полягає в побудові діаграми енергомас $\Delta T = \Delta T(I_{зв})$ запропонований професором Віттенбауером. Цей метод придатний при $\delta \geq 1/25$. При значеннях $\delta \geq 1/25$ метод професора Віттенбауера вносить погрішність в обумовлені величини, тому в даному випадку варто користуватися методом професора Мерцалова.

Для побудови діаграми енергомас передбачений наступний порядок попередніх обчислень і побудов:

а) обчислюються зведена сила технологічного опору F_{KO} і зведений момент цієї сили M_{KO} в залежності від кута повороту ведучої ланки – ланки зведення;

б) будується діаграма залежності зведеного моменту M_{KO} від кута повороту φ ланки зведення $M_{KO} = M_{KO}(\varphi)$ та діаграма зведених моментів рушійних сил $M_p = M_p(\varphi)$;

в) будується діаграма роботи зведеної сили опору A_{KO} в залежності від кута повороту φ ланки зведення $A_{KO} = A_{KO}(\varphi)$;

г) у системі координат $A_{KO} - \varphi$ будується діаграма роботи зведених рушійних сил $A_p = A_p(\varphi)$;

д) з урахуванням отриманих діаграм $A_p = A_p(\varphi)$ і $A_{KO} = A_{KO}(\varphi)$ будується діаграма зміни кінетичної енергії $\Delta T = \Delta T(\varphi)$;

є) обчислюється зведений момент інерції механізму $I_{зв}$ у залежності від кута повороту φ ланки зведення;

ж) будується діаграма зведеного моменту інерції $I_{зв} = I_{зв}(\varphi)$;

з) будується крива Віттенбауера – діаграма $\Delta T = \Delta T(I_{зв})$;

Розглянемо послідовність викладених вище операцій при визначенні момента інерції маховика методом проф. Віттенбауера.

4.1. Побудова діаграми $M_{KO} = M_{KO}(\varphi)$

Відомо, що при використанні методу енергомас для визначення моменту інерції маховика двигуна до точки ведучої ланки (ланки зведення) приводиться рушійна сила, а для визначення моменту інерції маховика робочої машини – сила корисного опору.

Зведений момент сил корисного опору визначаємо з умови рівності потужностей $P_{зв} = P_{KO}$ (потужністю сил шкідливого опору тут нехтуємо).

$$\text{Через те, що } P_{зв} = M_{зв} \cdot \omega_1, P_{KO} = F_{KO} \cdot V \cdot \cos \alpha, \quad (4.2)$$

$$\text{маємо } M_{KO} = F_{KO} \cdot \frac{V_i}{\omega_1} \cdot \cos \alpha = -F_{KO} \frac{V_i}{\omega_1}, \quad (4.3)$$

де V_i – швидкість точки до якої прикладена F_{KO} ;

$\alpha = 180^\circ$, а $\cos \alpha = \cos 180^\circ = -1$, Тут знак «-» показує на те, що зведений момент сил корисного опору напрямлений у бік протилежний обертанню кривошипа.

В досліджуваному механізмі момент корисних опорів M_{KO} діє в межах робочого кута повороту ведучої ланки 1. У зв'язку з цим функція M_{KO} будується для кута повороту ведучої ланки φ_p , (рис.4.1, а), рівного $360^\circ - \varphi_x$.

Залежність для визначення моменту зведених сил має вид

$$M_{зв} = M_{KO} \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right) \quad (4.4)$$

В даному рівнянні при відомих M_{KO} та ω_1 , які являються постійними величинами, кутова швидкість ω_3 , являється змінною величиною | визначається з плану швидкостей.

Для побудови функції M_{KO} у межах кута повороту ведучої ланки φ_p вводимо масштабні коефіцієнти: $\mu_M = \frac{(M_{KO})_{max}}{(M_{KO})_{max}}$; $\left(\frac{H \cdot M}{mm}\right)$ $\mu_\varphi = \frac{2\pi}{0-8}$; $\left(\frac{рад}{mm}\right)$

Де $(M_{KO})_{max}$ – дійсне значення максимального моменту зведених сил корисного опору, зображене на кресленні в масштабі μ_M , відрізком 3-3'; 0-8 – відрізок, що зображує на осі абсцис кут 2π радіан.

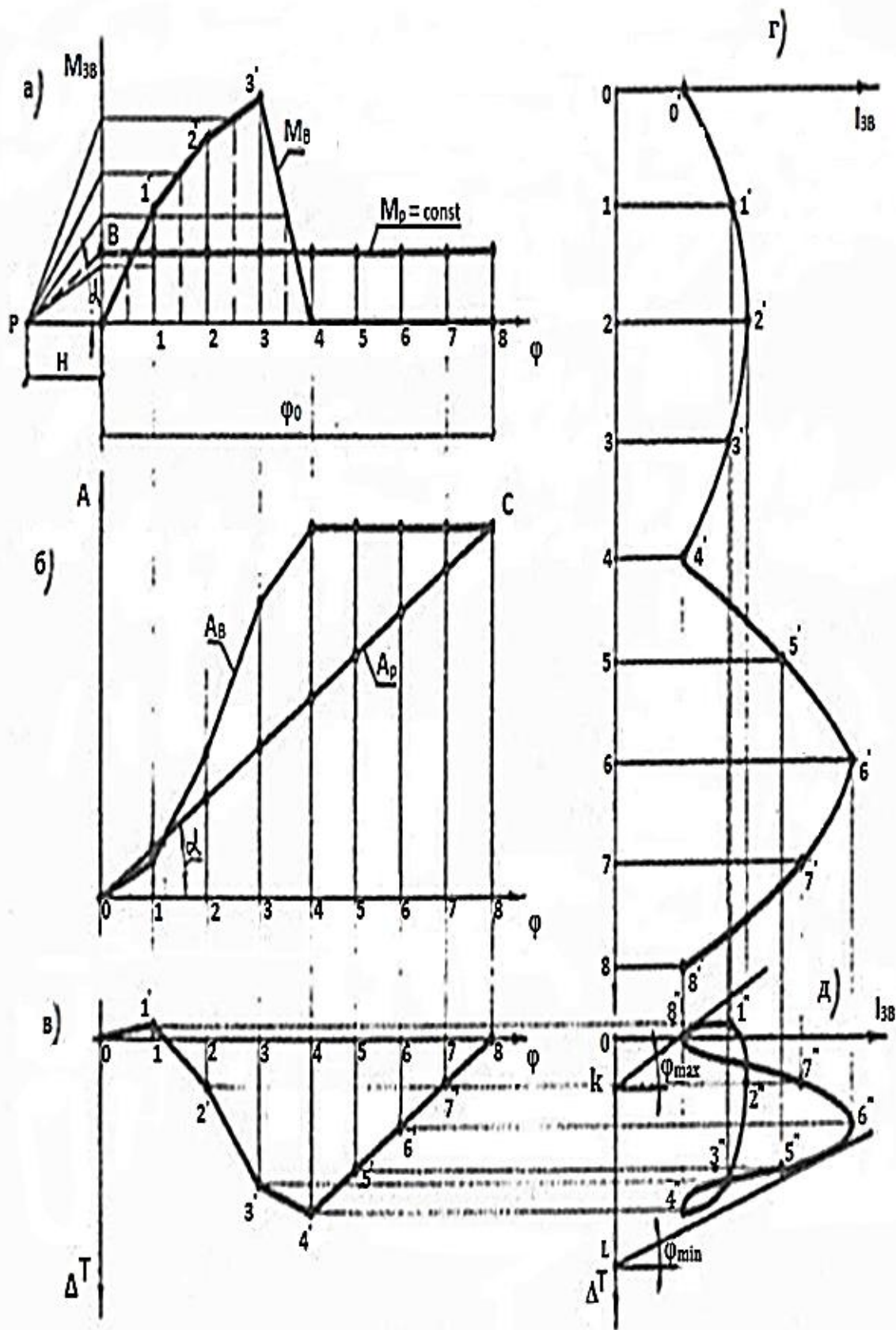


Рис.4.1. Побудова діаграм

4.2. Побудова діаграм $A_{KO} = A_{KO}(\varphi)$, $A_p = A_p(\varphi)$, $M_p = M_p(\varphi)$, $\Delta T = \Delta T(\varphi)$

Після зображення діаграми $M_{KO} = M_{KO}(\varphi)$ будуюмо діаграму $A_{KO} = A_{KO}(\varphi)$ шляхом графічного інтегрування. При цьому через середини відрізків 0-1, 1-2, 2-3 і 3-4 (рис, 4.а) на осі абсцис умовно проводимо прямі до перетинання їх з похилими відрізками функції $M_{KO}(\varphi)$ У відповідних точках, що потім горизонтальними прямими зносяться на вісь ординат О - М і з'єднуються з полюсом p відрізками. Положення полюса p (рис.4.1, а), яке визначається відстанню H , від осі ординат О- М вибирається довільно в межах $H = 60-120$ мм.

Далі в системі координат $A-\varphi$ (рис.4.1, б, друга діаграма) шляхом паралельного зносу відповідних похилих ліній, що виходять з полюса p , будується діаграма $A_{KO} = A_{KO}(\varphi)$.

Так як при усталеному русі робота момента корисних опорів наприкінці кожного циклу (сили тертя в увагу не приймаються) дорівнює роботі рушійних сил, прийнятих постійними, то графік роботи рушійних сил $A_p = A_p(\varphi)$ являє собою пряму, що з'єднує початок координат (точка О) і точку С (рис.4.1, б).

Таким чином, маючи залежність $A_p = A_p(\varphi)$ неважко в системі координат М - φ побудувати діаграму $M_p = M_p(\varphi)$. Для цього необхідно графічно продиференціювати функцію $A_p = A_p(\varphi)$.

Врахувавши лінійну залежність зведеної роботи рушійних сил від кута повороту ланки зведення, здійснюємо графічну побудову зведеного моменту рушійних сил у такий спосіб.

З полюса p під кутом α що характеризує нахил прямої ОС у системі координат А - φ з віссю абсцис, проведемо лінію до перетинання з віссю ординат О - М у точці В. Із точки В проводимо горизонтальну лінію, що представляє $M_p = const$ (рис. 4.1, а)

Зображення діаграм $A = A(\varphi)$ і $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ виконується в масштабі $\mu_A = \mu_{\Delta T} = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H \left(\frac{H \cdot M}{mm} \right)$.

З теореми про зміну кінетичної енергії механізму випливає, що зміна кінетичної енергії механізму відбувається за рахунок роботи зовнішніх сил і моментів, що діють на ланки механізму. Отже, функція зміни кінетичної енергії механізму одночасно є функцією зміни роботи зовнішніх сил, тобто $\Delta T = A_p - A_0$ (рис. 4.1, в).

Для побудови діаграми $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ відкладемо різницю ординат діаграми робіт вверх або вниз від осі абсцис залежно від знаку ΔT .

4.3. Побудова діаграми $I_{зв} = I_{зв}(\varphi)$

Зведений момент інерції механізму $I_{зв}$ визначається з умови рівності кінетичної енергії ланки зведення, яка має деяку умовну зведену масу, і кінетичної енергії ланок досліджуваного механізму. Для кривошипно-коромислового механізму, кінетична енергія ланки зведення (кривошипа O_1A) визначається за формулою:

$$T_{зв} = I_{зв} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \quad (4.5)$$

Кінетична енергія зведеного моменту інерції у відповідному положенні механізму дорівнює сумі кінетичних енергій всіх ланок цього механізму:

$$T_{зв} = \sum_{i=1}^n T_i \quad (4.6)$$

де $T_{зв}$ – кінетична енергія ланки зведення;

T_i – кінетична енергія ланки i ($i = 1, 2, \dots, n$).

Для кривошипно-коромислового механізму

$$T_{зв} = T_1 + T_2 + T_3 \quad (4.7)$$

де T_1 – кінетична енергія кривошипа O_1A (здійснює обертальний рух);

$$T_1 = I_o \cdot \frac{\omega_1^2}{2} = \left(I_{S_1} + m_1 l_{O_1S_1}^2 \right) \cdot \frac{\omega_1^2}{2} \quad (4.8)$$

T_2 – кінетична енергія ланки 2 (здійснює складний рух)

$$T_2 = m_2 \cdot \frac{v_{S_2}^2}{2} + I_{S_2} \cdot \frac{\omega_2^2}{2} \quad (4.9)$$

T_3 – кінетична енергія ланки 3 (здійснює обертальний рух).

$$T_3 = I_{O_2} \cdot \frac{\omega_3^2}{2} = (I_{S_3} + m_3 I_{O_2 S_3}^2) \cdot \frac{\omega_3^2}{2} \quad (4.10)$$

Підставляючи у загальну форму знаходимо:

$$T_{3B} = \frac{\omega_1^2}{2} \left[I_{S_2} + m_1 I_{O_1 S_1}^2 + m_2 \cdot \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_2} \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + I_{S_3} \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 + m_3 I_{O_2 S_3}^2 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 \right] \quad (4.11)$$

де I_{3B} – вираз, який знаходиться в дужках.

Використовуючи приведену залежність, будемо (рис.4.1, г) діаграму $I_{3B} = I_{3B}(\varphi)$ у масштабі

$$\mu_1 = \frac{I_{3B}}{I_{3B}} \quad (4.12)$$

де I_{3B} – дійсне миттєве значення зведеного моменту інерції;

$\overline{I_{3B}}$ – дійсне миттєве значення зведеного моменту інерції з врахуванням μ_1 .

Методом графічного виключення з діаграм $\Delta T = \Delta T(\varphi)$ і $I_{3B} = I_{3B}$ загального параметра φ , будемо криву Віттенбауера – діаграму $\Delta T = \Delta T(I_{3B})$. (рис.4.1, д).

4.4. Визначення моменту інерції маховика

Проведемо до кривої Віттенбауера (рис. 4.1, д) дотичні під кутами ω_{min} і ω_{max} до осі абсцис, які відсікають на осі ординат відрізок kl . Кути нахилу дотичних визначаємо за формулами:

$$\omega_{min} = \arctg \frac{\mu_1}{2\mu_{\Delta T}} \omega_{cp}^2 (1 - \delta); \quad (4.13)$$

$$\omega_{max} = \arctg \frac{\mu_1}{2\mu_{\Delta T}} \omega_{cp}^2 (1 + \delta) \quad (4.14)$$

Момент інерції маховика обчислюємо за формулою

$$I_{max} = \frac{\mu_{\Delta T} \cdot kl}{\omega_{cp}^2 \delta} \quad (\text{кг} \cdot \text{м}^2) \quad (4.15)$$

Значення kl у формулу моменту інерції маховика задається в мм. При визначенні кутів ω_{min} і ω_{max} може виявитися так, що ці кути будуть великі і тоді перетинання дотичних з віссю ординат відбудеться поза кресленням (рис.4.2.)

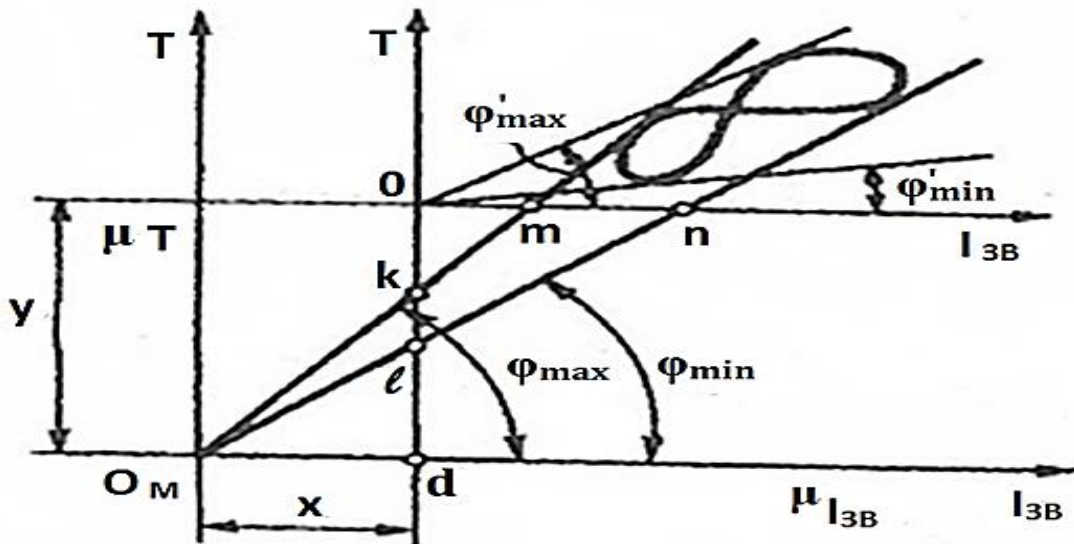


Рис.4.2. Визначення кутів ω_{\min} і ω_{\max}

У таких випадках значення kl знаходять за формулою

$$kl = 0n \cdot \operatorname{tg} \omega_{\min} - 0m \cdot \operatorname{tg} \omega_{\max} \quad (4.16)$$

Визначивши момент інерції маховика, необхідно визначити його розміри

$$D_{\text{ср}} = 2 \sqrt{\frac{gl_{\text{махов}}}{G}} \quad (4.17)$$

де G – сила ваги, обумовлена масою маховика, Н;

g - прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

Визначаємо масу маховика по формулі:

$$m = \frac{4I_{\text{max}}}{D^2} \quad (4.18)$$

Визначаємо колову швидкість обода маховика за формулою:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (4.19)$$

Така швидкість допустима для чавунних маховиків ($V_{\text{доп}} \leq 35 \frac{\text{м}}{\text{с}}$). Ширина обода маховика:

$$b = 0,01 \sqrt{\frac{m}{D}} \quad (4.20)$$

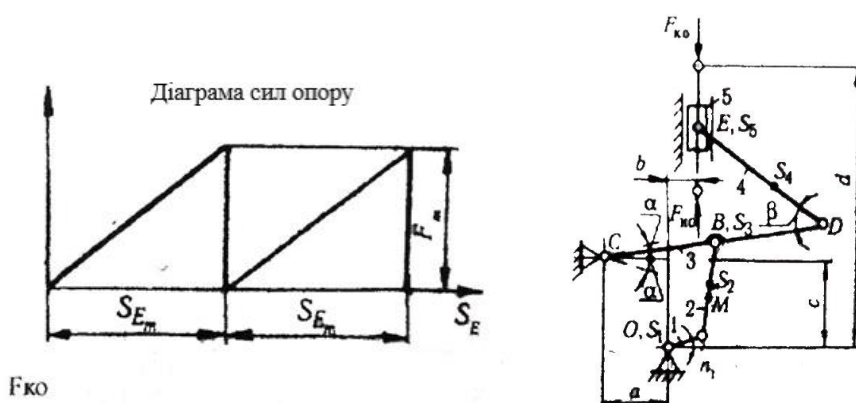
Товщина обода маховика:

$$C = 0,4 b \quad (4.21)$$

Викреслюємо переріз обода маховика у масштабі М1:2.

Завдання для виконання практичних та самостійних робіт

1. МЕХАНІЗМ КОМПРЕСОРА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ

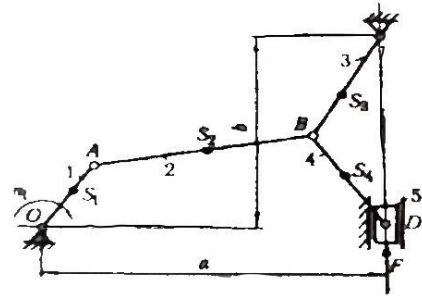


Примітки:

1. У крайньому верхньому положенні ланки 5 кут $\beta=90$ градусів
2. $l_{BC} = l_{BD}$
3. $l_{AS} = 0,5l_{AB}$, $l_{AM} = 0,3l_{AB}$, $l_{DC} = 0,5l_{DE}$. Центр ваги ланки 1 зберігається з точкою O , ланки 3 – з точкою B , ланки 5 – з точкою L .

Позначення	Одиниця виміру	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,085	0,080	0,075	0,060	0,100
b	m	0,130	0,085	0,100	0,090	0,100
c	m	0,300	0,225	0,230	0,220	0,245
d	m	0,650	0,390	0,420	0,400	0,445
α	$град$	20	15	18	22	25
n_1	$об/хв$	300	250	400	450	350
G_1	H	300	350	500	600	400
$G_2 = G_4$	H	450	550	350	400	300
G_3	H	600	450	1200	1400	1000
G_5	H	1200	600	2000	2400	1500
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,055	0,045	0,025	0,060	0,050
$J_{S_2} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,350	0,450	0,600	0,650	0,550
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	1,200	1,000	0,750	0,600	0,550
F_m	H	1300	1200	600	500	550
δ	-	1/20	1/25	1/50	1/55	1/45
№ пол.	-	0,4,8	0,2,7	0,6,11	0,1,10	0,3,9

2. МЕХАНІЗМ КОМПРЕСОРА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ



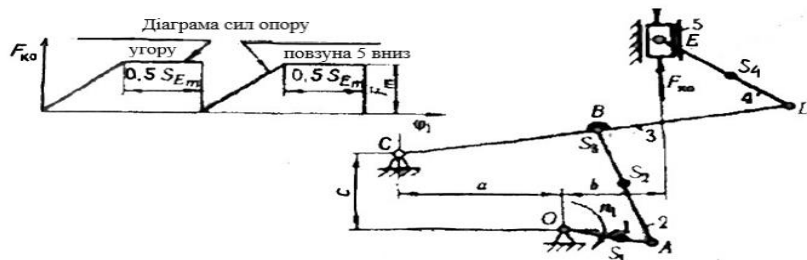
Примітки:

$$l_{OS_1} = 0,2l_{OA}; \quad l_{AC_2} = 0,4l_{AB}$$

$$l_{BS_3} = 0,4l_{BS}; \quad l_{BS_4} = 0,5l_{BD};$$

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,450	0,450	0,500	0,500	0,500	0,400	0,440	0,600	0,550	0,47,0
b	m	0,325	0,325	0,120	0,150	0,150	0,300	0,200	0,250	0,300	0,280
l_{OA}	m	0,060	0,075	0,070	0,095	0,085	0,095	0,100	0,100	0,080	0,090
l_{AB}	m	0,390	0,540	0,430	0,425	0,615	0,525	0,360	0,500	0,440	0,350
l_{BC}	m	0,280	0,360	0,280	0,350	0,360	0,390	0,400	0,420	0,340	0,400
l_{BD}	m	0,300	0,400	0,280	0,350	0,360	0,390	0,400	0,420	0,340	0,400
n_1	об/хв	90	80	100	95	75	60	105	90	80	85
G_1	H	50	80	60	70	90	100	110	120	130	140
G_2	H	200	250	270	300	350	400	500	600	510	300
G_3	H	150	250	270	300	350	420	550	650	600	400
G_4	H	160	200	250	250	350	500	400	500	600	400
G_5	H	400	800	500	600	700	800	900	1000	1100	600
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,001	0,002	0,001	0,002	0,010	0,008	0,007	0,006	0,005	0,005
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,250	0,195	0,100	0,150	0,200	0,250	0,090	0,300	0,150	0,180
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,200	0,250	0,150	0,210	0,150	0,200	0,200	0,130	0,140	0,250
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,200	0,300	0,180	0,220	0,170	0,210	0,210	0,220	0,150	0,260
F_m	$кН$	12	14	15	20	21	1,8	1,7	1,6	1,1	1,4
δ	-	1/5	1/6	1/7	1/8	1/9	1/10	1/П	1/12	1/13	1/14
№ пол.	-	1	2	3	4	5	8	9	10	11	7

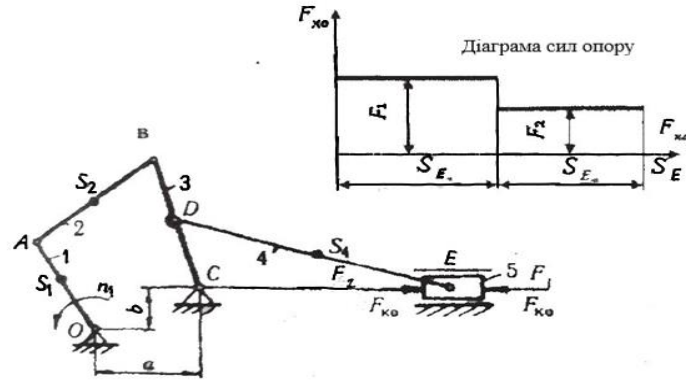
3. МЕХАНІЗМ КОМПРЕСОРА ДВОСТОРОННЬОЇ ДІЇ



Примітка: Центр мас ланок 1,2,3,4 прийняти на їх середні.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,085	0,080	0,075	0,060	0,100	0	0,080	0,040	0,125	0,065
b	m	0,120	0,085	0,100	0,090	0,075	0,105	0	0,040	0,120	0,080
c	m	0,300	0,225	0,230	0,220	0,295	0,270	0,290	0,320	0,220	0,210
l_{OA}	m	0,035	0,035	0,026	0,040	0,045	0,050	0,075	0,060	0,030	0,055
l_{AB}	m	0,345	0,225	0,280	0,220	0,280	0,290	0,285	0,350	0,250	0,240
l_{BC}	m	0,145	0,100	0,125	0,090	0,120	0,110	0,150	0,170	0,130	0,115
l_{CD}	m	0,230	0,170	0,200	0,157	0,180	0,110	0,100	0,085	0,260	0,150
l_{DE}	m	0,170	0,150	0,120	0,160	0,200	0,180	0,110	0,125	0,240	0,175
n_1	$об/хв$	120	150	200	220	240	280	320	400	500	600
G_1	H	30	40	25	35	20	40	25	40	35	25
$G_2 = G_4$	H	50	40	45	35	50	55	60	65	70	75
G_3	H	70	75	80	85	90	80	95	120	110	100
G_5	H	30	35	40	45	50	50	45	65	55	50
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,003	0,002	0,004	0,005	0,005	0,006	0,006	0,004	0,03	0,002
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,015	0,009	0,012	0,017	0,018	0,021	0,011	0,016	0,018	0,025
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,018	0,012	0,013	0,020	0,020	0,023	0,014	0,018	0,019	0,028
F_m	$кН$	1,6	1,2	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
δ	-	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14	1/15	1/1	1/17	1/18	1/19
$N_{пол.}$	-	1	5	9	10	2	7	4	8	3	11

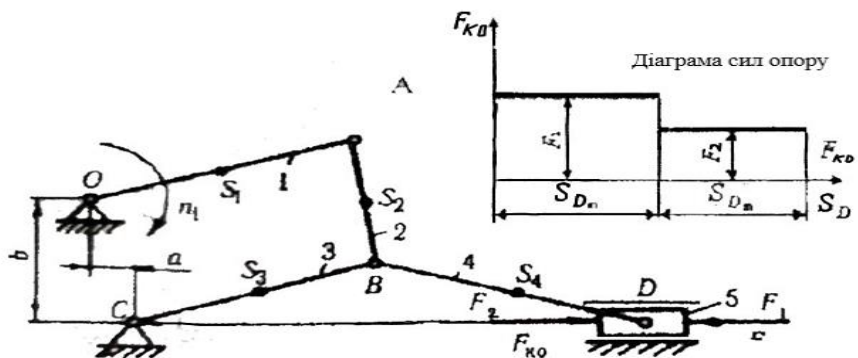
4. МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕСРА



Примітка: центр ваги ланок 2,3,4 прийняти посередині їх довжин

Позна- чення	Оди- ниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,140	0,165	0,120	0,100	0,020	0,022	0,060	0,070	0,080	0,090
b	m	0,150	0,180	0,060	0,000	0,080	0,120	0,140	0,160	0,200	0,240
l_{OA}	m	0,400	0,400	0,200	0,280	0,350	0,320	0,400	0,360	0,420	0,500
l_{AB}	m	0,300	0,400	0,250	0,200	0,150	0,280	0,350	0,500	0,420	0,480
l_{BC}	m	0,350	0,400	0,250	0,280	0,350	0,260	0,425	0,450	0,420	0,520
l_{CD}	m	0,250	0,200	0,150	0,180	0,200	0,165	0,210	0,250	0,220	0,250
l_{DE}	m	0,800	0,750	0,500	0,600	0,700	0,650	0,840	1,000	0,660	0,850
n_1	$об/хв$	55	58	42	64	75	50	60	40	35	48
G_1	H	70	80	90	100	60	50	40	75	85	65
$G_2 = G_3$	H	60	80	120	120	80	60	70	110	140	100
G_4	H	180	210	200	240	320	280	250	220	260	200
G_5	H	300	320	280	360	400	420	480	500	550	600
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,001 1	0,001 8	0,001 7	0,001 5	0,002 1	0,001 2	0,001 2	0,001 6	0,002 2	0,001 8
$J_{S_2} = J_{S_1}$	$кг \cdot м^2$	0,0013	0,0015	0,0017	0,0012	0,0017	0,0018	0,0016	0,0016	0,0022	0,0021
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,0025	0,0024	0,0031	0,0027	0,0028	0,0024	0,0032	0,0032	0,0036	0,0029
F_1	Kh	0,75	1,00	1,125	1,35	1,50	0,90	1,40	1,60	1,80	2,00
F_2	Kh	0,50	0,50	0,40	0,50	0,50	0,30	0,40	0,80	0,70	1,20
δ	-	1/14	1/15	1/16	1/17	1/18	1/19	1/20	1/21	1/22	1/23
$N_{пол.}$	-	1	3	2	4	7	5	3	8	11	10

5. МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА

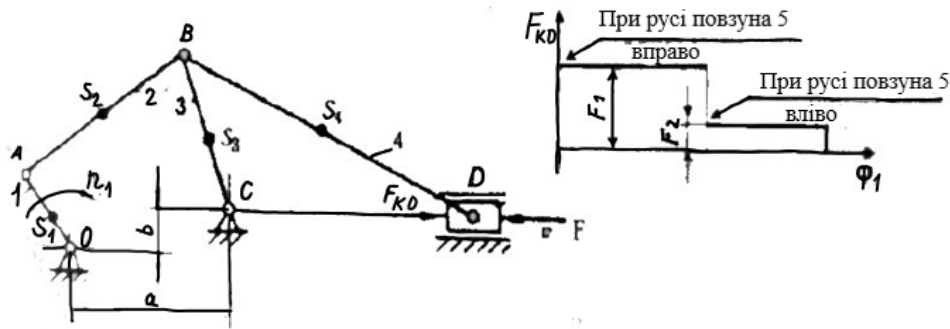


Примітка: 1. Центр ваги ланок 2 і 4 прийняти посередині їх довжин.

2. $G_4 = 0,2G_3$

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	$м$	0,030	0,040	0,025	0,055	0,050	0,020	0,000	0,060	0,080	0,100
b	$м$	0,070	0,065	0,060	0,065	0,050	0,060	0,080	0,080	0,020	0,050
l_{OA}	$м$	0,180	0,160	0,200	0,150	0,120	0,150	0,220	0,225	0,200	0,240
l_{AB}	$м$	0,180	0,160	0,180	0,160	0,160	0,175	0,180	0,250	0,210	0,260
l_{BC}	$м$	0,180	0,160	0,180	0,140	0,200	0,130	0,200	0,225	0,220	0,250
l_{BD}	$м$	0,560	0,480	0,600	0,500	0,700	0,420	0,800	0,750	0,680	1,000
n_1	<i>об/хв</i>	30	40	35	60	120	70	40	80	50	25
$G_1 = G_3$	H	40	45	80	85	80	40	85	45	50	55
G_2	H	35	40	60	70	80	90	50	75	65	95
G_4	H	100	90	120	120	140	130	110	160	170	180
G_5	H	120	160	140	240	360	210	280	160	120	180
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,0011	0,0012	0,0013	0,0014	0,0015	0,0016	0,0017	0,0018	0,0019	0,0015
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,0013	0,0014	0,0012	0,0011	0,0015	0,0015	0,0016	0,0019	0,0018	0,0018
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,0012	0,0013	0,0015	0,0016	0,0017	0,0018	0,0019	0,0010	0,0017	0,0011
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,0021	0,0032	0,0035	0,0025	0,0024	0,0028	0,0029	0,0030	0,0022	0,0035
F_1	$кН$	0,60	0,70	0,50	0,40	0,30	0,80	0,45	0,90	1,00	1,10
F_2	$кН$	0,20	0,30	0,40	0,10	0,20	0,60	0,40	0,40	0,60	0,30
δ	-	1/23	1/24	1/25	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14	1/15	1/16
$N_{пол.}$	-	2	1	4	3	7	5	9	8	4	10

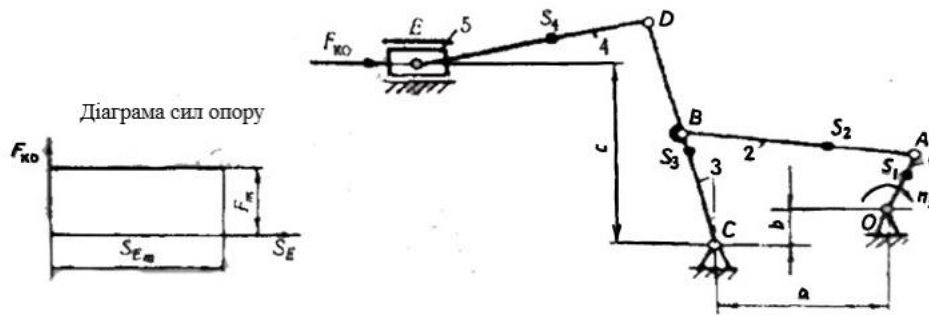
6. МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



Примітка $l_{OS_1} = 0,4l_{OA}$; $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$; $l_{CS_3} = 0,4l_{BC}$; $l_{BS_4} = 0,5l_{BD}$.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	m	0,700	0,750	0,800	0,850	0,900	0,950	1,000	1,100	1,050	1,150
b	m	0,080	0,090	0,100	0,110	0,120	0,125	0,130	0	0,105	0,040
l_{OA}	m	0,150	0,175	0,200	0,225	0,250	0,275	0,300	0,310	0,180	0,280
l_{AB}	m	0,800	0,850	0,950	0,900	1,000	1,000	1,100	1,200	1,200	1,320
l_{BC}	m	0,400	0,450	0,500	0,500	0,525	0,550	0,600	0,575	0,540	0,650
l_{BD}	m	0,850	0,900	0,950	1,000	1,100	1,050	1,200	1,150	1,250	1,275
n_1	$об/хв$	110	120	105	100	95	90	85	80	75	70
G_1	H	100	120	140	150	160	180	170	200	225	240
G_2	H	500	550	580	600	650	650	700	780	780	800
G_3	H	200	225	250	250	260	270	300	280	270	325
G_4	H	425	430	475	450	500	500	550	600	600	660
G_5	H	600	650	700	750	800	850	550	500	450	400
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,08	0,09	0,10	0,11	0,15	0,12	0,14	0,16	0,17	0,18
$J_{S_2} = J_{S_4}$	$кг \cdot м^2$	0,35	0,40	0,45	0,42	0,60	0,62	0,65	0,75	0,55	0,50
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,18	0,20	0,25	0,24	0,28	0,32	0,35	0,34	0,29	0,22
F_1	$кН$	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	1,5	2,5	3,0
F_2	$кН$	0,2	0,1	0,3	0,4	0,5	0,3	0,6	0,5	1,0	1,0
δ	-	1/24	1/25	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14	1/15	1/16	1/17
№пол.	-	1	2	3	4	5	7	8	9	10	11

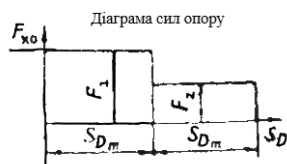
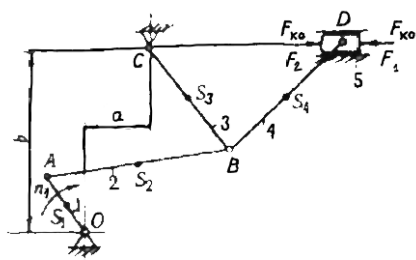
7.МЕХАНІЗМ ПОДАЧІ КРИШКОРОБНОЇ МАШИНИ



Примітка: Центр мас ланок 1, 2, 3 і 4 прийняти посередині їх довжини

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	$м$	0,350	0,460	0,500	0,400	0,650	0,380	0,300	0,320	0,280	0,550
b	$м$	0,120	0,200	0,250	0,150	0,300	0,350	0,210	0,180	0,220	0,280
c	$м$	0,220	0,350	0,425	0,500	0,550	0,350	0,250	0,280	0,300	0,480
l_{OA}	$м$	0,140	0,150	0,080	0,090	0,070	0,085	0,100	0,075	0,060	0,175
l_{AB}	$м$	0,370	0,470	0,510	0,440	0,690	0,460	0,300	0,305	0,280	0,540
l_{BC}	$м$	0,360	0,425	0,300	0,400	0,300	0,350	0,250	0,225	0,180	0,525
l_{CD}	$м$	0,400	0,565	0,500	0,650	0,550	0,480	0,300	0,350	0,320	0,725
l_{DE}	$м$	0,625	0,700	0,350	0,500	0,400	0,450	0,380	0,520	0,420	0,800
n_1	$об/хв$	25	30	35	40	50	30	40	60	65	70
G_1	$Н$	20	22	28	30	32	38	40	30	25	45
$G_2 = G_4$	$Н$	40	42	50	44	35	45	30	35	38	54
G_3	$Н$	36	38	40	40	48	50	55	60	70	65
G_5	$Н$	160	180	150	140	200	210	220	240	260	280
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,0001	0,0001	0,0001	0,0001	0,0002	0,0002	0,0003	0,0003	0,0004	0,0004
$J_2 = J_4$	$кг \cdot м^2$	0,0011	0,0012	0,0013	0,0014	0,0015	0,0016	0,0017	0,0018	0,0019	0,0020
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,0012	0,0014	0,0011	0,0012	0,0016	0,0019	0,0018	0,0017	0,0014	0,0015
F_m	$кН$	150	200	250	300	350	180	280	320	120	100
δ	-	1/50	1/48	1/46	1/44	1/42	1/40	1/38	1/35	1/30	1/25
$N_{пол.}$	-	3	11	1	10	2	9	4	8	5	7

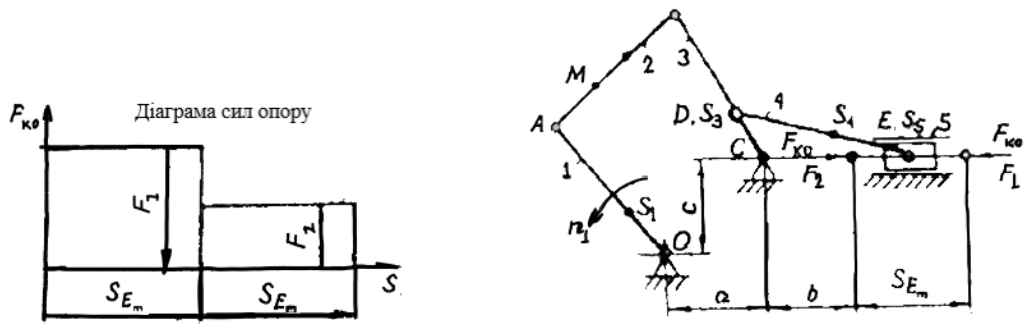
8.МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



Примітки: 1. Центр ваги ланок 2, 3, 4 прийняти посередині їх довжин

Позначення	Одиниця вим.	Варіант									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	$м$	0,500	0,600	0,550	0,800	0,620	0,500	0,400	0,750	0,650	0,450
b	$м$	0,260	0,200	0,380	0,300	0,200	0,250	0,400	0,500	0,650	0,600
l_{OA}	$м$	0,130	0,150	0,125	0,100	0,140	0,120	0,157	0,125	0,175	0,150
l_{AB}	$м$	0,700	0,650	0,625	0,900	0,660	0,420	0,530	0,875	0,925	0,750
l_{BC}	$м$	0,300	0,250	0,350	0,200	0,220	0,320	0,260	0,280	0,300	0,285
l_{BD}	$м$	0,900	0,800	1,000	0,600	0,700	0,650	0,750	0,850	0,950	0,800
n_1	$об/хв$	180	40	120	80	60	50	70	90	100	120
G_1	$Н$	90	100	120	140	80	40	50	110	150	75
$G_2 = G_4$	$Н$	300	250	280	320	400	375	325	275	210	280
G_3	$Н$	150	140	200	210	250	200	180	150	160	160
G_5	$Н$	1000	1200	1400	1500	1600	1100	1700	1350	800	700
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,0011	0,0012	0,0013	0,0014	0,0015	0,0018	0,0015	0,0017	0,0019	0,0021
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,050	0,080	0,065	0,087	0,079	0,060	0,080	0,090	0,045	0,075
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,025	0,040	0,033	0,040	0,040	0,030	0,040	0,045	0,035	0,037
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,055	0,085	0,070	0,090	0,080	0,070	0,090	0,090	0,055	0,085
F_1	$кН$	4,5	5,0	3,0	6,0	4,0	9,0	9,5	10,0	11,0	12,0
F_2	$кН$	2,0	3,0	1,0	4,0	2,0	3,0	3,0	4,0	5,0	5,0
δ	-	1/10	1/11	1/12	1/13	1/14	1/15	1/16	1/17	1/18	1/19
№пол.	-	1	7	5	2	11	10	4	3	8	9

9.МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА

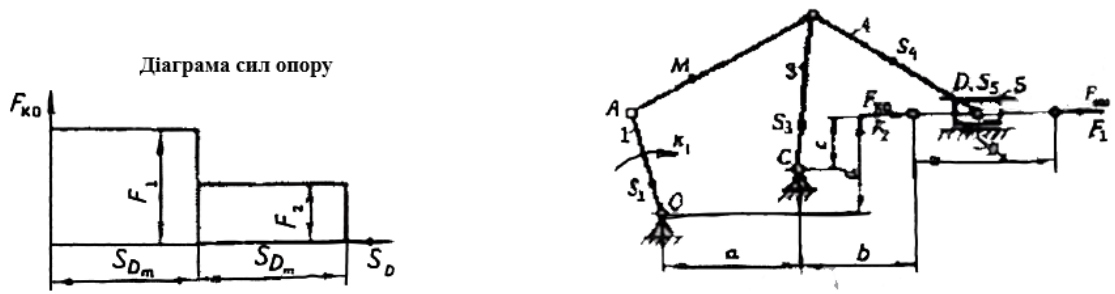


Примітки:

1. Ланки 1 і 3 повноповоротні $l_{OA} = l_{AB} = l_{BC}$.
2. Центр ваги ланки 5 зберігається з точкою D.
3. $G_1 = 0,5G_2 = 0,9G_3$.
4. $J_{S_3} = 4,5J_{S_1}$

Позначення	Одиниця вим.	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,160	0,120	0,100	0,080	0,110
b	$м$	0,350	0,300	0,400	0,320	0,380
c	$м$	0,180	0,060	0	0,080	0,120
S_E	$м$	0,200	0,250	0,220	0,180	0,260
l_{BC}/l_{DC}	-	3,0	1,5	2,5	2,1	1,9
n_1	$об/хв$	40	90	70	45	50
G_2	$Н$	200	500	550	200	150
G_4	$Н$	300	750	650	400	350
G_5	$Н$	800	900	950	1000	550
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,120	0,055	0,100	0,110	0,130
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,150	0,160	0,180	0,200	0,140
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	1,500	1,800	2,300	1,900	1,600
F_1	$Н$	1200	1400	1500	1800	900
F_2	$Н$	650	550	700	800	400
δ	-	1/20	1/60	1/50	1/40	1/50
$N_{пол.}$	-	0,4,11	0,5,10	0,1,8	0,2,7	0,3,9

10. МЕХАНІЗМ КОЛИВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



Примітки:

1. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D.

$$l_{OS_1} = 0,4l_{OA}; \quad l_{AS_2} = 0,5l_{AB}; \quad l_{AM} = 0,3l_{AB}; \quad l_{CS_3} = 0,2l_{BC}; \quad l_{BS_4} = 0,4l_{BD};$$

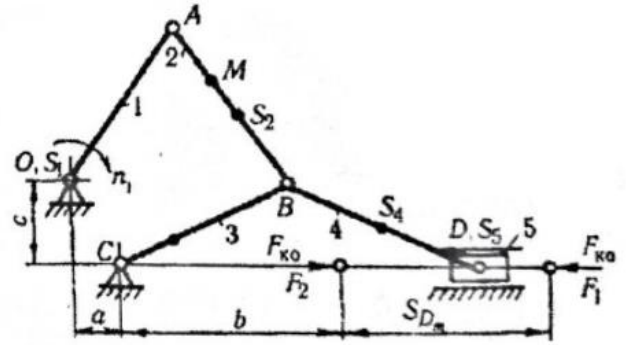
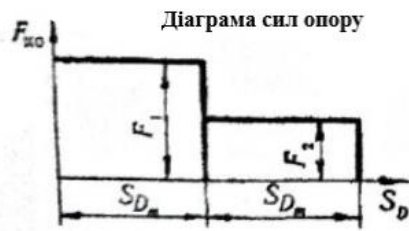
2. $G_1 = 0,5G_2 = 0,25G_3 = 0,5G_4$

3. $J_{S_1} = 0,2J_{S_3}$.

4. $F_2 = 0,25F_1$

Позначення	Одиниця вим.	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,900	0,700	1,440	1,160	0,930
b	$м$	0,780	0,600	0,735	0,700	0,675
c	$м$	0,120	0,220	0,100	0,340	0,290
d	$м$	0,180	0	0	0	0,200
S_{D_m}	$м$	0,320	0,500	0,350	0,300	0,750
l_{BD}	$м$	1,265	1,000	1,550	1,340	1,100
l_{BC}	$м$	0,810	0,880	0,960	0,760	0,790
n_1	об/хв	140	250	220	270	290
G_1	$Н$	250	300	350	450	500
G_5	$Н$	650	1000	1100	900	800
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,50	0,85	0,45	0,95	0,90
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,15	0,10	0,20	0,25	0,30
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	2,30	2,00	2,50	1,80	1,65
F_1	$Н$	5000	5500	4000	6000	6500
δ	-	1/60	1/70	1/65	1/80	1/75
$N_{пол.}$	-	0,3,8	0,4,10	0,1,9	0,5,7	0,2,11

11.МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА



Примітка:

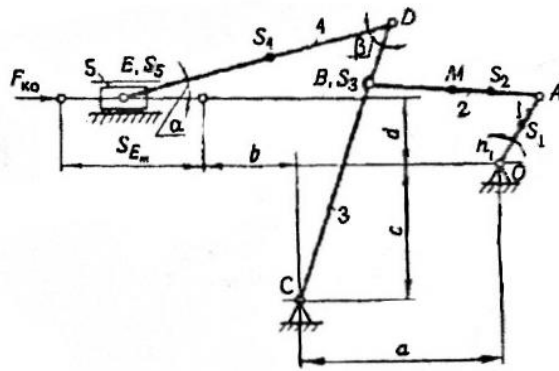
1. Ланки 1, 2 і 3 повноповоротні.

2. Центр ваги ланки 1 збігається з точкою O, ланки 5 – з точкою D.

$$l_{AS_2} = 0,6l_{AB}; \quad l_{AM} = 0,4l_{AB}; \quad l_{CS_3} = 0,4l_{BC}; \quad l_{BS_4} = 0,6l_{BD};$$

Позначення	Одиниця вим.	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	m	0,030	0,040	0,025	0,055	0,050
b	m	0,290	0,320	0,350	0,400	0,380
c	m	0,070	0,605	0,055	0,60	0,050
S_{D_m}	m	0,260	0,320	0,340	0,300	0,280
n_1	$об/хв$	70	35	40	50	60
$G_1 = G_2 = G_3$	H	450	550	600	400	350
G_4	H	950	700	850	650	400
G_5	H	750	600	700	550	300
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,250	0,180	0,270	0,230	0,150
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,180	0,050	0,130	0,070	0,060
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,200	0,120	0,200	0,100	0,120
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,400	0,500	0,600	0,700	0,800
F_1	H	1500	1600	2000	700	600
F_2	H	550	600	650	200	150
δ	-	1/40	1/45	1/50	1/30	1/20
$N_{пол.}$	-	0,4,9	0,5,10	0,1,11	0,3,8	0,2,7

12. ПОДАВАЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ КРИШКОРОБНОЇ МАШИНИ КД

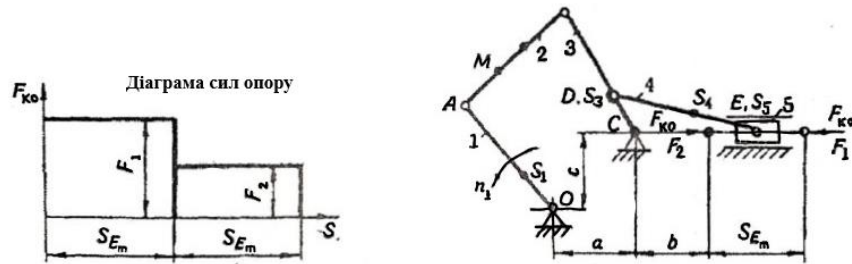


Примітка:

1. В лівому крайньому положенні ланки 5 кут $\alpha = 15$, кут $\beta = 90$ град.
2. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою В, ланки 5 – з точкою Е.
 $l_{OS_1} = 0,65l_{OA}$; $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$; $l_{AM} = 0,7l_{AB}$; $l_{DS_4} = 0,4l_{DE}$.
3. $G_2 = 1,2G_4 = 2,5G_1$.
4. $J_{S_2} = 3,5J_{S_1}$.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,500	0,520	0,600	0,620	0,720
b	$м$	0,400	0,425	0,450	0,475	0,500
c	$м$	0,120	0,200	0,250	0,280	0,300
d	$м$	0,100	0,150	0,175	0,200	0,250
S_{Em}	$м$	0,315	0,400	0,450	0,500	0,580
l_{BC}	$м$	0,360	0,425	0,475	0,525	0,620
n_1	об/хв	15	20	25	30	40
G_1	H	110	50	45	40	150
G_3	H	350	150	450	200	550
G_5	H	900	400	1000	550	1200
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,06	0,02	0,04	0,10	0,15
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,07	0,25	0,12	0,40	0,20
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	0,65	0,03	0,05	0,20	0,20
F_m	H	300	100	400	200	500
δ	-	1/40	1/45	1/18	1/30	1/50
$N_{пол.}$	-	0,3,11	0,5,10	0,2,7	0,1,8	0,4,9

13.МЕХАНІЗМ ГРОХОТА-КОНВЕЄРА

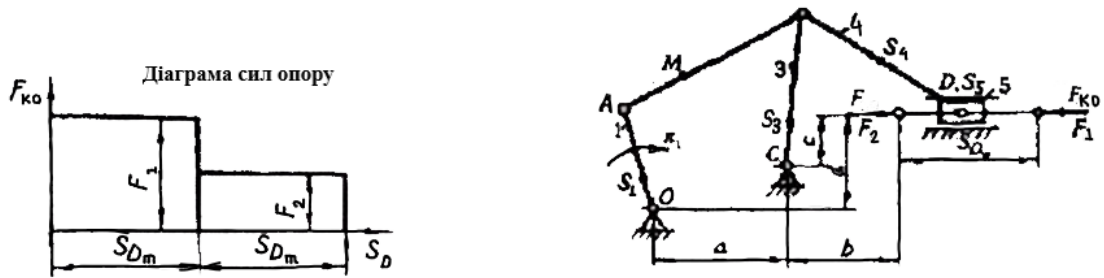


Примітки:

1. Ланки 1 і 3 повноповоротні $l_{OA} = l_{AB} = l_{BC}$.
2. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D.
 $l_{OS_1} = 0,45l_{OA}$; $l_{AS_2} = 0,5l_{AB}$; $l_{AM} = 0,3l_{AB}$; $l_{DS_4} = 0,4l_{DE}$.
3. $G_2 = 0,5G_2 = 0,9G_3$
4. $J_{S_3} = 4,5J_{S_1}$.

Позначення	Одиниця вим.	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,160	0,120	0,100	0,080	0,110
b	$м$	0,350	0,300	0,400	0,320	0,380
c	$м$	0,180	0,060	0	0,080	0,120
S_E	$м$	0,200	0,250	0,220	0,180	0,260
l_{BD}/l_{DC}	-	3,0	1,5	2,5	2,1	1,9
n_1	$об/хв$	40	90	70	45	50
G_2	$Н$	200	500	550	200	150
G_4	$Н$	300	750	650	400	350
G_5	$Н$	800	900	950	1000	550
J_{S_1}	$кг \cdot м^2$	0,120	0,055	0,100	0,110	0,130
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,150	0,160	0,180	0,200	0,140
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	1,500	1,800	2,300	1,900	1,600
F_1	$Н$	1200	1400	1500	1800	900
F_2	$Н$	650	550	700	800	400
δ	-	1/20	1/60	1/50	1/40	1/50
$N_{пол.}$	-	0,4,11	0,5,10	0,1,8	0,2,7	0,3,9

14.МЕХАНІЗМ КОЛІВАЛЬНОГО КОНВЕЄРА



Примітки:

1. Центр ваги ланки 5 збігається з точкою D.

$l_{OS_1} = 0,4l_{OA}; l_{AS_2} = 0,5l_{AB}; l_{AM} = 0,3l_{AB}; l_{CS_3} = 0,2l_{BC}; l_{BS_4} = 0,4l_{BD};$

2. $G_1 = 0,5G_2 = 0,25G_3 = 0,5G_4.$

3. $J_{S_1} = 0,2J_{S_3}.$

4. $F_2 = 0,25F_1.$

Позначення	Одиниця вим.	Варіант				
		1	2	3	4	5
a	$м$	0,900	0,700	1,440	1,160	0,930
b	$м$	0,780	0,600	0,735	0,700	0,675
c	$м$	0,120	0,220	0,100	0,340	0,290
d	$м$	0,180	0	0	0	0,200
S_{Dm}	$м$	0,320	0,500	0,350	0,300	0,750
l_{BD}	$м$	1,265	1,000	1,550	1,340	1,100
l_{BC}	$м$	0,810	0,880	0,960	0,760	0,790
n_1	$об/хв$	140	250	220	270	290
G_1	$Н$	250	300	350	450	500
G_5	$Н$	650	1000	1100	900	800
J_{S_2}	$кг \cdot м^2$	0,50	0,85	0,45	0,95	0,90
J_{S_3}	$кг \cdot м^2$	0,15	0,10	0,20	0,25	0,30
J_{S_4}	$кг \cdot м^2$	2,30	2,00	2,50	1,80	1,65
F_1	$Н$	5000	5500	4000	6000	6500
δ	-	1/60	1/70	1/65	1/80	1/75
$\eta_{пол.}$	-	0,3,8	0,4,10	0,1,9	0,5,7	0,2,11

5. ЗАВДАННЯ ДЛЯ ВИКОНАННЯ В УМОВАХ ІНФОРМАЦІЙНО-ОСВІТНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Для виконання завдань в умовах інформаційно-освітнього середовища необхідно увійти на платформу дистанційного навчання MOODLE, ввести свій логін та пароль, зайти на свою сторінку користувача та зареєструватися на курс. Також на смартфоні або комп'ютері повинен бути завантажений додаток для читання QR-кодів. Наступним кроком є сканування зображення коду та ознайомлення з теорією або виконання завдання до пройденого матеріалу.

5.1. Тестові навчальні тренажери з дисципліни «Теорія механізмів і машин»

В даному тестовому завданні представлено електронний тестовий навчальний тренажер до теми «Основні поняття теорії механізмів і машин». Посилання на ресурс наведено нижче. Необхідно за допомогою програми сканування QR-кодів відсканувати зображення коду та пройти тест. Після проходження тесту здобувач вищої освіти побачить результат.

На рисунках представлені QR-коди з посиланнями на тестові тренажери, виконання яких допоможе в опанування дисципліни «Теорія механізмів і машин».



Рис.5.1. Тестовий навчальний тренажер до теми «Основні поняття теорії механізмів і машин».



Рис.5.2. Тестовий навчальний тренажер «Класифікація кінематичних пар»



Рис.5.3. Тестовий навчальний тренажер «Структурна класифікація плоских механізмів»



Рис.5.4. Тестовий навчальний тренажер «Структурна класифікація плоских механізмів-2»



Рис.5.5. Тестовий навчальний тренажер «Структурний аналіз механізмів»



Рис.5.6. Тестовий навчальний тренажер «Кінематичний аналіз механізмів»



Рис. 5.7. Тестовий навчальний тренажер «Кінематичне дослідження механізмів графічними та аналітичними методами»



Рис. 5.8. Тестовий навчальний тренажер «Кінетостатичний аналіз механізмів»



Рис.5.9. Тестовий навчальний тренажер «Визначення зрівноважувальної сили методом Жуковського»



Рис. 5.10. Тестовий навчальний тренажер «Аналіз руху механізмів і машин»



Рис. 5.11. Електронний тестовий навчальний тренажер до теми «Визначення моменту інерції за допомогою діаграми енергомас»

ЛІТЕРАТУРА

1. Черниш О. М., Березовський М. Г., Яременко В. В. Теорія механізмів і машин. Частина 1: навчальний посібник. ЦУЛ, 2020. 156 с.
2. Кошель С. О., Березін Л. М., Кошель Г. В. Технічна механіка. ЦУЛ, 2020. 156 с.
3. Можаровський М.М., Шостачук А.М. Теорія механізмів і машин: конспект лекцій. Житомир: Освітній портал ЖДТУ, 2015. 123 с.
4. Бучинський М.Я., Горик О.В., Чернявський А.М., Яхін С.В. Основи творення машин. Харків : Вид-во «НТМТ», 2017. 448 с.
5. Пирогов В. В., Філімохін Г. Б., Невдаха Ю. А. Теорія механізмів і машин. Частина 1: навчальний посібник. Кропивницький, ЦНТУ, 2017. 88 с.
6. Загребельний В. М., Ізюмський В. П., Зарубіна А. О., Сафонова З. С. Теорія механізмів і машин. Завдання на курсовий проект і методичні вказівки з його виконання для студентів факультету транспортного машинобудування.
7. Бабенко Д. В., Доценко Н. А., Горбенко О. А. Теорія механізмів і машин: практикум для навчання в умовах інформаційно-освітнього середовища : навчальний посібник. Миколаїв : МНАУ, 2019. 168 с.
8. Теорія механізмів і машин : навчальний курс. МНАУ, MOODLE. URL: <http://moodle.mnau.edu.ua/enrol/index.php?id=356>

Навчальне видання

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Методичні рекомендації

Укладач: **Доценко** Наталія Андріївна

Редактор: Н. А. Доценко

Комп'ютерний набір: Н. А. Доценко

Дизайн і верстка: Н. А. Доценко

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 3,5

Тираж 30 прим. Зам. №_

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету.

54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК№4490 від 20.02.2013р.