

**Міністерство освіти і науки України
Глухівський національний педагогічний університет
імені Олександра Довженка**

Віра Курок

**ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА:
лабораторні й розрахунково-графічна роботи
(розділи «Структура, кінематика та динаміка механізмів»)**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

**Глухів:
Глухівський НПУ ім. О. Довженка
2020**

УДК 378.1
К 93

Друкується відповідно до рішення вченої ради Глухівського національного педагогічного університету імені Олександра Довженка, протокол № 7 від 26 лютого 2020 р.

Автор: Курок Віра Панасівна, доктор педагогічних наук, професор, завідувач кафедри технологічної і професійної освіти Глухівського національного педагогічного університету імені Олександра Довженка

Рецензенти:

І.І. Качурик, доктор фізико-математичних наук, професор, завідувач кафедри фізико-математичної освіти та інформатики Глухівського національного педагогічного університету імені Олександра Довженка;

Є.О. Лодатко, доктор педагогічних наук, професор кафедри педагогіки вищої школи і освітнього менеджменту Черкаського національного університету імені Богдана Хмельницького.

Курок В. П.

К 93 Технічна механіка: лабораторні й розрахунково-графічна роботи (розділи «Структура, кінематика та динаміка механізмів»). Вид. 2-ге, переробл. і допов. Глухів, 2020. 114 с.

Рекомендовано як навчальний посібник для студентів спеціальностей 014.10 Середня освіта (Трудове навчання та технології) та 015 Професійна освіта.

УДК 378.1

© Курок В.П., 2020
© Глухівський НПУ ім. О. Довженка, 2020

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ	6
Лабораторна робота № 1. Структурний аналіз плоских механізмів.....	6
Лабораторна робота № 2. Кінематичне дослідження кулачкових механізмів методом графічного диференціювання.....	13
Лабораторна робота № 3. Кінематичний аналіз зубчатих механізмів.....	23
Лабораторна робота № 4. Кінематичне дослідження шарнірно-важільних механізмів методом планів швидкостей і прискорень.....	29
Лабораторна робота № 5. Кінетостатичне дослідження шарнірно-важільних механізмів методом планів.....	39
Лабораторна робота № 6. Зрівноваження мас, що обертаються навколо осі.....	49
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА	57
Методичні рекомендації до виконання комплексної розрахунково-графічної роботи.....	57
Завдання.....	59
Приклад виконання комплексної розрахунково-графічної роботи.....	69
ЛІТЕРАТУРА	86
ДОДАТКИ	87

ВСТУП

Навчальний посібник «Технічна механіка: лабораторні й розрахункові роботи» охоплює два розділи – «Лабораторні роботи» та «Розрахунково-графічна робота», спрямовані на поглиблення і закріплення теоретичних знань, набутих студентами в процесі лекційних занять, а також формування умінь і навичок структурного, кінематичного та динамічного аналізів механізмів. Лабораторні заняття є обов'язковими формами організації освітнього процесу в закладі вищої освіти.

Кожна лабораторна робота має декілька варіантів вихідних даних. Номер варіанта обирається студентом відповідно до порядкового номера його прізвища в списку журналу академічної групи. Структурне, кінематичне та кінетостатичне дослідження виконується стосовно одного і того самого шарнірно-важільного механізму в одному, заданому викладачем положенні.

Звіт про виконання лабораторної роботи повинен містити її номер, тему, мету виконання, короткі теоретичні відомості, всі необхідні розрахунки та креслення і висновки щодо роботи.

Лабораторні та розрахунково-графічні роботи оформлюються на аркушах паперу формату А4 з одного боку аркуша з полями ліворуч – 30 мм, праворуч – 10 мм. Всі сторінки нумеруються у правому куті аркуша. Усі необхідні для розрахунку рівняння і формули пишуться в загальному вигляді, а потім у них підставляються числові значення і наводиться кінцевий результат із зазначенням розмірності. Для обчислень, які повторюються, записується розрахункова формула, а результати подаються в табличній формі. Усі обчислення необхідно проводити у Міжнародній системі одиниць (*SI*).

Креслення кінематичних схем, планів та діаграм виконуються олівцем за допомогою всіх креслярських інструментів з літерним позначенням кінематичних пар та інших характерних точок і цифровим позначенням ланок, що належать до складу механізмів. Поряд із побудовою вказується її масштаб. Результуючі вектори на планах швидкостей, прискорень та сил доцільно виділяти кольоровими олівцями.

Для виконання лабораторної роботи студент повинен підготувати відповідний теоретичний матеріал та коротко законспектувати його у звіті. Після контролю знань студент

допускається до виконання практичної частини роботи і оформлює звіт згідно з поставленими вимогами. Виконану і належним чином оформлену лабораторну роботу захищають. Під час захисту студент має продемонструвати не тільки ґрунтовні знання з теорії і методів дослідження та проектування механізмів, а й уміння формулювати та викладати свої думки, здатність аналізувати здобуті результати. Лабораторну роботу оцінюють диференційованою оцінкою.

Розрахунково-графічна робота покликана розвинути сформовані в студентів компетентності щодо дослідження механізмів. Завдання до цієї роботи складається зі схеми механізму та вихідних даних до неї, заданих варіантом. Необхідно виконати структурний, кінематичний і кінетостатичний аналізи цього механізму в одному заданому варіантом положенні.

Студенти, які мають пропущені й невідпрацьовані лабораторні роботи, до екзамену не допускається як такі, що не виконали навчальний план.

Навчальний посібник може бути використаний для самостійної роботи студентів будь-якої форми навчання, в тому числі й дистанційної.

РОЗДІЛ 1. ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ

Лабораторна робота № 1

Структурний аналіз плоских механізмів

Мета роботи: навчитися будувати за існуючими моделями механізмів їх кінематичні схеми та проводити структурний аналіз механізмів.

Обладнання: моделі шарнірно-важільних, кулачкових і зубчатих механізмів, вимірювальні інструменти.

Теоретичні відомості

Механізмом називається система твердих тіл, призначена для перетворення руху одного або декількох тіл на необхідні рухи інших.

Будь-який механізм складається із окремих тіл (деталей). Кожна рухома деталь чи група деталей, які утворюють одну жорстку рухому систему тіл, називається *рухомою ланкою* механізму. Усі нерухомі деталі утворюють одну жорстку нерухому систему тіл, яка називається *нерухомою ланкою*, або *стояком*. Таким чином, у будь-якому механізмі є одна нерухома і одна або декілька рухомих ланок.

З'єднання двох ланок, яке допускає їх відносний рух, називається *кінематичною парою*.

Поверхні, лінії або точки ланок, по яких вони можуть з'єднуватись з іншими ланками, утворюючи кінематичну пару, називаються *елементами ланок*.

Зв'язана система ланок, які утворюють між собою кінематичні пари, називається *кінематичним ланцюгом*.

Обмеження, накладені на відносний рух ланки, називаються *умовами в'язі* в кінематичних парах.

Класифікація кінематичних пар

Усі кінематичні пари класифікуються за трьома ознаками.

1. За характером відносного руху ланок кінематичні пари поділяються на:

- а) плоскі;
- б) просторові.

Плоскими кінематичними парами називаються такі, в яких точки ланок, що входять у пару, описують траєкторії, які лежать у

паралельних площинах.

Просторовими кінематичними парами називаються такі, в яких точки ланок, що входять у пару, описують неплоскі траєкторії.

2. За формою елементів ланок кінематичні пари бувають:

а) вищими;

б) нижчими.

Вищою називається така пара, дотикання ланок якої відбувається по лінії або в точці. До таких пар належать зубчата, кулачкова.

Нижчою називається така пара, дотикання ланок якої відбувається по поверхні. До таких пар належать обертальна (шарнір), поступальна.

3. За кількість ступенів вільності у просторовому русі кінематичні пари поділяються на 5 класів. Причому клас пари визначається за кількістю умов в'язі, накладених на відносний рух ланок. Так, до першого класу належать пари, що накладають лише одну умову в'язі на відносний рух ланок, до другого – дві умови в'язі і т.д.

Ступінь рухомості плоского механізму

Кількість ступенів вільності кінематичного ланцюга відносно ланки, обраної за нерухому, називається *кількістю ступенів рухомості* або просто – *ступенем рухомості* кінематичного ланцюга.

Ступінь рухомості плоского механізму визначається за формулою Чебишева:

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

де n – кількість рухомих ланок; p_5 – кількість кінематичних пар п'ятого класу; p_4 – кількість кінематичних пар четвертого класу.

Приклад. Визначити ступінь рухомості шарнірно-важільного механізму, зображеного на рис. 1.1.

Кількість рухомих ланок цього механізму дорівнює 7, а кількість пар 5 класу дорівнює 10 ($O, A, B, C, D, E, F, G, K, L$), пар четвертого класу в ньому немає. Тоді за формулою Чебишева маємо:

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

Отже, одній ланці достатньо надати рух, щоб рух решти був цілком визначеним, іншими словами, цей механізм має одну ведучу ланку.

Групи Ассура та їх класифікація

Групою Ассура називається кінематичний ланцюг, який після його приєднання вільними елементами до стояка має нульовий ступінь рухомості, тобто

$$W=3n-2p_5-p_4=0.$$

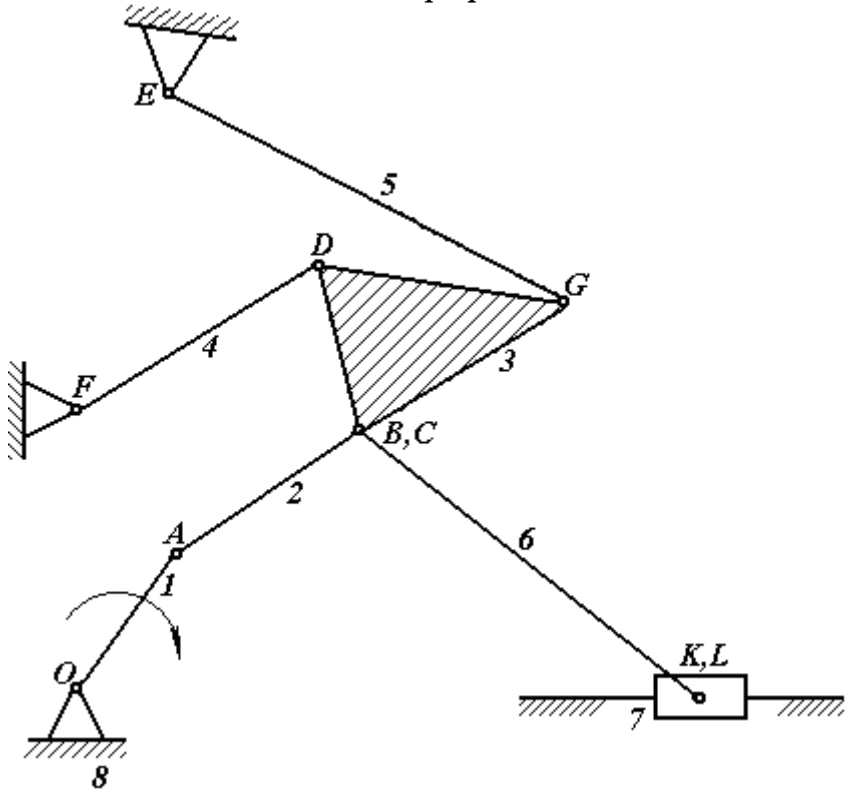


Рис. 1.1. Кінематична схема шарнірно-важільного механізму

Оскільки до групи Ассура входять тільки кінематичні пари п'ятого класу, то $p_5 = \frac{3}{2}n$. Це і є структурна формула групи Ассура.

Клас груп Ассура визначається кількістю кінематичних пар у замкнутому контурі, який входить до її складу. Порядок груп Ассура визначається кількістю вільних елементів або відкритих кінематичних пар. Клас і порядок механізму в цілому визначається найвищим класом і найбільшим порядком групи Ассура.

Для того щоб розподілити механізм (рис.1.1) на групи Ассура, необхідно насамперед виділити ведучу групу, яка складається із стояка і кривошипу, а потім вже визначитись із кількістю груп Ассура та їх класом і порядком (рис.1.2).

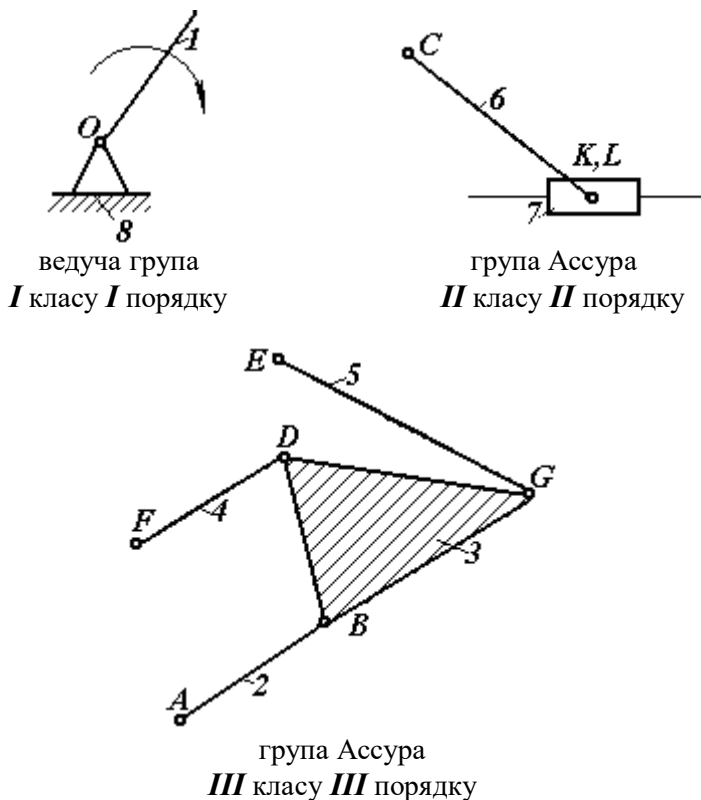


Рис. 1.2. Кінематичні схеми структурних груп

Шарнірно-важільний механізм, зображений на рис.1.1, у цілому III класу III порядку.

Формула, яка показує послідовність приєднання груп Ассура до ведучої групи, називається *формулою будови механізму*. Для механізму, зображеного на рис. 1.1, формула будови має вигляд:

$$I_k I_n \rightarrow III_k III_n \rightarrow II_k II_n.$$

Якщо до складу механізму входить декілька груп однакового класу і порядку, то необхідно в зазначеній вище формулі в дужках указати ланки, що утворюють цю групу Ассура.

Послідовність виконання роботи

1. Дати назву механізму.
2. Накреслити кінематичну схему механізму в масштабі μ_l , нанести позначення ланок та пар.
3. Скласти таблицю кінематичних пар у вигляді:

Таблиця 1.1

Кінематичні пари

Позначення пар на схемі	<i>A</i>	<i>B</i>
Ланки, що утворюють пару	<i>1, 2</i>	<i>2, 3</i>
Клас пари	<i>V</i>	<i>V</i>

4. Обчислити ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева.
5. Розподілити механізм на групи Ассура (при наявності вищих кінематичних пар попередньо замінити їх нижчими).
6. Визначити клас і порядок механізму.
7. Записати формулу будови механізму.
8. Додаткові дані дослідження (наявність зайвих ступенів вільності або пасивних умов в'язі і т. п.).

Завдання до лабораторної роботи

Виконати структурний аналіз плоских механізмів, поданих у таблиці:

№ варіанта	№ механізмів	№ варіанта	№ механізмів
1	1, 21	10	10, 30
2	2, 22	11	11, 31
3	3, 23	12	12, 32
4	4, 24	13	13, 33
5	5, 25	14	14, 34
6	6, 26	15	15, 35
7	7, 27	16	16, 36
8	8, 28	17	17, 37
9	9, 29	18	18, 38

Зміст звіту до роботи

Звіт про виконану роботу повинен містити:

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості з теми.
3. Кінематичні схеми механізмів, виконані за допомогою креслярських інструментів.
4. Таблицю 1.1.
5. Обчислення ступеня рухомості механізму.
6. Визначення класу і порядку груп Ассура та механізму в цілому.
7. Висновки і пропозиції.

Контрольні запитання

1. Дати визначення ланки, кінематичної пари, кінематичного ланцюга, елемента ланки.
2. За якими ознаками класифікують кінематичні пари? Назвати їх різновиди.
3. Яка пара називається вищою, нижчою?
4. Як визначається клас кінематичної пари?
5. Дати визначення групи Ассура.
6. Як визначається клас і порядок груп Ассура?
7. Що називається ступенем рухомості механізму і як він обчислюється?
8. Викласти принцип утворення механізмів.
9. У чому полягає структурний аналіз механізму?

Завдання для самопідготовки

Виконати структурний аналіз механізмів, зображених на рисунках 1.3 – 1.10.

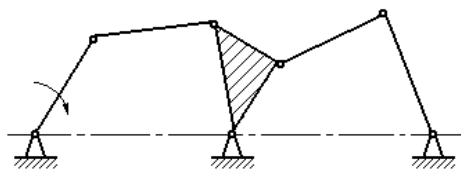


Рис. 1.3

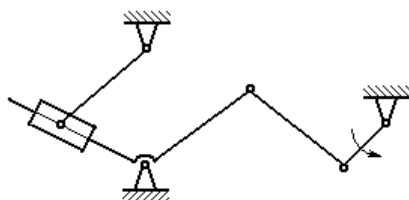


Рис. 1.4

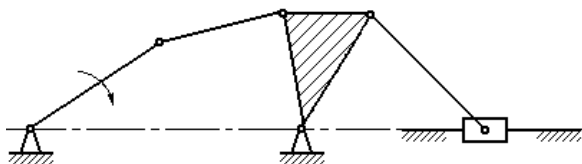


Рис. 1.5

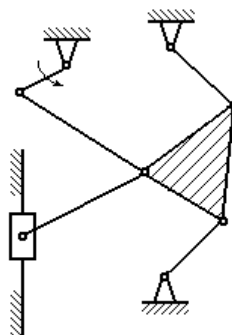


Рис. 1.6

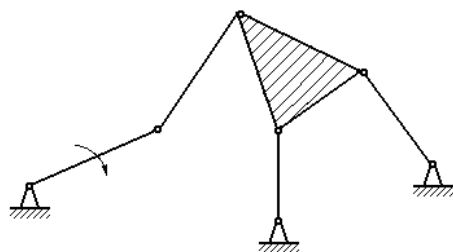


Рис. 1.7

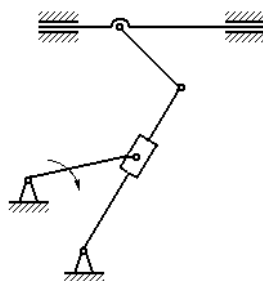


Рис. 1.8

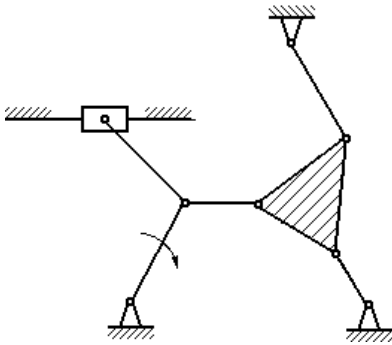


Рис. 1.9

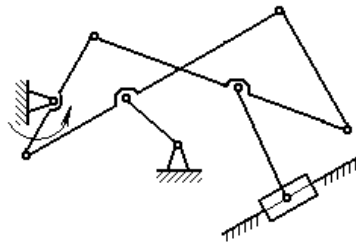


Рис. 1.10

Лабораторна робота № 2

Кінематичне дослідження кулачкових механізмів методом графічного диференціювання

Мета роботи: вивчити типи, призначення та сферу застосування кулачкових механізмів; ознайомитись з практичними прийомами кінематичного дослідження кулачкових механізмів; навчитися будувати діаграму переміщення веденої ланки в залежності від кута повороту ведучої; навчитися застосовувати метод графічного диференціювання для побудови діаграм швидкості та прискорення.

Обладнання: моделі кулачкових механізмів, вимірювальні інструменти.

Теоретичні відомості

Кулачковим називається механізм, до складу якого входить кулачок, тобто така ланка, елемент якої має змінну кривизну.

Кулачкові механізми застосовують у тих випадках, коли у процесі безперервного руху ведучої ланки (кулачка) необхідно за заданим законом змінювати рух веденої ланки і особливо тоді, коли остання під час руху решти ланок повинна тимчасово зупинитися. Такий характер руху має місце в металорізальних верстатах-автоматах, у пресах, деяких типах ножиць, у розподільних механізмах парових машин із клапанним паророзподілом, у двигунах внутрішнього згорання тощо.

Кулачкові механізми бувають просторові та плоскі. Найбільш поширеними серед них є плоскі кулачкові механізми з кулачком, що обертається навколо осі. Вони розподіляються на дві групи.

Перша група цих механізмів застосовується для перетворення обертального руху кулачка на поступальний рух штовхача, друга група – для перетворення обертального руху кулачка на коливальний рух коромисла (рис.1.11). Кожну з цих груп за формою елемента веденої ланки поділяють ще на три підгрупи, в яких кулачок працює: по вістрю (рис. 1.11,б), ролику (рис. 1.11,в) чи площині (рис.1.11,а).

Кулачкові механізми називають *центральноними*, якщо вісь штовхача проходить через центр обертання кулачка (рис.1.11,а). Якщо ж вісь штовхача зміщена відносно осі обертання кулачка на деяку величину e (дезаксіал), то такі кулачкові механізми називаються *дезаксіальними* (рис. 1.11,б).

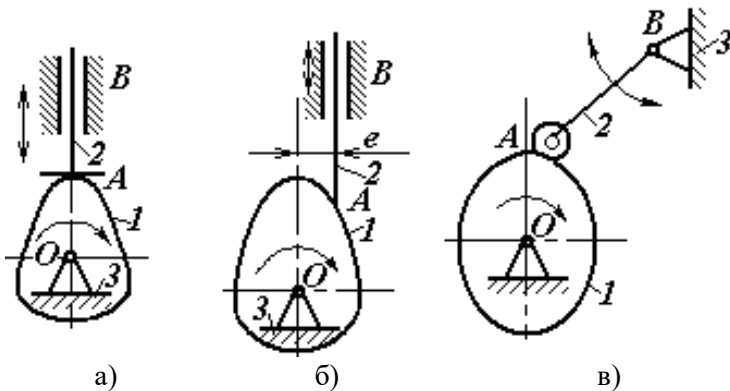


Рис.1.11. Кулачкові механізми: а, б) з поступальним рухом штовхача; в) з коливальним рухом коромисла

Основними параметрами кулачка (рис.1.12) є: профіль кулачка; мінімальний (R_{min}) та максимальний (R_{max}) радіуси; найбільше переміщення штовхача (h); кути: віддалення (φ_e), дальнього стояння ($\varphi_{d.c}$), повернення (φ_n), ближнього стояння або неробочий (φ_o), робочий (φ_p); радіус профілю кулачка (R_2, R'_2).

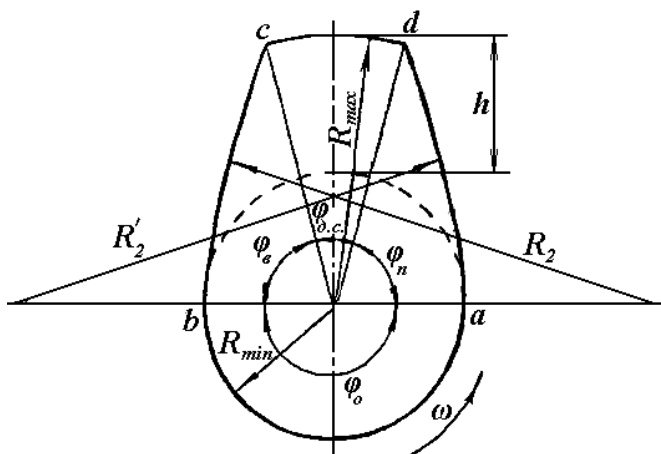


Рис.1.12. Основні параметри кулачка

Профілем кулачка називають криву, здобуту в розрізі елементу кулачка площиною, перпендикулярною до його осі обертання.

Мінімальний радіус кулачка (R_{min}) – це радіус, що з'єднує центр обертання кулачка з найближчою точкою його профілю.

Максимальний радіус кулачка (R_{max}) – це радіус, що з'єднує центр обертання кулачка з найвіддаленішою точкою його профілю.

Найбільше переміщення штовхача (h) – це різниця довжин максимального і мінімального радіусів кулачка.

Кут віддалення (фаза віддалення) (φ_a) – це центральний кут, що спирається на дугу bc , яка з'єднує крайні точки дуг мінімального і максимального радіусів кулачка. Під час ковзання по дузі bc штовхач переходить із крайнього нижнього в крайнє верхнє положення.

Кут дальнього стояння (фаза дальнього стояння) ($\varphi_{d.c}$) – це центральний кут кулачка, що спирається на дугу cd максимального радіуса. Під час ковзання по дузі cd штовхач залишається нерухомим і перебуває на максимальній відстані від центра обертання O .

Кут повернення (фаза повернення) (φ_n) – це центральний кут кулачка, що спирається на дугу da , яка з'єднує крайні точки дуг максимального і мінімального радіусів кулачка. Під час ковзання по дузі da штовхач переходить із крайнього верхнього в крайнє нижнє положення.

Робочий кут (робоча фаза) (φ_p) – це центральний кут кулачка, який дорівнює сумі кутів віддалення, дальнього стояння і повернення:

$$\varphi_p = \varphi_e + \varphi_{d.c} + \varphi_n.$$

Неробочий кут (неробоча фаза) або кут ближнього стояння (фаза ближнього стояння) (φ_o) – це центральний кут, що спирається на дугу **ab** мінімального радіуса. Під час ковзання по дузі **ab** штовхач залишається нерухомим і перебуває в крайньому нижньому положенні. Сума всіх кутів дорівнює **360°**:

$$\varphi_p + \varphi_o = \varphi_e + \varphi_{d.c} + \varphi_n + \varphi_o = 360^\circ.$$

Радіус профілю кулачка (R_2, R'_2) – це радіус дуги, яка відповідає фазі віддалення або повернення. Якщо крива, що відповідає фазі віддалення (повернення), не є дугою кола, то радіус профілю кулачка буде змінним.

До завдань кінематичного дослідження кулачкового механізму належить з'ясування закону руху веденої ланки за заданими розмірами механізму і законом руху кулачка. Припустимо, що кулачок обертається рівномірно, тобто $\omega = \text{const}$.

Кінематичне дослідження кулачкового механізму починають із побудови діаграми $s = s(\varphi)$ за заданим профілем кулачка. Для цього повертають кулачок на **30°** і помічають переміщення штовхача для кожного положення кулачка. Результати замірів заносять до таблиці:

Таблиця 1.2

Кінематичні параметри штовхача у дванадцяти положеннях кулачка

№ п/п параметра	1	2		12
$s, \text{ м}$				
$v, \text{ м/с}$				
$a, \text{ м/с}^2$				

Кінематичною діаграмою називають графічне зображення функціональної залежності між якими-небудь кінематичними параметрами.

Щоб побудувати діаграму $s=s(\varphi)$ або $s=s(t)$, відкладають у кожному положенні кулачка переміщення штовхача в масштабі:

$$\mu_s = \frac{s_{max}}{h},$$

де s_{max} – найбільше переміщення штовхача, m ; h – довільний відрізок, що зображає s_{max} на діаграмі, mm .

Залежності $v=v(\varphi)$ або $v=v(t)$ і $a=a(\varphi)$ або $a=a(t)$ можна отримати шляхом одноразового та дворазового графічного диференціювання залежності $s=s(\varphi)$ або $s=s(t)$.

Є два методи графічного диференціювання:

- 1) метод дотичних;
- 2) метод хорд.

Але враховуючи те, що дотичну до кривої провести дуже важко, навіть при наявності відповідного обладнання, на практиці здебільшого використовується метод хорд.

Графічне диференціювання методом хорд виконується в такій послідовності (рис.1.13):

1. Точки $0, 1', 2', 3' \dots$ діаграми $s=s(\varphi)$ з'єднують хордами.
2. Внизу під діаграмою $s=s(\varphi)$ будують нову систему координат.
3. На осі абсцис відкладають вліво від точки O_1 довільний відрізок O_1P_1 , який називається полюсною відстанню (H_1).
4. Через полюс P_1 проводять промені P_11', P_12', \dots паралельно хордам $O_1-1', 1'-2', \dots$. Проходячи під кутом $\alpha_1, \alpha_2, \dots$, промені відтинають на осі ординат відрізки, що задовольняють співвідношення:

$$O_1-1' = H_1 \operatorname{tg} \alpha_1 = H_1 \frac{\mu_\varphi}{\mu_s} \cdot \frac{\Delta s}{\Delta t} = H_1 \frac{\mu_\varphi}{\mu_s} v_{\varphi},$$

звідки видно, що відрізок O_1-1' , як й інші, зображає середню

швидкість руху штовхача в масштабі $\mu_v = \frac{\mu_s}{H_1 \mu_\varphi}$.

5. Відрізки O_1-1', O_1-2', \dots переносять на середини відповідних інтервалів і сполучають здобуті точки $1'', 2'', 3'', \dots$ плавною кривою.

Побудована таким чином крива $v=v(\varphi)$ буде диференціальною

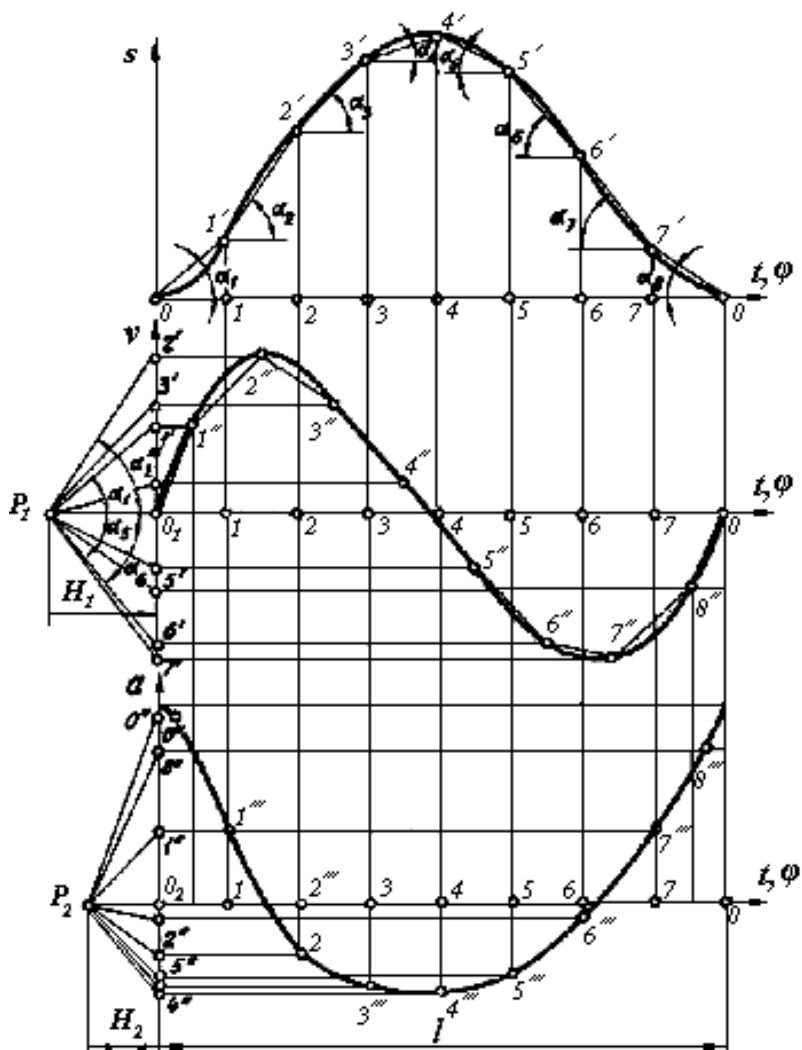


Рис. 1.13. Кінематичні діаграми

стосовно вихідної $s=s(\varphi)$.

Продиференціювавши графічно криву $v=v(\varphi)$, отримаємо діаграму залежності $a=a(\varphi)$. Методика її побудови нічим не відрізняється від попередньої. Масштаб побудови визначається за формулою:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{H_2 \mu_\varphi} \text{ або } \mu_a = \frac{\mu_s}{H_1 H_2 \mu_\varphi^2}.$$

Обчисливши дійсні значення швидкості та прискорення для кожного положення механізму, заносять їх до таблиці 1.2.

Послідовність виконання роботи

1. Зобразити профіль кулачка та визначити переміщення штовхача для всіх 12 положень механізму.
2. Побудувати діаграму $s=s(\varphi)$ в обраному масштабі μ_s .
3. Користуючись методом хорд, двічі графічно продиференціювати залежність $s=s(\varphi)$.
4. Визначити масштаби μ_v та μ_a .
5. Обчислити дійсні значення швидкості та прискорення штовхача в 12-ти положеннях механізму. Результати занести до таблиці 1.2.
6. Сформулювати висновки і пропозиції по роботі.

Завдання до лабораторної роботи

Виконати кінематичне дослідження механізму, який подається в таблиці:

№ варіанта	№ механізму	ω, c^{-1}	№ варіанта	№ механізму	ω, c^{-1}
1	21	5	9	29	14
2	22	6	10	30	15
3	23	7	11	31	20
4	24	8	12	32	5
5	25	9	13	33	6
6	26	10	14	34	10
7	27	12	15	35	15
8	28	13	16	36	20

Зміст звіту до роботи

Звіт про виконану роботу повинен містити:

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості з даної теми.
3. Кінематичну схему кулачкового механізму, виконану за допомогою креслярських інструментів.
4. Кінематичні діаграми $s=s(\varphi)$, $v=v(\varphi)$, $a = a(\varphi)$, побудовані в масштабах μ_s , μ_v , μ_a .
5. Таблицю 1.2.
6. Висновки і пропозиції по роботі.

Контрольні запитання

1. Дати визначення кулачкового механізму.
2. Призначення, сфера застосування, переваги та недоліки кулачкових механізмів.
3. Основні типи плоских та просторових кулачкових механізмів.
4. Перелічити основні параметри кулачка та дати їх визначення.
5. Як розцінювати наявність жорстких і м'яких ударів, що виникають у роботі кулачкових механізмів?
6. У чому полягає кінематичне дослідження кулачкових механізмів?
7. Переваги та недоліки методу графічного диференціювання.
8. Сформулювати метод зворотного руху.
9. Сутність методів графічного диференціювання – дотичних та хорд.
10. Як визначаються масштаби побудованих діаграм μ_s , μ_v , μ_a ?
11. У чому полягає профілювання кулачка?
12. Сутність методу графічного інтегрування.

Завдання для самопідготовки

1. Визначити профіль кулачка, якщо відомі: $R_o = 50 \text{ мм}$ і закон руху штовхача, зображений на рисунках в масштабах

$$\mu_v = 0,01 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \text{ та } \mu_t = 0,01 \frac{\text{с}}{\text{мм}} :$$

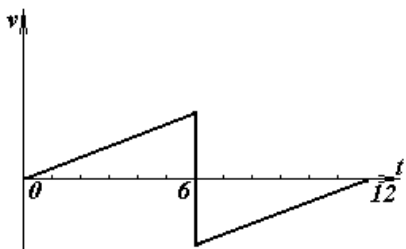


Рис. 1.14

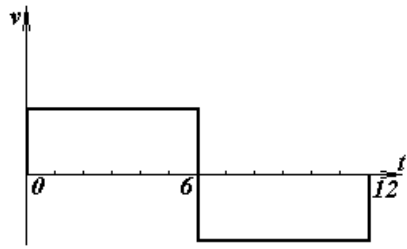


Рис. 1.15

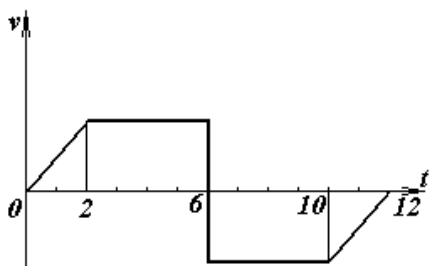


Рис. 1.16

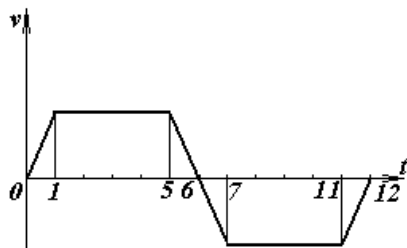


Рис. 1.17

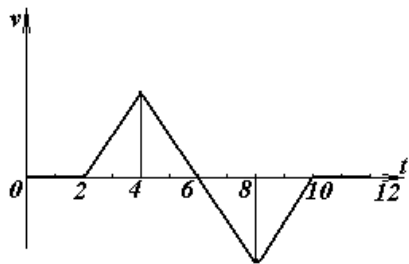


Рис. 1.18

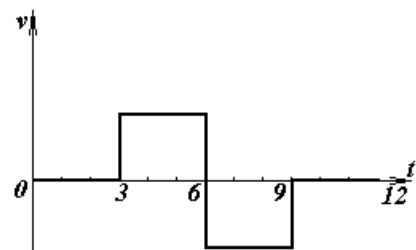


Рис. 1.19

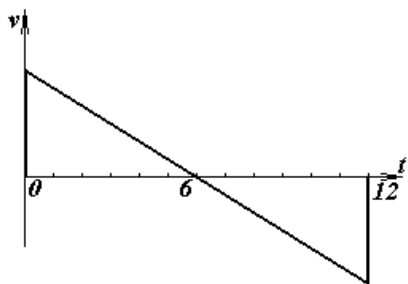


Рис. 1.20

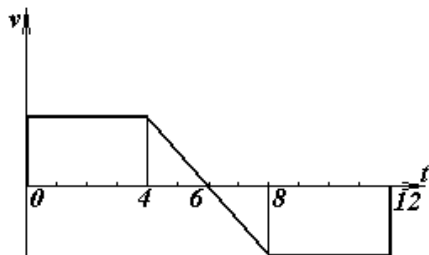


Рис. 1.21

2. Визначити швидкість штовхача у всіх положеннях механізму, якщо відома його залежність $s=s(t)$, побудована в масштабах

$$\mu_s=0,01 \frac{\text{м}}{\text{мм}}, \text{ та } \mu_t=0,01 \frac{\text{с}}{\text{мм}} :$$

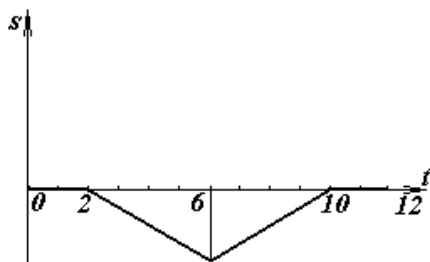


Рис. 1.22

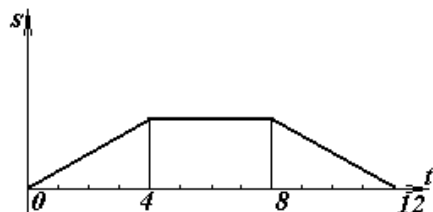


Рис. 1.23

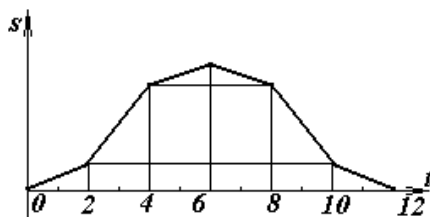


Рис. 1.24

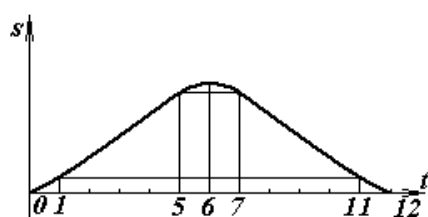


Рис. 1.25

Лабораторна робота № 3

Кінематичний аналіз зубчатих механізмів

Мета роботи: навчитися визначати тип зубчатого механізму, його передаточне відношення, кутові швидкості обертання його ланок.

Обладнання: моделі зубчатих механізмів (зубчаті механізми), вимірювальні інструменти.

Теоретичні відомості

Зубчатою передачею називається механізм передачі, ланками якого є зубчаті колеса, призначені для передавання руху між довільно розміщеними в просторі осями. Бувають одноступінчаті (рис. 1.26,а) і багатоступінчаті (рис. 1.26,б) зубчаті передачі.

Основне завдання кінематичного дослідження зубчатих передач полягає у визначенні його передаточного відношення.

Передаточним відношенням називається відношення кутової швидкості ведучої ланки до кутової швидкості веденої ланки і позначається буквою u з відповідними індексами. Наприклад,

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{та} \quad u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

однієї і тієї ж зубчатої передачі при різних ведучих ланках: у першому випадку ведучою є ланка 1, у другому – ланка 2.

Передаточне відношення може бути як додатним, так і від'ємним. Якщо ведене і ведуче зубчаті колеса обертаються в один бік (наприклад, у зубчатої передачі з внутрішнім зачепленням), то передаточне відношення додатне, а якщо в різні боки (наприклад, у зубчатої передачі із зовнішнім зачепленням) – то від'ємне.

Крім вищенаведених формул, передаточне відношення зубчатої передачі може визначатись таким чином:

$$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1},$$

де n_1, n_2 – частота обертання ведучої та веденої ланок; z_1, z_2 – кількість зубів цих ланок; d_1, d_2 – діаметри ділільних кіл ведучої та веденої ланок.

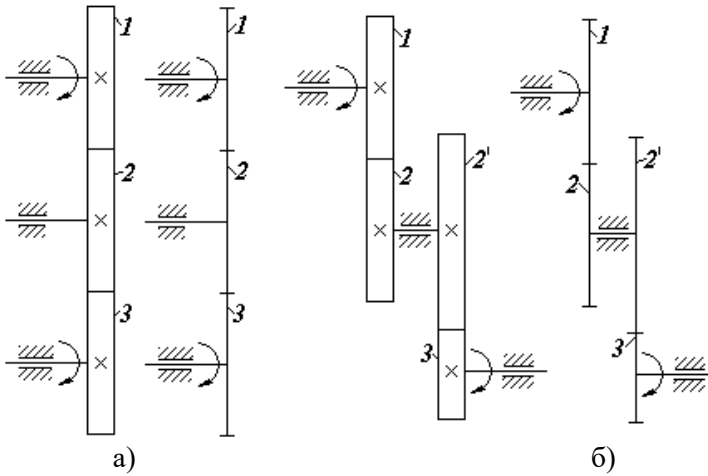


Рис. 1.26. Зубчаті передачі

Зубчатий механізм, який складається з трьох і більше зубчатих коліс (з нерухомими осями) і стояка, називається *зубчатим рядом* (рис. 1.26, а, б).

Передаточне відношення будь-якого зубчатого ряду дорівнює добутку передаточних відношень всіх передач, що входять до його складу. Для зубчатого ряду, зображеного на рис. 1.26,а, маємо:

$$u_{13} = (-1)^2 \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = \frac{z_3}{z_1}.$$

Для зубчатого ряду, зображеного на рис. 1.26,б, загальне передаточне відношення може бути обчислене за формулою:

$$u_{13} = (-1)^2 \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'}.$$

До механізмів передач з жорсткими ланками належить також *рейкове зачеплення*. У нього передаточне відношення дорівнює нескінченності або нулю в залежності від того, яка ланка буде ведучою (колесо чи рейка), оскільки швидкість рейки дорівнює нулю (вона рухається поступально).

Черв'ячна передача застосовується для передавання обертальних рухів між перехресними валами. Одна ланка називається *черв'яком*, друга – *черв'ячним колесом*. Передаточне відношення черв'ячної передачі визначається за формулою:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1},$$

де z_1 – кількість заходів черв'яка, z_2 – кількість зубів черв'ячного колеса.

Зубчаті механізми, до складу яких належать рухомі осі зубчатих коліс, називаються *епіциклічними*. Вони поділяються на *планетарні* та *диференціальні*.

Планетарним називається епіциклічний механізм, ступінь рухомості якого дорівнює одиниці (рис. 1.27,а).

Якщо ступінь рухомості епіциклічного механізму більший за одиницю, то такий механізм називається *диференціальним* (рис. 1.27,б).

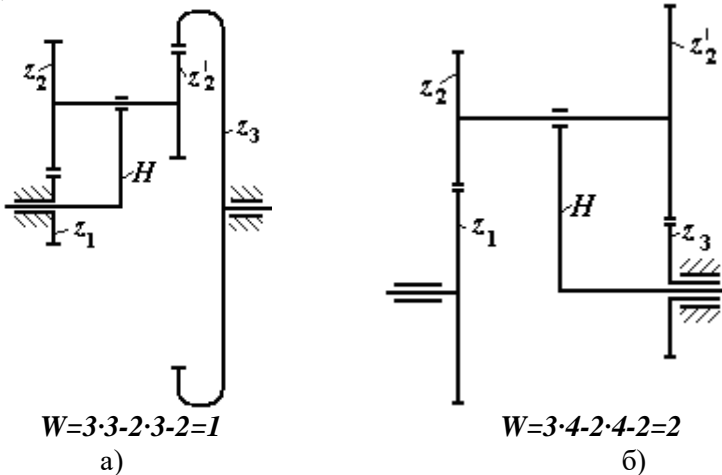


Рис. 1.27. Епіциклічні механізми:
а) планетарний; б) диференціальний

До складу епіциклічних механізмів можуть належати тільки такі ланки: сателіт, центральне (сонячне) зубчате колесо та водило.

Сателітом називається зубчате колесо, вісь якого переміщається в просторі. У наведених прикладах (рис. 1.27) це зубчаті колеса 2, 2'. Зубчате колесо, навколо осі якого обертається сателіт, називається *сонячним*, або *центральним* (ланки 1, 3). Ланка **H**, яка несе на собі вісь сателіта, називається *водилом*.

Передаточне відношення епіциклічного механізму визначається за *формулою Вілліса*:

$$u_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_n - n_H},$$

де $\omega_1, \omega_n, \omega_H$ – кутові швидкості ведучої, веденої ланок та водила; n_1, n_n, n_H – частоти обертання ведучої, веденої ланок та водила.

Формула Вілліса універсальна для аналізу будь-яких епіциклічних механізмів. Її можна дещо спростити для планетарного механізму, оскільки одне із його зубчатих коліс нерухоме. Нехай $\omega_n = 0$, тоді:

$$u_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = 1 - u_{1H}^{(n)}$$

або

$$u_{1H}^{(n)} = 1 - u_{1n}^{(H)}.$$

Якщо ведучим є водило H , то передаточне відношення обчислюється таким чином:

$$u_{H1}^{(n)} = \frac{1}{u_{1H}^{(n)}} = \frac{1}{1 - u_{1n}^{(H)}}.$$

Передаточне відношення планетарного механізму, зображеного на рис. 1.27,а, визначиться так:

$$u_{H3}^{(1)} = \frac{1}{u_{3H}^{(1)}} = \frac{1}{1 - u_{31}^{(H)}} = \frac{1}{1 + \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_2'}{z_3}}.$$

Послідовність виконання роботи

1. Накреслити кінематичну схему зубчатого механізму.
2. Обчислити ступінь рухомості механізму. Визначити його тип.
3. Перелічити кількість зубів коліс у механізмі. Дані занести до таблиці 1.3.

Таблиця 1.3

Кількість зубів зубчатих коліс механізму

z_1	z_2	z_3		z_n	u

4. Виконати кінематичне дослідження механізму. Для цього за заданою кутовою швидкістю ведучої ланки ω_1 знайти кутові швидкості всіх інших ланок, а також лінійні швидкості в зачепленнях.

Визначити передаточне відношення механізму.

Завдання до лабораторної роботи

Виконати кінематичне дослідження зубчатих механізмів, що подаються в таблиці:

№ варіанта	№ механізмів	ω_1, c^{-1}	№ варіанта	№ механізмів	ω_1, c^{-1}
1	61, 63, 73	10	9	61, 68, 71	35
2	62, 64, 71	25	10	62, 65, 75	40
3	69, 71, 73	20	11	63, 67, 69	15
4	72, 65, 63	30	12	64, 72, 74	10
5	65, 67, 70	15	13	70, 75, 73	20
6	61, 66, 75	18	14	65, 66, 75	15
7	62, 68, 74	5	15	64, 68, 74	22
8	64, 69, 73	24	16	69, 70, 71	16

Зміст звіту до роботи

Зміст про виконану роботу повинен містити:

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості з теми.
3. Кінематичні схеми зубчатих механізмів.
4. Обчислення ступеня рухомості механізмів.
5. Таблицю 1.3.
6. Визначення кутових швидкостей обертання зубчатих коліс та лінійних швидкостей у зачепленнях.
7. Визначення передаточного відношення механізмів.
8. Висновки і пропозиції.

Контрольні запитання

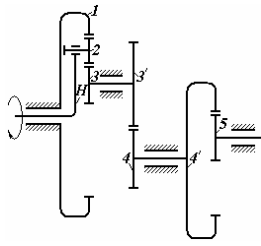
1. Що називається передаточним відношенням?
2. Як визначається передаточне відношення зубчатого ряду?
3. Визначення передаточного відношення черв'ячної передачі та рейкового зачеплення.
4. Дати визначення епіциклічного механізму.
5. Яка ланка називається сателітом, водилом, сонячним колесом?

6. Класифікація епіциклічних механізмів. Призначення планетарних і диференціальних механізмів.

7. За якою формулою визначається передаточне відношення епіциклічних механізмів?

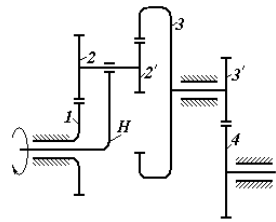
Завдання для самопідготовки

Визначити передаточне відношення механізмів, зображених на рисунках 1.28 – 1.35.



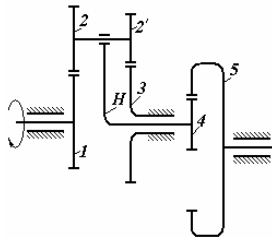
- $z_1 = 85$
- $z_2 = 20$
- $z_3 = 30$
- $z_{3'} = 40$
- $z_4 = 20$
- $z_{4'} = 60$
- $z_5 = 20$
- $u_{H5} = ?$

Рис. 1.28



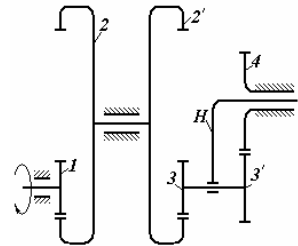
- $z_1 = 60$
- $z_2 = 20$
- $z_{2'} = 25$
- $z_3 = 75$
- $z_{3'} = 45$
- $z_4 = 30$
- $u_{H4} = ?$

Рис. 1.29



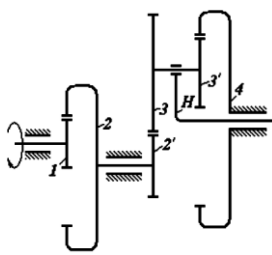
- $z_1 = 25$
- $z_2 = 50$
- $z_{2'} = 50$
- $z_3 = 20$
- $z_4 = 20$
- $z_5 = 60$
- $u_{15} = ?$

Рис. 1.30



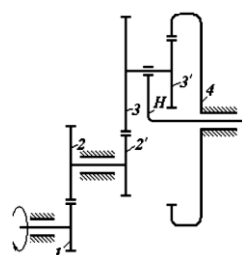
- $z_1 = 25$
- $z_2 = 75$
- $z_{2'} = 80$
- $z_3 = 20$
- $z_{3'} = 15$
- $z_4 = 45$
- $u_{1H} = ?$

Рис. 1.31



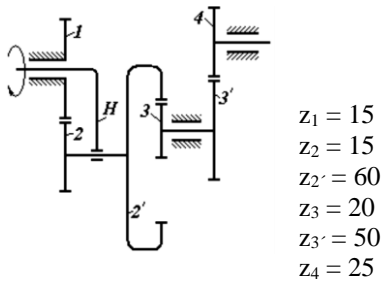
- $z_1 = 30$
- $z_2 = 60$
- $z_{2'} = 40$
- $z_3 = 60$
- $z_{3'} = 20$
- $z_4 = 80$
- $u_{1H} = ?$

Рис. 1.32



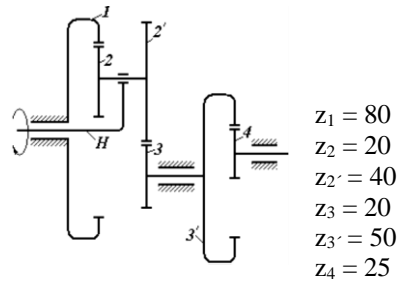
- $z_1 = 20$
- $z_2 = 40$
- $z_{2'} = 50$
- $z_3 = 75$
- $z_{3'} = 15$
- $z_4 = 90$
- $u_{1H} = ?$

Рис. 1.33



$\omega_{H4} = ?$

Рис. 1.34



$\omega_{H4} = ?$

Рис. 1.35

Лабораторна робота № 4

Кінематичне дослідження шарнірно-важільних механізмів методом планів швидкостей і прискорень

Мета роботи: навчитися визначати лінійні швидкості та прискорення точок і кутові швидкості та прискорення ланок механізму шляхом побудови планів швидкостей і прискорень.

Обладнання: моделі шарнірно-важільних механізмів, вимірювальні інструменти.

Теоретичні відомості

Кінематичне дослідження механізмів полягає у визначенні руху всіх ланок механізму за заданим рухом ведучих ланок без урахування сил, що діють на них.

Кінематика механізмів вирішує такі *завдання*:

1. Визначення положень ланок механізму і траєкторій руху окремих точок цих ланок.

2. Визначення лінійних швидкостей та прискорень точок і кутових швидкостей та прискорень ланок механізму.

Вихідні дані для кінематичного аналізу – це закон руху ведучої ланки та кінематична схема механізму.

Завдання кінематичного дослідження може бути вирішене одним із таких *методів*:

- 1) графо-аналітичним:
 - а) методом планів швидкостей та прискорень;
 - б) методом кінематичних діаграм (графічного диференціювання);
- 2) аналітичним;
- 3) експериментальним.

Графо-аналітичні методи поступаються в точності аналітичним, але водночас відрізняються простотою і наочністю, тому більше поширені.

Метод планів базується на використанні теореми про складання рухів, відповідно до якої рух плоскої фігури можна розглядати як такий, що складається з двох рухів: переносно-поступального із швидкістю довільно обраної точки фігури (полюса) і відносно-обертального навколо полюса.

Планом швидкостей (прискорень) ланки називається графічна побудова у вигляді плоского пучка, промені якого зображають абсолютні швидкості (прискорення) точок ланок плоского механізму, а відрізки, що сполучають кінці променів, – відносні швидкості (прискорення) відповідник точок у певному положенні ланки.

Планом швидкостей (прискорень) механізму називається сукупність планів швидкостей (прискорень) ланок механізму з одним спільним полюсом.

Кінематичне дослідження плоского механізму методом планів швидкостей і прискорень зручно розглянути на конкретному прикладі.

Нехай маємо чотириланковий шарнірний механізм (рис. 1.36,а).

Насамперед необхідно виконати його структурний аналіз. Зображений на рис. 1.36,а плоский механізм належить до **II** класу **II** порядку і складається з ведучої групи, що охоплює ланки 1 та 4, і групи Ассура **ABC II** класу **II** порядку, що включає ланки 2, 3. Послідовність кінематичного дослідження збігається з послідовністю побудови механізму.

Якщо закон руху ведучої ланки подається у вигляді $n=const$, то обчислюють її кутову швидкість за формулою:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30},$$

де n – частота обертання, *об/хв*.

Тоді швидкість точки A (кінця кривошипа) визначиться за формулою:

$$v_A = \omega \cdot l_{OA},$$

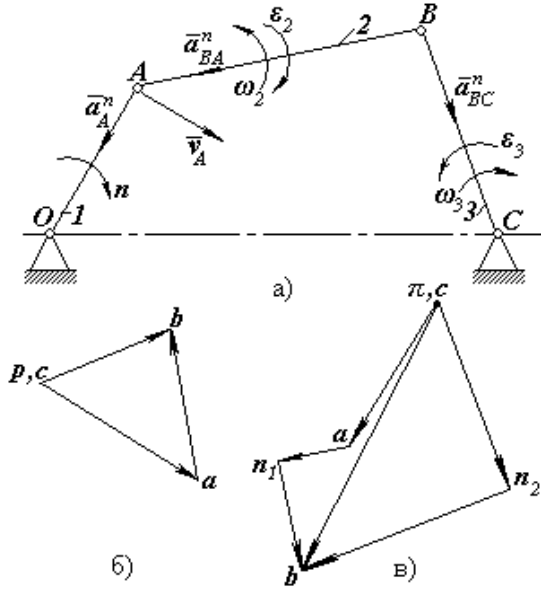


Рис.1.36. Шарнірний чотириланковик:

а) кінематична схема; б) план швидкостей; в) план прискорень

де l_{OA} – дійсна довжина ланки OA , м.

Вектор швидкості точки A (\vec{v}_A) напрямлений перпендикулярно ланці OA в бік її обертання (див. рис. 1.36,а).

Далі розглянемо групу Ассура ABC . Для неї повинні бути відомі вектори швидкостей у відкритих кінематичних парах A і C . Швидкість точки A була щойно визначена, а швидкість точки C дорівнює нулю, оскільки ця точка належить стояку і не рухається в площині. Необхідно визначити швидкість точки B , для чого складають систему рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}; \\ \vec{v}_B = \vec{v}_C + \vec{v}_{BC}, \end{cases}$$

звідки маємо:

$$\underline{\underline{\vec{v}_A}} + \underline{\underline{\vec{v}_{BA}}} = \underline{\underline{\vec{v}_C}} + \underline{\underline{\vec{v}_{BC}}}. \quad (1)$$

У рівнянні (1) за величиною і напрямком відомий вектор швидкості \bar{v}_A , а $\bar{v}_C = \mathbf{0}$ (підкреслено двома лініями). Вектори ж відносно-обертальних швидкостей \bar{v}_{BA} та \bar{v}_{BC} відомі тільки за лінією дії: \bar{v}_{BA} напрямлений перпендикулярно ланці AB , \bar{v}_{BC} – перпендикулярно ланці BC (підкреслено в рівнянні (1) однією лінією).

Таким чином, у рівнянні (1) невідомі тільки величини швидкостей \bar{v}_{BA} та \bar{v}_{BC} , які можуть бути визначені побудовою плану швидкостей (рис. 1.36,б). Для цього обирається полюсом точка p , відкладається від нього спочатку відомий за величиною і напрямком вектор швидкості точки A (\bar{v}_A) довільної довжини. Тоді масштаб побудови плану швидкостей обчислюється так:

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa},$$

де v_A – величина швидкості точки A , m/c ; pa – відрізок, який зображає швидкість v_A на плані швидкостей, mm .

Відклавши відрізок pa і позначивши точку c в полюсі, через точки a і c проводять прямі, що мають напрямки векторів відносних швидкостей \bar{v}_{BA} і \bar{v}_{BC} (перпендикулярно відповідно ланкам AB і BC). Точка перетину цих прямих b і визначить кінець вектора \bar{v}_B .

Дійсне значення швидкості v_B обчислюється за формулою:

$$v_B = v_{BC} = (pb)\mu_v.$$

Величина відносно-обертальної швидкості v_{BA} дорівнює:

$$v_{BA} = (ba)\mu_v,$$

де pb і ba – відрізки, взяті на плані швидкостей, mm .

Користуючись планом швидкостей, можна визначити кутові швидкості ω_2 і ω_3 ланок 2 і 3. Величини цих швидкостей обчислюються із рівностей:

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}}; \quad \omega_3 = \frac{v_{BC}}{l_{BC}},$$

де l_{AB}, l_{BC} – дійсні довжини ланок 2 і 3, m .

Напрямок кутових швидкостей визначається так. Подумки прикладають вектори \bar{v}_{BA} і \bar{v}_{BC} до точки B кінематичної схеми і

бачать, що обертання ланки 2 відбувається проти ходу годинникової стрілки, ланки 3 – за ходом годинникової стрілки.

Аналогічно плану швидкостей будують план прискорень. Тобто спочатку визначають прискорення точки A , яка належить ведучій ланці 1. Оскільки частота обертання кривошипа – стала величина ($n=const$), то прискорення точки A складається тільки з нормальної складової, яка обчислюється за формулою:

$$a_A = a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA}.$$

Вектор прискорення \bar{a}_A^n напрямлений із точки A до центра обертання O (див. рис. 1.36,а). А у групі Ассура II класу для побудови плану прискорень повинні бути відомі вектори прискорень точок A і C (відкритих кінематичних пар), тобто \bar{a}_A і \bar{a}_C . Прискорення точки A визначене вище, а прискорення точки C , яка належить стояку, дорівнює нулю. Тоді можна визначити прискорення точки B (закритої кінематичної пари) із системи рівнянь:

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau; \\ \bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^\tau, \end{cases}$$

звідки маємо:

$$\underline{\bar{a}_A} + \underline{\bar{a}_{BA}^n} + \underline{\bar{a}_{BA}^\tau} = \underline{\bar{a}_C} + \underline{\bar{a}_{BC}^n} + \underline{\bar{a}_{BC}^\tau}. \quad (2)$$

У рівнянні (2) за величиною і напрямом відомі вектори прискорень точок A і C (підкреслено двічі). Модулі нормальних прискорень \bar{a}_{BA}^n та \bar{a}_{BC}^n обчислюються за формулами:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{((ba) \cdot \mu_v)^2}{l_{AB}} \quad \text{або} \quad a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB};$$

$$a_{BC}^n = \frac{v_{BC}^2}{l_{BC}} = \frac{((bc) \cdot \mu_v)^2}{l_{BC}} \quad \text{або} \quad a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BC},$$

де ba і bc – відрізки, взяті на плані швидкостей, які зображують відносно-обертальні швидкості відповідно \bar{v}_{BA} та \bar{v}_{BC} , мм; l_{AB} і l_{BC} – довжини ланок відповідно, AB і BC , м.

Вектор \bar{a}_{BA}^n напрямлений уздовж ланки AB із точки B в точку

A , а вектор \bar{a}_{BC}^n – вздовж ланки BC із точки B в точку C (див. рис. 1.36,а). Отже, прискорення відомі як за величиною, так і за напрямком (у формулі (2) підкреслено двома лініями).

Вектори ж прискорень \bar{a}_{BA}^{τ} та \bar{a}_{BC}^{τ} відомі тільки за лінією дії: \bar{a}_{BA}^{τ} має напрямок, перпендикулярний ланці AB , а \bar{a}_{BC}^{τ} – перпендикулярний ланці BC (у рівнянні (2) підкреслено однією лінією).

Таким чином, у рівнянні (2) невідомі тільки величини прискорень \bar{a}_{BA}^{τ} та \bar{a}_{BC}^{τ} , які легко можуть бути визначені шляхом побудови плану прискорень (рис. 1.36, в). Для цього обирають полюс π і відкладають від нього відомий за величиною та напрямком вектор прискорення точки A (\bar{a}_A) довільної довжини. Масштаб побудови плану прискорень обчислюють за формулою:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a},$$

де a_A – чисельна величина прискорення точки A , m/c^2 ; πa – відрізок, який зображає прискорення \bar{a}_A на плані прискорень, mm .

Точка c в полюсі, тому що її прискорення дорівнює нулю. Із точки a плану прискорень відкладають відрізок an_1 , що зображає нормальну складову прискорення \bar{a}_{BA}^n , паралельно ланці AB , а із точки $c(\pi)$ – відрізок cn_2 , що зображає нормальне прискорення \bar{a}_{BC}^n , паралельно ланці BC . Довжини відрізків an_1 і cn_2 обчислюють за формулами:

$$an_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}; \quad cn_2 = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a}.$$

Зі здобутих точок n_1 і n_2 проводять лінії в напрямку тангенціальних складових прискорень \bar{a}_{BA}^{τ} і \bar{a}_{BC}^{τ} (перпендикулярно відповідно відрізкам an_1 і cn_2) до їх перетину. Точка перетину і визначить кінець вектора абсолютного прискорення точки B . З'єднавши точку b з полюсом π , маємо відрізок πb , який зображає на плані абсолютне прискорення точки B , тобто \bar{a}_B . Дійсну величину

прискорення обчислюють за формулою:

$$a_B = (\pi b) \cdot \mu_a,$$

де πb – відрізок, узятий на плані прискорень, *мм*.

Користуючись планом прискорень, визначають кутові прискорення ε_2 і ε_3 ланок 2 і 3. Величини їх обчислюють за формулами:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} = \frac{(n_1 b) \cdot \mu_a}{l_{AB}};$$
$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^\tau}{l_{BC}} = \frac{(n_2 b) \cdot \mu_a}{l_{BC}},$$

де l_{AB} і l_{BC} – довжини ланок 2 і 3, *м*; $n_1 b$, $n_2 b$ – відрізки із плану прискорень, *мм*.

Для визначення напрямку кутових прискорень подумки переносять вектори \bar{a}_{BA}^τ та \bar{a}_{BC}^τ , зображені на плані відрізками відповідно $n_1 b$ та $n_2 b$, із плану прискорень у точку **B** і бачать, що обертання ланки 2 відбувається за ходом годинникової стрілки, а ланки 3 – проти ходу годинникової стрілки.

Послідовність виконання роботи

1. Накреслити в обраному масштабі μ_l кінематичну схему механізму в одному заданому положенні.
2. Виконати його структурний аналіз.
3. Скласти рівняння для визначення швидкостей характерних точок механізму.
4. Побудувати план швидкостей у довільному масштабі μ_v .
5. Аналогічно виконати розрахунки і побудувати план прискорень у масштабі μ_a для даного положення механізму.
6. Обчислити дійсні значення швидкостей і прискорень характерних точок механізму.
7. Знайти кутові швидкості та прискорення ланок механізму.

Завдання до лабораторної роботи

Виконати кінематичне дослідження шарнірно-важільного механізму методом планів швидкостей і прискорень:

№ варіанта	№ механізму	Кутова швидкість $\omega_1, \text{с}^{-1}$	№ варіанта	№ механізму	Кутова швидкість $\omega_1, \text{с}^{-1}$
1	1	10	10	10	5
2	2	5	11	11	8
3	3	20	12	12	16
4	4	25	13	13	26
5	5	12	14	14	18
6	6	14	15	15	6
7	7	10	16	16	9
8	8	15	17	17	7
9	9	24	18	18	15

Зміст звіту до роботи

Звіт про виконану роботу повинен містити:

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості з даної теми.
3. Кінематичну схему механізму, виконану за допомогою креслярських інструментів у заданому положенні в масштабі μ_l .
4. Рівняння для визначення швидкостей та прискорень характерних точок механізму.
5. Плани швидкостей та прискорень, побудовані в масштабах μ_v та μ_a для даного положення механізму.
6. Обчислення дійсних значень швидкостей та прискорень характерних точок механізму.
7. Визначення величин та напрямків кутових швидкостей та кутових прискорень ланок механізму.

Контрольні запитання

1. Що розуміють під кінематичним дослідженням механізму?
2. Які його завдання?
3. Вихідні дані та методи кінематичного аналізу механізмів.
4. Послідовність кінематичного аналізу плоского механізму методом планів.
5. Що називається планом швидкостей (прискорень)?
6. Як визначають швидкість і прискорення точок ланки в її плоскопаралельному русі?
7. Як обчислюють нормальні прискорення точок ланок механізму у відносно-обертальному русі?
8. Як обчислюють кутові швидкості та прискорення ланок?
9. Як визначають їх напрямки?
10. Сутність принципів подібності та пропорційних відрізків.

Завдання для самопідготовки

Побудувати план швидкостей та прискорень у довільному масштабі механізмів, зображених на рисунках 1.37 – 1.46 у масштабі

$$\mu_l = 4 \cdot 10^{-3}, \frac{M}{mm}$$

$$n = 30 \text{ об/хв}$$

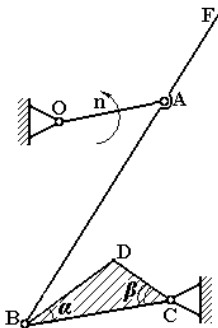


Рис. 1.37

$$n = 120 \text{ об/хв}$$

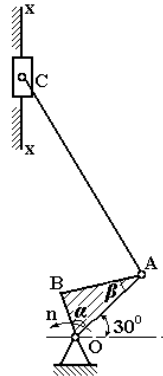


Рис. 1.38

$$n = 75 \text{ об/хв}$$

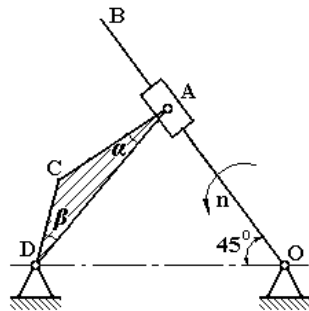


Рис. 1.39

$n = 100 \text{ об/хв}$

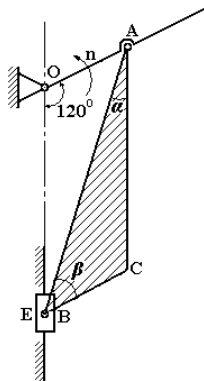


Рис. 1.40

$n = 90 \text{ об/хв}$

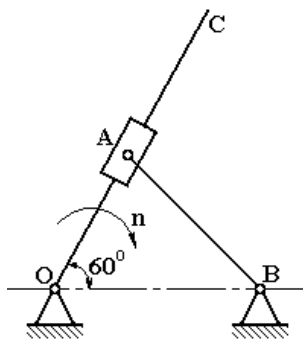


Рис. 1.41

$n = 60 \text{ об/хв}$

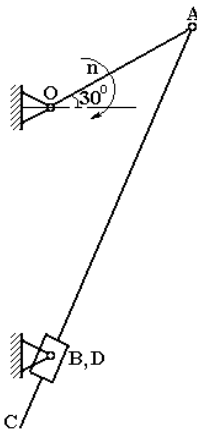


Рис. 1.42

$n = 60 \text{ об/хв}$

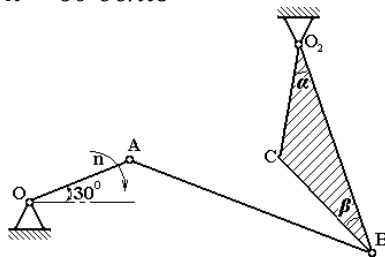


Рис. 1.43

$n = 45 \text{ об/хв}$

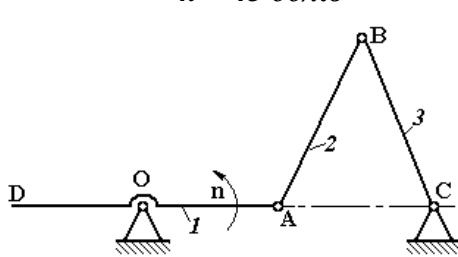


Рис. 1.44

$n_1 = 60 \text{ об/хв}$

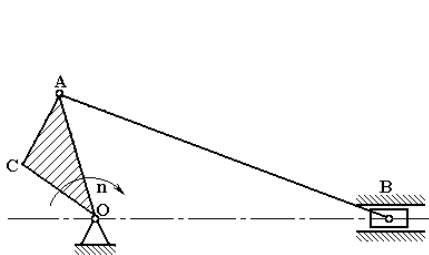


Рис. 1.45

$n = 75 \text{ об/хв}$

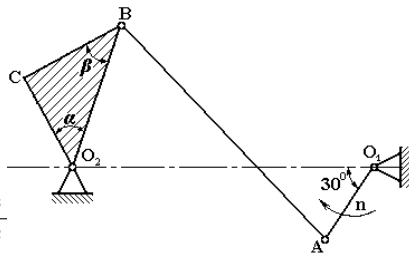


Рис. 1.46

Лабораторна робота № 5

Кінетостатичне дослідження шарнірно-важільних механізмів методом планів

Мета роботи: навчитися визначати реакції в кінематичних парах механізмів, а також зрівноважувальні і зведену сили шляхом побудови планів сил.

Обладнання: моделі шарнірно-важільних механізмів, вимірювальні інструменти.

Теоретичні відомості

Завдання кінетостатичного дослідження механізмів передбачає визначення реакцій у кінематичних парах, які виникають під час руху механізмів, а також зрівноважувальної сили.

Якщо ланка здійснює складний рух, то, як доведено в теоретичній механіці, сили інерції елементарних мас ланки зводяться до результуючої сили інерції \bar{F}_{in} , прикладеної в центрі мас ланки:

$$\bar{F}_{in} = -m\bar{a}_s$$

і моменту M_{in} сил інерції:

$$M_{in} = -\varepsilon\mathfrak{I}_s,$$

де m – маса ланки, кг; \bar{a}_s – прискорення центра мас S ланки, яке визначається із плану прискорень, m/c^2 ; ε – кутове прискорення ланки, яке визначається також із плану прискорень, c^2 ; \mathfrak{I}_s – момент інерції ланки відносно осі, що проходить через центр мас, $кг\cdot м^2$.

Знак «-» у формулах вказує на те, що сила інерції \bar{F}_{in} напрямлена в бік, протилежний прискоренню центра мас S ланки, а момент сил інерції M_{in} – протилежний кутовому прискоренню ε ланки.

Для більшої зручності силу інерції \bar{F}_{in} і момент сил інерції M_{in} можна замінити однією силою інерції \bar{F}_{in} , розміщеною в деякій точці K . Ця точка лежить на перпендикулярі до напрямку повного прискорення \bar{a}_s і перебуває на такій відстані h від основи

перпендикуляра, що момент прикладеної до ланки сили \bar{F}_{in} відносно центра мас S ланки дорівнює моменту сили інерції M_{in} :

$$\bar{F}_{in} \cdot \mathbf{h} = M_{in},$$

звідки

$$\mathbf{h} = \frac{M_{in}}{F_{in}}.$$

Послідовність силового аналізу механізму II класу

Пристаючи до кінетостатичного дослідження, спочатку виконують структурний аналіз механізму, зокрема, розділяють його на групи Ассура та виділяють ведучу групу. Кожна група розглядається окремо, причому починають силовий аналіз із групи Ассура, найвіддаленішої від кривошипа. Потім визначають реакції в групі, яка приєднується до неї, і в останню чергу обчислюється реакція стояка на кривошип та зрівноважувальна сила.

У групі Ассура щонайперше визначаються реакції у зовнішніх кінематичних парах. Вони можуть бути знайдені по частинах: спочатку обчислюються тангенціальні складові \bar{R}^{τ} (напрявлені перпендикулярно відповідним ланкам) із суми моментів всіх сил відносно середньої точки діади, складеної для кожної ланки. Потім із побудови плану сил визначаються нормальні реакції \bar{R}^n , направлені вздовж ланок.

Реакцію у внутрішній парі можна легко знайти із рівняння рівноваги однієї із ланок.

Розглянемо, як визначаються реакції у групі Ассура II класу.

Нехай діада навантажена силами інерції \bar{F}_{in2} і \bar{F}_{in3} , силами ваги \bar{G}_2 і \bar{G}_3 , моментами сил інерції M_{in2} і M_{in3} (рис. 1.47,а).

Необхідно визначити реакції в кінематичних парах A, B, C .

Із умови рівноваги діади:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^{\tau} + \bar{F}_{in2} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{23} + \bar{R}_{32} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{in3} + \bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{43}^{\tau} = 0, \quad (1)$$

де $\bar{R}_{12}, \bar{R}_{23}, \bar{R}_{32}, \bar{R}_{43}$ – реакції в кінематичних парах, причому перший індекс показує, з боку якої ланки діють реакції, другий індекс вказує ланку, на яку діють реакції. Так, \bar{R}_{12} – реакція з боку ланки 1 на ланку 2.

У рівнянні (1) \bar{R}_{23} та \bar{R}_{32} однакові за величиною і протилежні

за напрямком, тобто $\overline{R}_{23} = -\overline{R}_{32}$, тому це рівняння записують у такому вигляді:

$$\overline{R}_{12}^n + \overline{R}_{12}^\tau + \overline{F}_{in2} + \overline{G}_2 + \overline{G}_3 + \overline{F}_{in3} + \overline{R}_{43}^n + \overline{R}_{43}^\tau = 0. \quad (2)$$

Щоб визначити дотичні складові реакцій \overline{R}_{12}^τ та \overline{R}_{43}^τ , знаходять суму моментів відносно точки **B** (середньої точки діади) всіх сил, що діють на ланки 2 і 3. Маємо:

$$R_{12}^\tau \cdot l_{AB} + G_2 \cdot h_{G_2} - F_{in2} \cdot h_{F_{in2}} - M_{in2} = 0. \quad (3)$$

У рівнянні (3) невідомою величиною є \overline{R}_{12}^τ , плечі сил вимірюють безпосередньо на рисунку:

$$R_{12}^\tau = \frac{F_{in2} \cdot h_{F_{in2}} + M_{in2} - G_2 \cdot h_{G_2}}{l_{AB}}.$$

Аналогічно обчислюють \overline{R}_{43}^τ :

$$R_{43}^\tau \cdot l_{BC} - G_3 \cdot h_{G_3} + F_{in3} \cdot h_{F_{in3}} + M_{in3} = 0;$$

$$R_{43}^\tau = \frac{G_3 \cdot h_{G_3} - F_{in3} \cdot h_{F_{in3}} - M_{in3}}{l_{BC}}.$$

Якщо дістали додатні значення дотичних складових реакцій \overline{R}_{12}^τ та \overline{R}_{43}^τ , то їх напрямком обрано правильно. Якщо ж від'ємні – то на схемі їх закреслюють і змінюють напрямком на протилежний (у \overline{R}_{43}^τ).

Щоб знайти нормальні складові реакцій \overline{R}_{12}^n та \overline{R}_{43}^n , будують за рівнянням (2) план (многокутник) сил (рис. 1.47,б).

Для цього із довільно обраної точки **K** відкладають дотичну реакцію в точці **A** (\overline{R}_{12}^τ) довільної довжини.

Тоді масштаб побудови плану сил визначають за формулою:

$$\mu_F = \frac{R_{12}^\tau}{l_{R_{12}^\tau}},$$

де \overline{R}_{12}^τ – дійсне значення дотичної реакції першої ланки на другу, **H**; $l_{R_{12}^\tau}$ – відрізок, що зображає її на плані сил, **mm**.

З кінця цього вектора в будь-якій послідовності відкладають решту сил, що діють на групу Ассура. Передостанньою проводять

реакцію \bar{R}_{43}^{τ} . Потім через кінець цієї реакції, а також із полюса проводять прямі, перпендикулярні дотичним реакціям \bar{R}_{12}^{τ} та \bar{R}_{43}^{τ} (лінії дії нормальних складових \bar{R}_{12}^n та \bar{R}_{43}^n), точка перетину яких і визначить величини останніх.

З метою визначення повних реакцій \bar{R}_{12} та \bar{R}_{43} знаходять геометричну суму їх складових:

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^{\tau} + \bar{R}_{12}^n;$$

$$\bar{R}_{43} = \bar{R}_{43}^{\tau} + \bar{R}_{43}^n.$$

Дійсні значення цих сил обчислюють зі співвідношень:

$$R_{12} = l_{R_{12}} \cdot \mu_F;$$

$$R_{43} = l_{R_{43}} \cdot \mu_F.$$

Далі визначають реакції у внутрішній кінематичній парі B , тобто \bar{R}_{23} та \bar{R}_{32} . Для цього записують умови рівноваги кожної ланки окремо:

$$\bar{R}_{12} + \bar{F}_{in2} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{32} = 0; \quad (4)$$

$$\bar{R}_{43} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{in3} + \bar{R}_{23} = 0. \quad (5)$$

У рівняннях (4) та (5) невідомо тільки по одній силі \bar{R}_{32} та \bar{R}_{23} . Будують за цими рівняннями плани сил і визначають невідомі сили як ті, що замикають багатокутник (рис. 1.47, в, г). Дійсні значення обчислюють так:

$$R_{32} = l_{R_{32}} \cdot \mu_F;$$

$$R_{23} = l_{R_{23}} \cdot \mu_F.$$

Як бачимо, ці реакції однакові за величиною, паралельні, але протилежні за напрямком. Це є своєрідною перевіркою правильності розв'язання задачі.

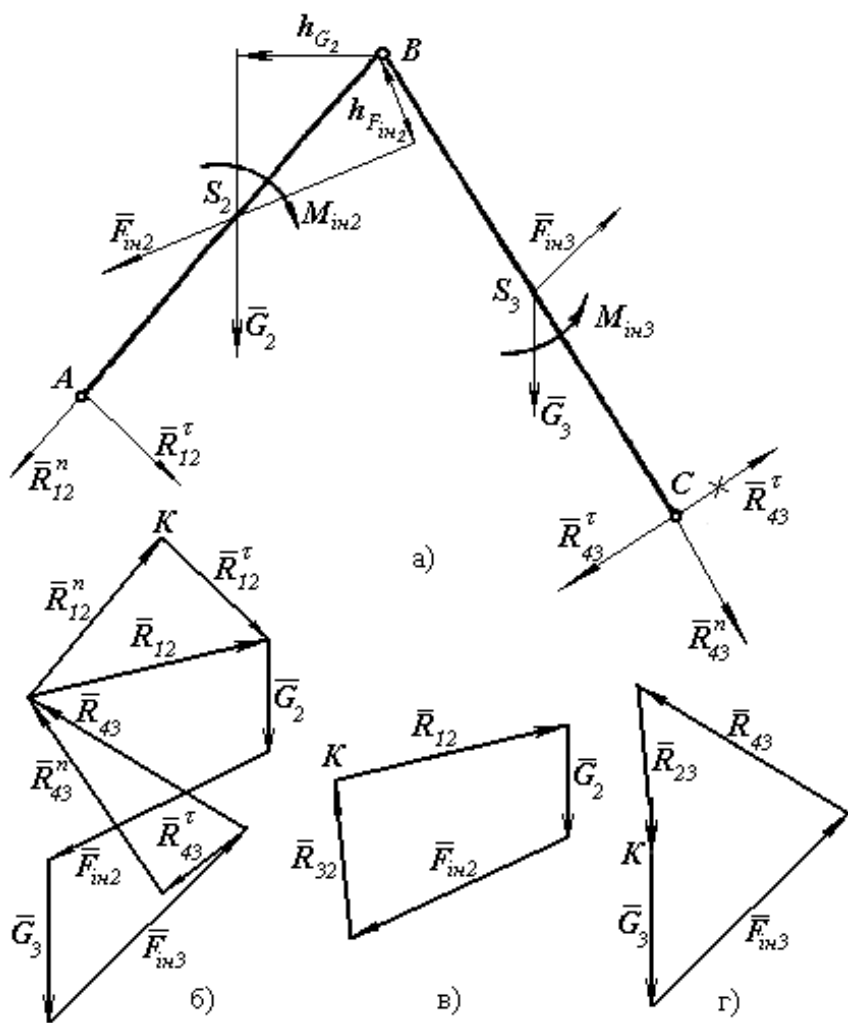


Рис.1.47. Група Ассур II класу:
 а) кінематична схема; б) план сил; в, г) плани сил ланок

Силовий аналіз кривошипа

В останню чергу, як було зазначено вище, виконують силовий розрахунок кривошипа.

У силовому аналізі цієї ланки його сили інерції та ваги не враховуються. Складають умову рівноваги кривошипа (рис. 1.48, а):

$$\bar{\mathbf{R}}_{21} + \bar{\mathbf{F}}_{zp} + \bar{\mathbf{R}}_{01} = \mathbf{0}. \quad (6)$$

У рівнянні (6) два невідомі: зрівноважувальна сила (напрявлена перпендикулярно кривошипу) і реакція $\bar{\mathbf{R}}_{01}$ (напрявлена вздовж кривошипа).

Щоб визначити їх, будують план сил, які діють на ведучу ланку. Нехай масштаб побудови μ_F залишиться таким самим, як і в попередньому випадку. Насамперед відкладають із полюса K відому силу $\bar{\mathbf{R}}_{21}$, яка за величиною дорівнює реакції $\bar{\mathbf{R}}_{12}$ і спрямована в бік, протилежний їй (рис. 1.48,б). Потім через початок та кінець цього вектора проводять напрямки невідомих сил $\bar{\mathbf{R}}_{01}$ та $\bar{\mathbf{F}}_{zp}$ до їх перетину. Точка перетину і визначить величини останніх. Дійсні значення обчислюють за формулами:

$$F_{zp} = l_{F_{zp}} \cdot \mu_F;$$

$$R_{01} = l_{R_{01}} \cdot \mu_F,$$

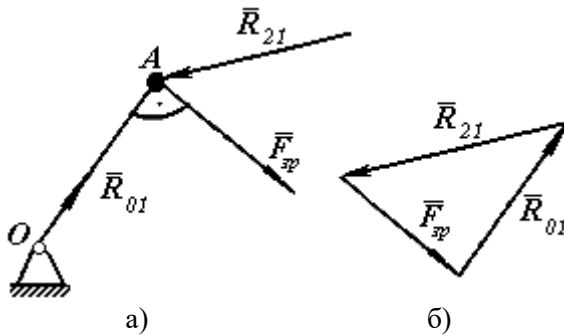


Рис. 1.48. Ведуча група:
а) кінематична схема; б) план сил

Щоб знайти зрівноважувальний момент, достатньо перемножити величину зрівноважувальної сили на довжину кривошипа OA :

$$M_{zp} = F_{zp} \cdot l_{OA}.$$

Послідовність виконання лабораторної роботи

Приступаючи до виконання лабораторної роботи, мають на увазі, що структурне та кінематичне дослідження даного механізму в заданому положенні виконані дещо раніше (у лабораторних роботах № 1 та № 4).

1. Накреслити в обраному масштабі μ_l найвіддаленішу від кривошипа групу Ассура.

2. Визначити сили та моменти сил інерції ланок цієї групи.

3. Схематично зобразити всі сили, що діють на ланки.

4. Скласти умову рівноваги групи Ассура.

5. Обчислити дотичні складові реакцій у відкритих кінематичних парах.

6. Побудувати план сил в обраному масштабі μ_F і знайти нормальні складові реакцій.

7. Визначити повні реакції у відкритих кінематичних парах як геометричні суми дотичних та нормальних складових.

8. Визначити реакцію в закритій кінематичній парі з умови рівноваги однієї із двох ланок.

9. Аналогічно розглянути інші групи Ассура і обчислити реакції в усіх кінематичних парах.

10. Розглянути умову рівноваги кривошипа та знайти зрівноважувальний момент.

11. Зробити висновки з роботи.

Завдання до лабораторної роботи

Виконати кінетостатичний аналіз шарнірно-важільного механізму методом планів сил:

№ варіанта	№ механізму	ω_1, c^{-1}	$\sum_{s_4} J_{s_4}$ $кг \cdot м^2$	G_2, H	G_3, H	G_4, H	G_5, H	$F_{кю}, H$
1	1	10	0,1	5	10	20	30	20
2	2	5	0,2	10	8	25	20	15
3	3	20	0,5	20	25	15	10	30
4	4	25	0,3	30	12	10	15	5
5	5	12	0,2	25	30	15	25	12
6	6	14	0,4	15	20	10	30	14
7	7	10	0,3	18	16	25	10	18
8	8	15	0,4	12	25	20	15	16
9	9	24	0,1	8	10	18	20	15
10	10	5	0,5	6	12	20	25	10
11	11	8	0,2	11	15	25	30	20
12	12	16	0,1	10	8	16	10	15
13	13	26	0,2	20	14	15	26	30
14	14	18	0,2	30	15	10	20	25
15	15	6	0,5	5	10	12	15	20
16	16	9	0,4	8	16	12	30	10
17	17	7	0,3	9	14	25	10	8
18	18	15	0,1	6	10	15	25	16

Зміст звіту до роботи

Зміст про виконану роботу повинен містити:

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості з теми.
3. Кінематичні схеми груп Ассур та ведучої групи, виконані в масштабі μ_l за допомогою креслярських інструментів, навантажені у відповідних точках силами.
4. Визначення сил інерції та моментів сил інерції ланок механізму.
5. Рівняння рівноваги груп Ассур та ведучої групи.

6. Обчислення дотичних реакцій у відкритих кінематичних парах груп.
7. Плани сил у масштабі μ_F для груп Ассура та ведучої групи.
8. Визначення дійсних значень реакцій у всіх кінематичних парах механізму.
9. Висновки і пропозиції.

Контрольні запитання

1. Завдання та методи силового дослідження механізму.
2. Послідовність силового аналізу механізму методом планів.
3. Класифікація сил, що діють на ланки механізму.
4. Як визначаються величина, напрямок і точка прикладання результуючої сили інерції ланки, яка здійснює плоскопаралельний рух?
5. Як визначається величина і напрямок моменту сил інерції ланки?
6. Як обчислюються дотичні складові реакцій у відкритих кінематичних парах?
7. Як визначаються нормальні складові реакцій у відкритих парах?
8. Як знайти реакцію у внутрішній (закритій) кінематичній парі?
9. Дати визначення зведеної і зрівноважувальної силам.
10. Особливості силового розрахунку кривошипа.

Завдання для самопідготовки

Визначити реакції в кінематичних парах R_O , R_A , R_B , R_C та зрівноважувальний момент $M_{зр}$, прикладений до ведучої ланки, від дії тільки заданих навантажень для механізмів, зображених на рисунках 1.49 – 1.59 у масштабі $\mu_\ell = 4 \cdot 10^{-3}$, $\frac{M}{mM}$, якщо:
 $G_2=40H$; $F_2=60H$; $M_2=0,5Hm$; $G_3=50H$; $F_3=20H$; $M_3=0,3Hm$.

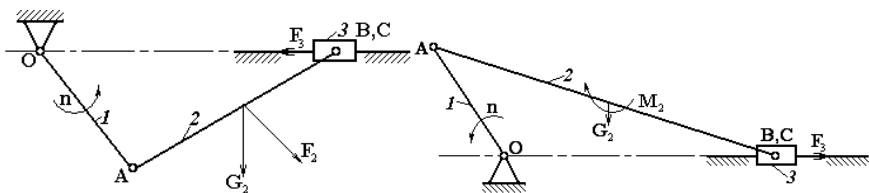


Рис. 1.49

Рис. 1.5

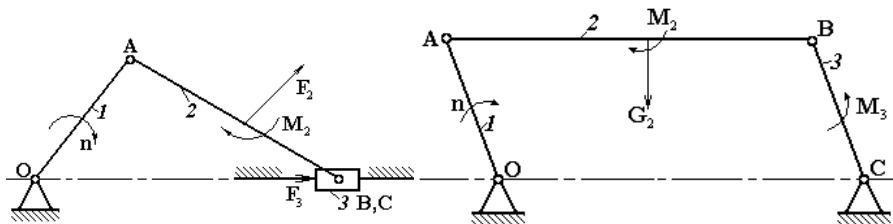


Рис. 1.51

Рис. 1.52

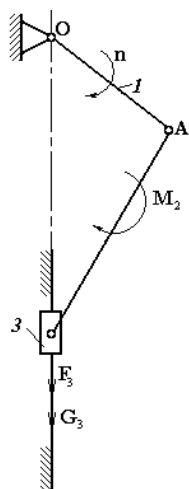


Рис. 1.53

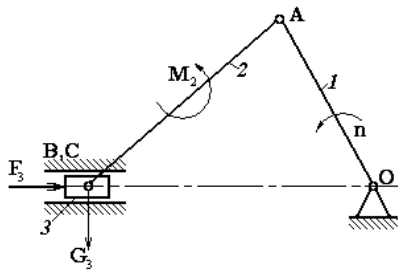


Рис. 1.54

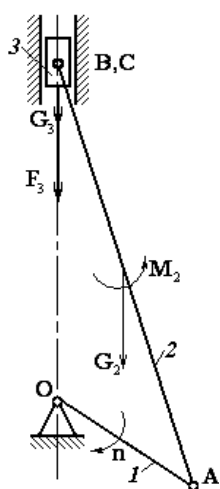


Рис. 1.55

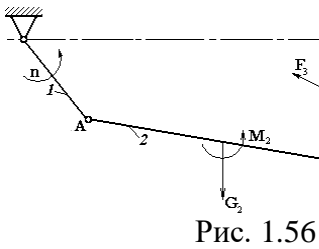


Рис. 1.56

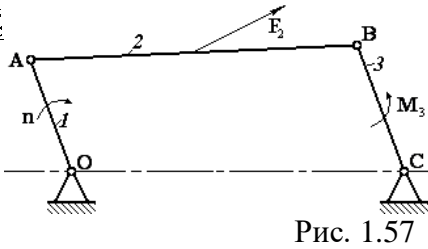


Рис. 1.57

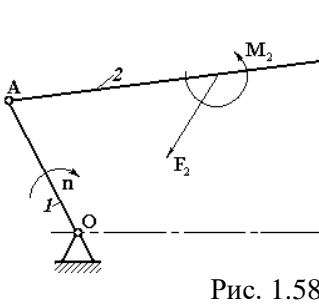


Рис. 1.58

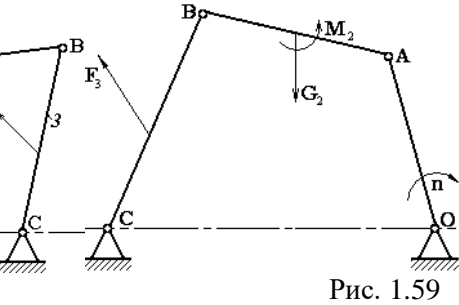


Рис. 1.59

Лабораторна робота № 6

Зрівноваження мас, що обертаються навколо осі

Мета роботи: оволодіти практичними прийомами зрівноваження мас, що обертаються навколо осі; навчитися визначати маси і точки прикладання противаг; закріпити знання з теорії зрівноваження.

Обладнання: установка типу ТММ-35М.

Теоретичні відомості

Для збільшення продуктивності машини збільшують швидкості руху її ланок. Це є причиною зростання прискорень окремих ланок машини, а отже, і їх відцентрових сил інерції. Причому діють вони не в одному якомусь напрямку, а обертаються разом з ланкою. Незрівноважені сили інерції викликають вібрацію машини, додаткові напруження в її ланках, передчасне їх спрацювання, а часом (при резонансі) аварії та поломки. Щоб уникнути цього, необхідно

ретельно зрівноважувати відцентрові сили інерції.

Особливо гострого значення набула ця проблема для сучасних швидкісних машин (у турбінах і гіроскопах частота обертання ланок досягає 30000 *об/хв*). Причиною виникнення зсуву центра мас відносно осі обертання деталі є неоднорідна щільність розподілу матеріалу, наявність кулачків, ексцентриків та інших тіл, які мають несиметричну форму. При високих швидкостях від навіть порівняно невеликого зсуву загального центра мас системи з віссю її обертання виникають значні сили інерції.

Маси, що обертаються, можуть створювати незрівноваженість двох типів: *статичну* і *динамічну*. У зв'язку із цим розрізняють *статичне* та *динамічне* зрівноваження мас.

Незрівноваженість відцентрових сил інерції, яка виникає від того, що центр мас не лежить на осі їх обертання, називається *статичною*.

Незрівноваженість відцентрових сил інерції, яка виникає від того, що маси розподілені нерівномірно вздовж осі обертання, називається *динамічною*.

Умовою статичного зрівноваження ланки є рівність нулю статичних моментів мас (дисбалансів), інакше, результуюча сила інерції мас, що обертаються, повинна дорівнювати нулю:

$$\bar{F}_{in} = \omega^2 \sum_{k=1}^n m_k \bar{r}_k = 0, \quad (1)$$

де ω – кутова швидкість обертання ланки; m_k – елементарна маса; r_k – відстань елементарної маси від осі обертання.

Оскільки $\omega^2 \neq 0$, то очевидно:

$$\sum_{k=1}^n m_k \bar{r}_k = 0. \quad (2)$$

Умовою динамічного зрівноваження ланки є рівність нулю відцентрових моментів мас, або результуючий момент від сил інерції мас, що обертаються, повинен дорівнювати нулю:

$$\bar{M}_{in} = \omega^2 \sum_{k=1}^n m_k \bar{r}_k l_k = 0, \quad (3)$$

де l_k – відстань від елементарної маси до площини зведення.

Якщо $\omega^2 \neq 0$, то маємо:

$$\sum_{k=1}^n m_k \bar{r}_k l_k = 0. \quad (4)$$

Описання установки

Установка ТММ-35М складається із ротора, фрикційного приводу і плати зі стояками (рис 1.60).

Ротор являє собою вал 2, на якому насаджено п'ять дисків 3 на відстані 80 мм один від одного. Крайні диски призначені для розміщення противагів, а три середні – для установки незрівноважених вантажів. В осьовому напрямку переміщення дисків обмежене кільцями 4, жорстко закріпленими на валу. Кільця проградуйовані по периметру через один градус, а на ступиці дисків нанесені риски, що дозволяє встановити необхідний кут їх повороту. Диски закріплені гвинтами 1 і мають два наскрізні пази для закріплення в них вантажів. Пази розміщені під кутом 180°.

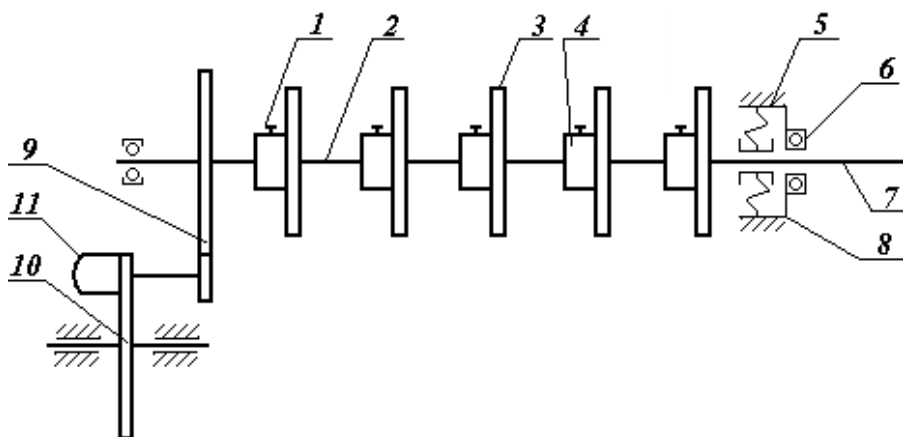


Рис. 1.60. Кінематична схема установки

Ротор встановлений на двох стояках. Лівий кінець вала спирається на сферичний шарикопідшипник, який допускає, крім обертального руху, його поворот у горизонтальній площині. Правий кінець вала спирається на радіальний шарикопідшипник, умонтований у каретку 8.

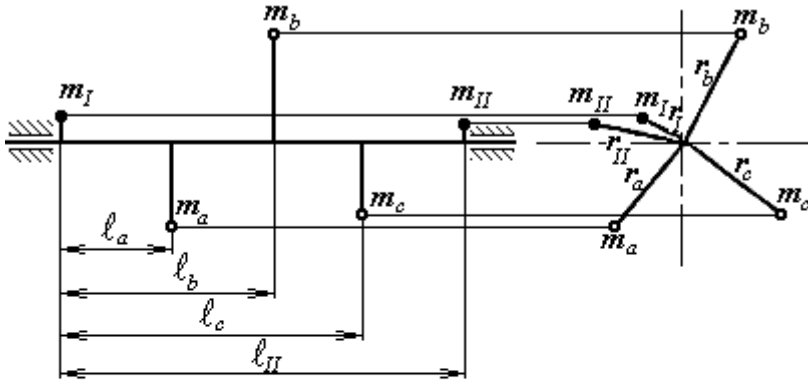
Каретка переміщується на роликах 7 по напрямній 6 у горизонтальній площині і утримується в центральному положенні пружинами 5. Обертається ротор від електродвигуна за допомогою фрикційної передачі.

Електродвигун умонтований біля лівого стояка на важелі 10, під яким закріплена пускова кнопка подвійної дії. При натисканні на

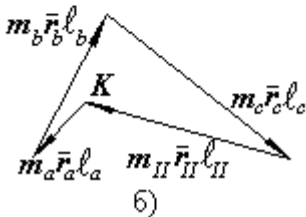
рукоятку важеля вниз фрикційний диск притискається до шківa 9 і вмикає електродвигун, який розганяє ротор. При звільненні рукоятки під дією вала електродвигуна фрикціон відходить від шківa, а електродвигун вимикається.

Установка обладнана комплектом вантажів для створення дисбалансу і зрівноваження мас.

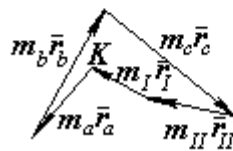
Приступаючи до вирішення поставленого завдання, припустимо, що на трьох проміжних дисках *A*, *B*, *C* ротора встановлені незрівноважені вантажі m_a , m_b , m_c (рис. 1.61,а). Положення їх на дисках задане радіусами r_a , r_b , r_c і кутами α_a , α_b , α_c . Позначимо крайні диски, на яких будують установлені протизаги (лівий та правий), відповідно, цифрами *I* і *II*. Будемо вважати, що площина зведення проходить через середину лівого диска *I*. Відстань між дисками *I* і *II* дорівнює l_{II} , а відстань від дисків *A*, *B* і *C* до площини зведення – відповідно, l_a , l_b , l_c .



а)



б)



в)

Рис. 1.61. Зрівноваження мас, що обертаються: а) схема незрівноважених мас і протизаг; б) план відцентрових моментів інерції (повернутий на 90°); в) план статичних дисбалансів

При повному зрівноваженні ротора маси противаг, що встановлюються на дисках I і II , позначимо через m_I та m_{II} , а радіуси-вектори, що визначають положення їх центрів мас, – через \bar{r}_I і \bar{r}_{II} . Тоді згідно з формулами 2 і 4 маємо:

$$m_a \bar{r}_a + m_b \bar{r}_b + m_c \bar{r}_c + m_I \bar{r}_I + m_{II} \bar{r}_{II} = 0; \quad (5)$$

$$m_a \bar{r}_a l_a + m_b \bar{r}_b l_b + m_c \bar{r}_c l_c + m_I \bar{r}_I l_I + m_{II} \bar{r}_{II} l_{II} = 0. \quad (6)$$

Причому спочатку будується векторний багатокутник за рівнянням (6), оскільки $l_I = 0$. Вектори моментів зручно повернути на 90° до збігання їх із напрямком векторів сил (рис. 1.61,б). Модуль замикального вектора дорівнює $m_{II} r_{II} l_{II}$. Оскільки l_{II} відомо, то із цієї величини можна легко визначити r_{II} , попередньо задаючись m_{II} . Напрямок радіуса-вектора визначається із рисунка 1.61,а. Потім будується векторний багатокутник за рівнянням (5) (рис. 1.61,в). У цьому багатокутнику невідомою величиною є замикальний вектор, модуль якого дорівнює $m_I r_I$. Попередньо задаючись одним із множників (наприклад, m_I), знаходять інший. Напрямок радіуса-вектора \bar{r}_I визначають з рисунка 1.61,в.

Послідовність виконання роботи

1. Закріпити на середніх дисках незрівноважені маси m_a, m_b, m_c на заданих радіусах r_a, r_b, r_c і кутах $\alpha_a, \alpha_b, \alpha_c$.
2. Натискаючи на рукоятку, привести незрівноважену ланку до обертання, впевнитись у наявності коливань системи.
3. Зобразити схему незрівноважених мас та противагів і плани відцентрових моментів та статичних дисбалансів.
4. Визначити маси противаг m_I та m_{II} графоаналітичним методом та знайти координати їх встановлення (r_I, r_{II} і α_I, α_{II}).
5. Закріпити противаги m_I та m_{II} у відповідних точках, увімкнути електродвигун і впевнитись у відсутності коливань системи.
6. Зробити висновки.

Завдання до лабораторної роботи

Зрівноважити маси, що обертаються навколо осі, розміщені в таких координатах:

№ варіанта	Диск <i>A</i>			Диск <i>B</i>			Диск <i>C</i>		
	$m_a, \text{ кг}$	$r_a, \text{ м}$	$\alpha_a, ^\circ$	$m_b, \text{ кг}$	$r_b, \text{ м}$	$\alpha_b, ^\circ$	$m_c, \text{ кг}$	$r_c, \text{ м}$	$\alpha_c, ^\circ$
1	0,04	0,07	0	0,06	0,04	0	0,06	0,05	300
2	0,05	0,08	0	0,07	0,05	0	0,06	0,08	180
3	0,06	0,05	0	0,05	0,08	20	0,07	0,09	180
4	0,07	0,06	50	0,06	0,06	30	0,04	0,07	180
5	0,06	0,09	4	0,04	0,09	60	0,05	0,04	190
6	0,04	0,05	30	0,06	0,07	80	0,06	0,06	200
7	0,05	0,08	35	0,07	0,08	90	0,06	0,07	235
8	0,06	0,07	45	0,05	0,04	125	0,07	0,05	260
9	0,07	0,06	60	0,06	0,05	140	0,04	0,08	245
10	0,06	0,04	90	0,04	0,06	160	0,05	0,07	240

Зміст звіту до роботи

Звіт про виконану роботу повинен містити:

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості з даної теми.
3. Схему незрівноважених мас та противаг.
4. Плани відцентрових моментів та статичних дисбалансів.
5. Визначення мас противаг m_I та m_{II} і координат їх встановлення ($r_I, r_{II}, \alpha_I, \alpha_{II}$).
6. Висновки і пропозиції.

Контрольні запитання

1. Що таке відцентрова сила інерції та момент сил інерції ланки?
2. Які наслідки має незрівноваженість ланок у механізмах?
3. Дати означення статичної та динамічної незрівноваженостей сил інерції.
4. Сформулювати умови статичної та динамічної зрівноваженості мас, що обертаються.
5. Що називається балансуванням?
6. Конструктивні особливості установки ТММ-35М.

Завдання для самопідготовки

Виконати статичне та динамічне зрівноваження мас, що обертаються навколо осі, для схем, зображених на рисунках 1.62 – 1.65, якщо $m_1=0,04$ кг; $m_2=0,02$ кг; $m_3=0,01$ кг; $r_1=0,02$ м; $r_2=0,05$ м; $m_3=0,06$ м; $l_1=0,04$ м; $l_2=0,03$ м; $l_3=0,12$ м:

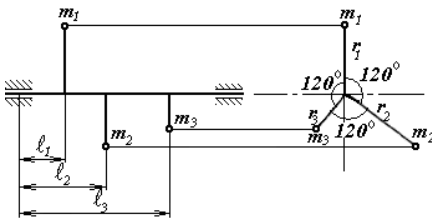


Рис. 1.62

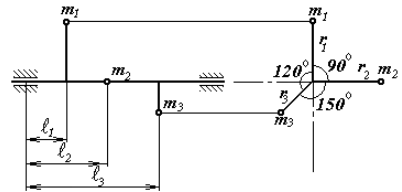


Рис. 1.63

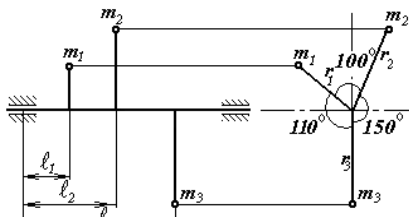


Рис. 1.64

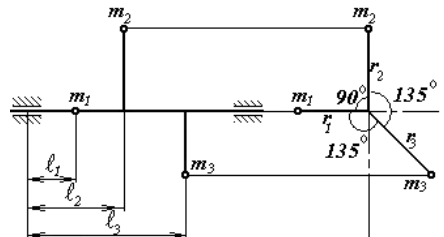


Рис. 1.65

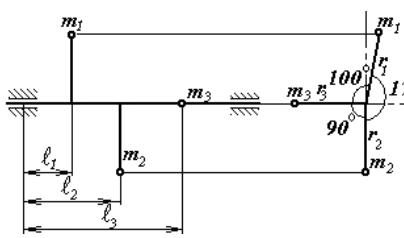


Рис. 1.66

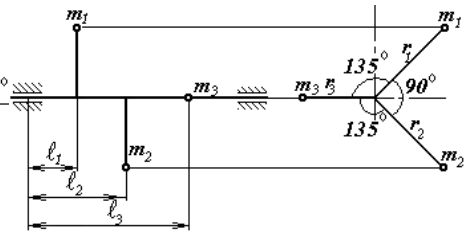


Рис. 1.67

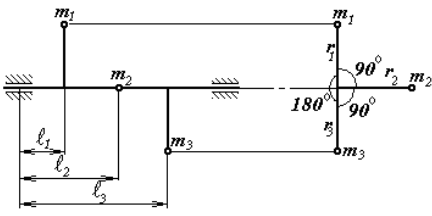


Рис. 1.68

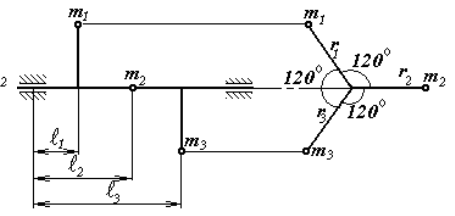


Рис. 1.69

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

Методичні рекомендації до виконання комплексної розрахунково-графічної роботи

Структурний аналіз

Виконання цього розділу передбачає:

1. Накреслити в масштабі μ_1 кінематичну схему механізму.

Креслення виконувати охайно, олівцем, використовуючи креслярське знаряддя, з дотриманням масштабу.

2. Скласти таблицю кінематичних пар у вигляді:

Таблиця 2.1

Кінематичні пари

Позначення кінематичної пари	O	A	N
Ланки, що утворюють пару	6, 1	1, 2
Клас	5	5

3. Визначити ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева:

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

де n – кількість рухомих ланок; p_4 , p_5 – кількість кінематичних пар, відповідно 4 та 5 класу.

4. Розкласти механізм на групи Ассура. Кожна група креслиться окремо з позначенням ланок та кінематичних пар, що входять до неї, визначається клас і порядок груп Ассура.

5. Визначити клас і порядок механізму в цілому.

6. Написати формулу будови механізму.

Кінематичний аналіз

Кінематичний аналіз проводиться для зазначеного положення методом планів швидкостей і прискорень. Для цього:

1. Вибрати положення механізму за варіантом. Розподілення кола, яке описує кінець кривошипа, слід розпочинати з крайнього положення веденої ланки (лівого або верхнього) за годинниковою стрілкою на 12 частин.

2. Виконати відповідні розрахунки і побудувати плани швидкостей і прискорень поруч з кінематичною схемою механізму. Обов'язково подати рівняння для визначення швидкостей і прискорень характерних точок механізму. Усі розрахунки проводять у

системі *SI*.

Результати обчислень занести до таблиці:

Таблиця 2.2

Швидкості та прискорення точок

Позначення характерних точок	A	B	N
$v, \text{ м/с}$					
$a, \text{ м/с}^2$					

3. Обчислити кутові швидкості та кутові прискорення ланок механізму. Результати занести до таблиці:

Таблиця 2.3

Кутові швидкості та прискорення ланок

Позначення ланок	1	2	n
$\omega, \text{ с}^{-1}$					
$\varepsilon, \text{ с}^{-2}$					

4. На кінематичній схемі механізму показати напрямки кутових швидкостей і прискорень.

Кінетостатичний аналіз

Кінетостатичний аналіз проводиться для того самого положення механізму, що й кінематичний. Він потребує:

1. Визначити сили інерції та моменти сил інерції кожної ланки механізму (окрім кривошипа).

2. Накреслити в масштабі найвіддаленішу від кривошипа групу Ассура і зобразити всі сили, що діють на неї : сили ваги ланок, їх сили інерції, моменти сил інерції, силу корисного опору, а також реакції у зовнішніх кінематичних парах, розклавши їх попередньо на нормальні та дотичні складові.

3. Визначити дотичні реакції із рівнянь моментів усіх сил, складених для кожної ланки групи Ассура, відносно середньої точки діади.

4. Записати умову рівноваги цієї групи і побудувати план сил в обраному масштабі μ_F .

5. У цій же послідовності виконати силовий аналіз решти груп Ассура. Останнім побудувати план сил, що діють на кривошип, і визначити зрівноважувальний момент.

Нижче подаємо завдання та приклад виконання розрахунково-графічної роботи.

Завдання

Механізм поперечно-стругального верстата

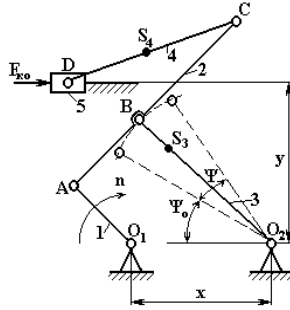
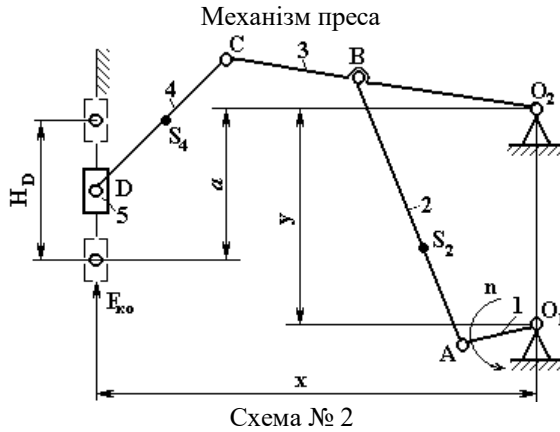


Схема № 1

Примітка:

1. Центр ваги ланки 2 збігається з точкою В.
2. $l_{O_2, S_3} = l_{C, S_4} = 0,5 l_{O_2, B}$.
3. $l_{AC} = 2 l_{BC}$.

Варіант	1		6		2		7		3		8		4		9		5		10	
х, мм	250		180		300		320		450		600		550		280		280		280	
у, мм	500		520		450		600		550		550		550		550		550		550	
l_{BO_2} , мм	300		350		320		400		375		375		375		375		375		375	
l_{CD} , мм	280		275		350		250		375		375		375		375		375		375	
ψ_0 , град.	45		55		30		40		20		20		20		20		20		20	
ψ , град.	15		20		25		30		40		40		40		40		40		40	
G_1 , Н	5		6		7		8		9		9		9		9		9		9	
G_2 , Н	25		30		29		41		35		35		35		35		35		35	
G_3 , Н	12		17		18		25		15		15		15		15		15		15	
G_4 , Н	15		16		18		19		20		20		20		20		20		20	
G_5 , Н	40		50		60		55		45		45		45		45		45		45	
\mathfrak{I}_1 , кг м ²	0,01		0,02		0,02		0,09		0,02		0,02		0,02		0,02		0,02		0,02	
\mathfrak{I}_2 , кг м ²	0,35		0,65		0,75		0,95		1,05		1,05		1,05		1,05		1,05		1,05	
\mathfrak{I}_3 , кг м ²	0,65		0,55		0,45		0,5		0,6		0,6		0,6		0,6		0,6		0,6	
\mathfrak{I}_4 , кг м ²	0,75		0,8		0,8		0,7		0,95		0,95		0,95		0,95		0,95		0,95	
$F_{к0}$, Н	80		90		100		75		85		85		85		85		85		85	
n, об/хв	45	25	35	40	50	40	30	60	30	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55
№ полож.	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10



Примітка:

1. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою В.
2. $l_{AS_2} = 0,4l_{AB}$.
3. $l_{CS_4} = 0,5l_{CD}$.

Варіант	1		6		2		7		3		8		4		9		5		10	
Вих. дані	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10
$x, \text{мм}$	450		500		600		650		700											
$y, \text{мм}$	800		950		1100		1000		1200											
$a, \text{мм}$	500		550		500		600		600											
$H_D, \text{мм}$	100		120		150		200		175											
$l_{O_2C} = l_{CD}, \text{мм}$	400		520		600		700		500											
$l_{O_2B}, \text{мм}$	300		350		380		400		400											
$G_1, \text{Н}$	25		30		30		40		35											
$G_2, \text{Н}$	50		45		60		70		55											
$G_3, \text{Н}$	35		40		28		25		37											
$G_4, \text{Н}$	40		45		25		38		44											
$G_5, \text{Н}$	105		120		140		150		160											
$\mathfrak{J}_1, \text{кг м}^2$	0,15		0,17		0,1		0,22		0,2											
$\mathfrak{J}_2, \text{кг м}^2$	0,95		0,85		0,75		0,8		1											
$\mathfrak{J}_3, \text{кг м}^2$	0,65		0,75		0,85		0,55		0,7											
$\mathfrak{J}_4, \text{кг м}^2$	0,7		0,65		0,55		0,5		0,6											
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	100		120		100		80		110											
$n, \text{об/хв}$	45	18	25	40	30	20	28	45	15	35										
№ ₀ полож.	11	6	10	5	9	4	8	3	7	2										

Механізм дозуючого пристрою

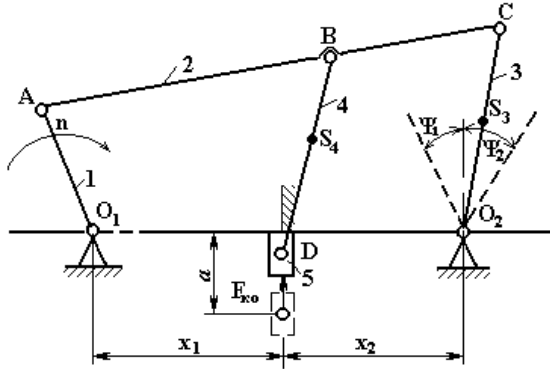


Схема № 3

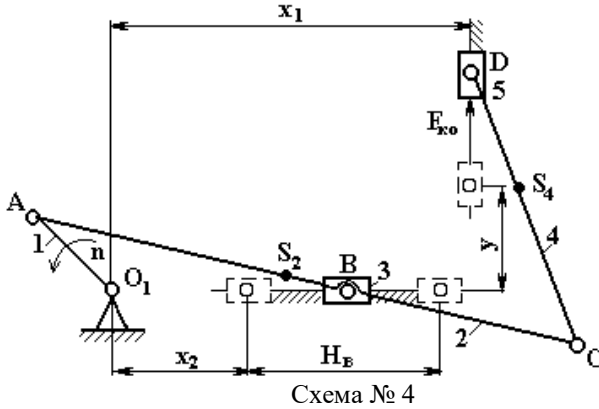
Примітка:

1. Центр ваги ланки 2 збігається з точкою В.

2. $l_{AB} = l_{BC}$.

Варіант	1		2		3		4		5	
Вих. дані	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10
$x_1, \text{мм}$	550		450		300		350		400	
$x_2, \text{мм}$	250		350		400		370		425	
$a, \text{мм}$	400		450		500		550		600	
$l_{O_2C}, \text{мм}$	180		240		280		320		250	
$l_{O_2S_3}, \text{мм}$	90		100		150		180		120	
$l_{BS_4}, \text{мм}$	$0,5 l_{BD}$		$0,5 l_{BD}$		$0,4 l_{BD}$		$0,4 l_{BD}$		$0,4 l_{BD}$	
$\psi_1, \text{град.}$	0		55		15		25		20	
$\psi_2, \text{град.}$	45		0		35		30		30	
$G_1, \text{Н}$	25		20		30		35		30	
$G_2, \text{Н}$	6		7		8		9		10	
$G_3, \text{Н}$	15		12		9		9		10	
$G_4, \text{Н}$	4		5		6		7		5	
$G_5, \text{Н}$	16		24		15		17		16	
$\mathfrak{J}_1, \text{кг м}^2$	0,0001		0,0002		0,0003		0,0001		0,0002	
$\mathfrak{J}_2 = \mathfrak{J}_4, \text{кг м}^2$	0,05		0,07		0,04		0,07		0,09	
$\mathfrak{J}_3, \text{кг м}^2$	0,04		0,05		0,04		0,03		0,05	
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	50		60		75		80		100	
$n, \text{об/хв}$	45	60	80	30	75	55	100	45	120	90
№ полож.	2	11	4	9	6	1	8	3	10	5

Механізм довбильного верстата



Примітка:

1. $l_{BC} = 0,5l_{AB}$.

2. $G_5 = 5G_4$.

Варіант	1		2		3		4		5	
Вих. дані	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10
$x_1, \text{мм}$	550		370		410		300		300	
$x_2, \text{мм}$	200		135		150		90		110	
$y, \text{мм}$	100		75		80		50		40	
$H_B, \text{мм}$	200		180		150		60		50	
$G_1, \text{Н}$	10		9		7		8		6	
$G_2, \text{Н}$	60		40		40		30		20	
$G_3, \text{Н}$	40		15		30		25		20	
$G_4, \text{Н}$	10		8		6		7		5	
$\mathfrak{J}_1, \text{кг м}^2$	0,0001		0,0007		0,005		0,002		0,0016	
$\mathfrak{J}_2, \text{кг м}^2$	0,2		0,1		0,08		0,03		0,025	
$\mathfrak{J}_4, \text{кг м}^2$	0,06		0,04		0,03		0,03		0,015	
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	80		60		50		45		40	
$n, \text{об/хв}$	45	70	60	100	80	50	75	40	90	55
№ полож.	2	8	1	7	3	6	5	10	9	11

Механізм компресора двобічної дії

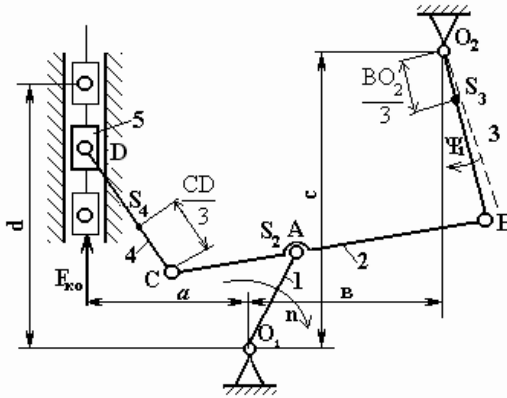
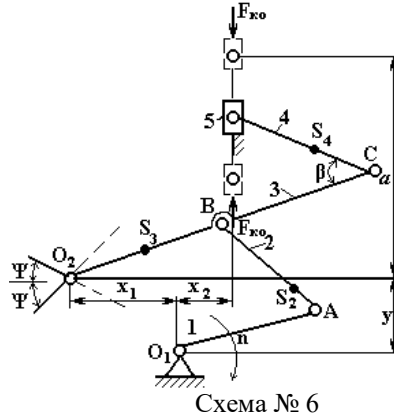


Схема № 5

Механізм компресора двобічної дії



Примітка:

1. У крайньому верхньому положенні ланки 5 кут $\beta = 90^\circ$.

2. $l_{BC} = l_{O_2B}$.

3. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою B.

Варіант Вих. дані	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10
$x_1, \text{мм}$	85		80		75		60		100	
$x_2, \text{мм}$	120		85		100		90		75	
$y, \text{мм}$	300		225		230		220		245	
$a, \text{мм}$	350		160		250		170		200	
$l_{AS_2}, \text{мм}$	$0,35 l_{AB}$		$0,35 l_{AB}$		$0,7 l_{AB}$		$0,7 l_{AB}$		$0,7 l_{AB}$	
$l_{CS_4}, \text{мм}$	$0,45 l_{CD}$		$0,45 l_{CD}$		$0,45 l_{CD}$		$0,6 l_{CD}$		$0,6 l_{CD}$	
$\psi, \text{град.}$	35		30		15		20		25	
$G_1, \text{Н}$	15		20		25		30		35	
$G_2, \text{Н}$	35		40		50		20		30	
$G_3, \text{Н}$	90		800		100		50		70	
$G_4, \text{Н}$	50		40		80		30		60	
$G_5, \text{Н}$	16		10		12		14		10	
$\mathfrak{Z}_1, \text{кг м}^2$	0,3		0,25		0,45		0,35		0,4	
$\mathfrak{Z}_2 = \mathfrak{Z}_3, \text{кг м}^2$	0,8		0,75		1,05		0,94		0,4	
$\mathfrak{Z}_4, \text{кг м}^2$	0,5		0,26		0,48		0,25		0,37	
$F_{к0}, \text{Н}$	300		400		500		600		700	
$n, \text{об/хв}$	120	190	150	250	200	110	220	160	240	140
№ полож.	1	7	3	9	5	10	8	2	6	11

Механізм преса

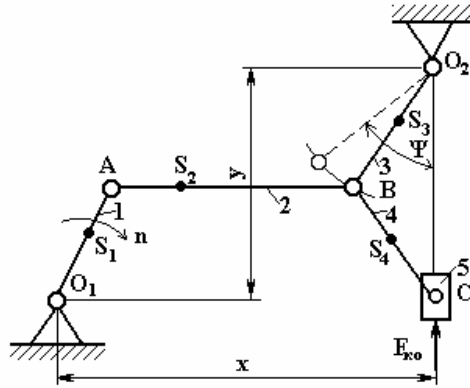


Схема № 7

Примітка:

$$1. l_{O_1S_1} = 0,5l_{O_1A}.$$

Вих. дані	Варіант									
	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10
$x, \text{мм}$	450		675		900		1125		1325	
$y, \text{мм}$	325		480		650		815		975	
$l_{BC} = l_{BO_2}, \text{мм}$	280		420		560		700		840	
$l_{AS_2}, \text{мм}$	120		240		300		350		250	
$l_{O_2S_3} = l_{BS_4}, \text{мм}$	140		200		300		400		560	
$\psi, \text{град.}$	40		445		35		50		60	
$G_1, \text{Н}$	50		60		70		75		80	
$G_2, \text{Н}$	20		30		500		60		70	
$G_3 = G_4, \text{Н}$	15		20		25		30		45	
$G_5, \text{Н}$	30		40		50		55		60	
$\mathfrak{J}_1, \text{кг м}^2$	0,0001		0,0002		0,0002		0,00015		0,0007	
$\mathfrak{J}_2, \text{кг м}^2$	0,025		0,08		0,03		0,04		0,09	
$\mathfrak{J}_3 = \mathfrak{J}_4, \text{кг м}^2$	0,02		0,03		0,06		0,15		0,35	
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	100		120		150		160		140	
$n, \text{об/хв.}$	60	30	45	25	38	55	32	50	40	70
№ полож.	1	9	2	10	4	11	5	3	8	6

Механізм грохоту конвеєра

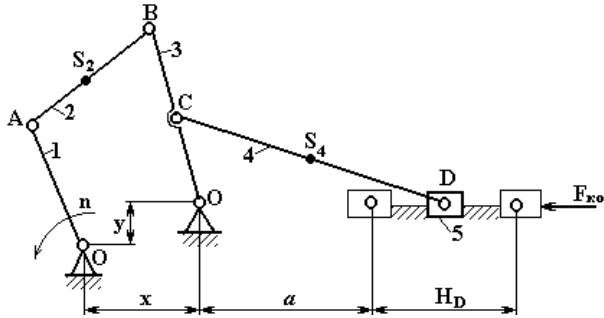


Схема № 8

Примітка:

1. Ланки 1 і 3 повноповоротні: $l_{O_1A} = l_{AB} = l_{BO_2}$.
2. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою С.
3. $G_3 = 2G_1$.
4. $\mathfrak{I}_3 = 2\mathfrak{I}_1$.

Варіант	1		6		2		7		3		8		4		9		5		10																	
Вих. дані	160		120		100		202		22		180		60		400		320		380																	
$x, \text{мм}$	180		60		0		80		120		350		300		400		320		380																	
$y, \text{мм}$	900		250		220		180		260		l_{BC/CO_2}		3		1,5		2,5		2,1		1,9															
$a, \text{мм}$	$l_{O_1S_1}, \text{мм}$		$0,3l_{O_1A}$		$0,3l_{O_1A}$		$0,5l_{O_1A}$		$0,5l_{O_1A}$		$0,5l_{O_1A}$		$0,5l_{O_1A}$		$0,5l_{O_1A}$		$l_{AS_2}, \text{мм}$		$0,4l_{AB}$		$0,4l_{AB}$		$0,4l_{AB}$		$0,6l_{AB}$		$0,6l_{AB}$		$0,6l_{AB}$							
$H_D, \text{мм}$	$l_{CS_4}, \text{мм}$		$0,5l_{CD}$		$0,5l_{CD}$		$0,5l_{CD}$		$0,5l_{CD}$		$0,4l_{CD}$		$0,4l_{CD}$		$0,4l_{CD}$		$0,4l_{CD}$		G_1, H		18		25		30		28		31							
	G_1, H		18		25		30		28		31		$\mathfrak{I}_1, \text{кг м}^2$		0,09		0,07		0,06		0,06		0,07		$\mathfrak{I}_2, \text{кг м}^2$		0,06		0,04		0,05		0,06		0,055	
	G_2, H		40		22		24		26		20		$\mathfrak{I}_3, \text{кг м}^2$		1,03		1,25		1,03		0,95		0,9		$F_{\text{ко}}, H$		750		1000		1000		1300		1500	
	C_4, H		40		45		50		60		28		$n, \text{об/хв}$		55		30		38		70		42		65		64		35		75		25			
	G_5, H		60		65		70		72		78		№ полож.		1		6		2		7		3		8		4		9		5		10			

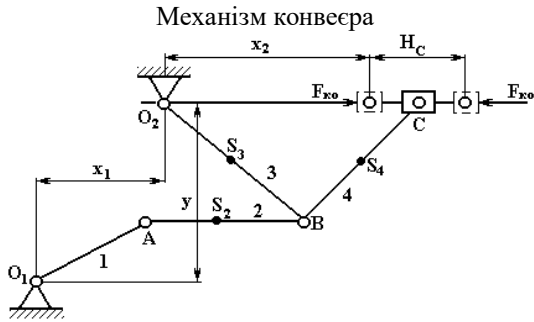


Схема № 9

Примітка:

1. $l_{O_2B} + l_{BC} = (x_2 + H_c) k$.
2. $l_{O_1S_1} = 0,5l_{O_1A}$.
3. $\mathfrak{Z}_3 = 2\mathfrak{Z}_1$.

Варіант	1		2		3		4		5	
Вих. дані	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10
$x_1, \text{мм}$	700		600		550		800		620	
$x_2, \text{мм}$	1400		1000		1500		1200		800	
$y, \text{мм}$	260		200		380		300		200	
$H_c, \text{мм}$	550		400		350		450		500	
$l_{AS_2}, \text{мм}$	$0,3l_{AB}$		$0,3l_{AB}$		$0,45l_{AB}$		$0,45l_{AB}$		$0,45l_{AB}$	
$l_{BS_3}, \text{мм}$	$0,29l_{BO_2}$		$0,29l_{BO_2}$		$0,29l_{BO_2}$		$6,6l_{BO_2}$		$6,6l_{BO_2}$	
$l_{BS_4}, \text{мм}$	$0,4l_{BC}$		$0,4l_{BC}$		$0,75l_{BC}$		$0,75l_{BC}$		$0,75l_{BC}$	
l_{BC} / l_{BO_2}	3		5		3,5		4,5		4	
K	1,4		1,05		1,3		1,1		1	
G_1, H	25		12		30		20		15	
$G_2 = G_3, H$	50		30		35		40		20	
G_4, H	100		50		80		70		60	
G_5, H	160		150		130		200		180	
$\mathfrak{Z}_2, \text{кг м}^2$	0,5		0,8		0,65		0,81		0,8	
$\mathfrak{Z}_3, \text{кг м}^2$	0,45		0,55		0,7		0,6		0,8	
$\mathfrak{Z}_4, \text{кг м}^2$	1,12		0,9		1,25		0,95		0,85	
$F_{кo}, H$	450		500		300		600		400	
$n, \text{об/хв}$	120	50	40	100	150	45	80	55	60	110
№ полож.	10	6	11	5	8	4	9	3	7	2

Механізм довбильного верстата

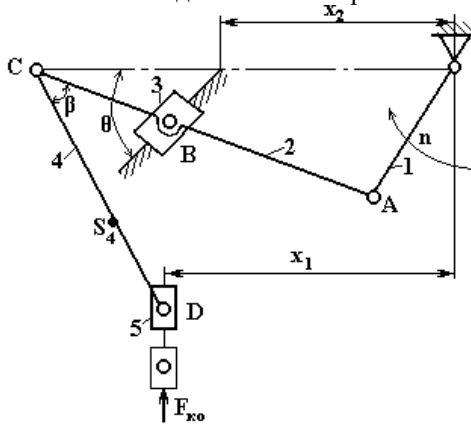


Схема № 10

Примітка:

1. Центр ваги ланки 2 збігається з точкою В.

2. $l_{CS_4} = l_{DS_4}$.

3. $l_{BC} = l_{AB}$.

Варіант	1		6		2		7		3		8		4		9		5		10	
Вих. дані	1	6	2	7	3	8	4	9	5	10										
$x_1, \text{мм}$	325		360		260		250		360											
$x_2, \text{мм}$	150		200		150		125		180											
$H_B, \text{мм}$	60		140		100		75		50											
$\theta, \text{град.}$	30		25		20		30		30											
$\beta \text{ тах, град.}$	60		60		60		60		60											
$G_1 = G_3, \text{Н}$	10		15		12		8		20											
$G_2, \text{Н}$	30		31		40		50		55											
$G_4, \text{Н}$	15		20		25		30		36											
$G_5, \text{Н}$	20		35		25		19		37											
$\mathfrak{J}_1, \text{кг м}^2$	0,001		0,002		0,003		0,002		0,0025											
$\mathfrak{J}_2, \text{кг м}^2$	0,04		0,05		0,06		0,09		0,11											
$\mathfrak{J}_4, \text{кг м}^2$	0,007		0,008		0,01		0,015		0,012											
$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	80		70		60		100		90											
$n, \text{об/хв}$	48	80	62	100	95	50	125	35	75	35										
№ полож.	1	4	2	5	3	6	10	7	9	8										

Приклад виконання розрахунково-графічної роботи

Виконати структурний, кінематичний та кінетостатичний аналіз механізму компресора двобічної дії (рис. 2.1).

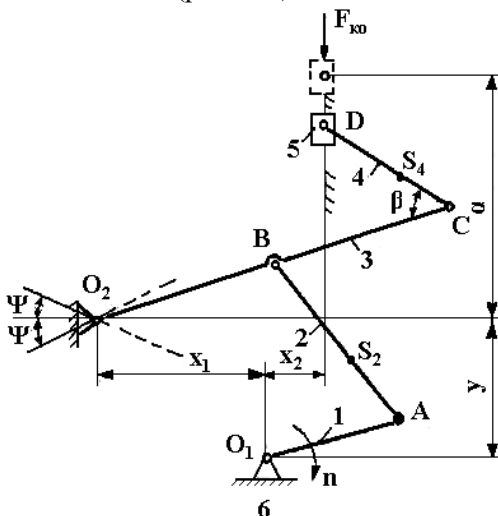


Рис. 2.1

Примітка:

1. У крайньому верхньому положенні ланки 5 кут $\beta = 90^\circ$.
2. $l_{BC} = l_{O_2B}$.
3. Центр ваги ланки 3 збігається з точкою В.

Вихідні дані:

$x_1, \text{мм}$	$x_2, \text{мм}$	$y, \text{мм}$	$a, \text{мм}$	$l_{AS_2}, \text{мм}$	$l_{CS_4}, \text{мм}$	$\Psi, \text{град.}$
100	120	250	300	0,3	0,4	30

$G_2, \text{Н}$	$G_3, \text{Н}$	$G_4, \text{Н}$	$G_5, \text{Н}$	$\mathfrak{I}_{s_2}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$\mathfrak{I}_{s_3}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$\mathfrak{I}_{s_4}, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$F_{\text{ко}}, \text{Н}$	$n, \text{об/хв}$	$N \text{ полож.}$
40	50	20	25	0,4	0,1	0,2	100	120	1

Структурний аналіз механізму

1. Зобразимо кінематичну схему механізму в масштабі $\mu_l = 0,004 \text{ м/мм}$ (рис. 2.2,а).
2. Складемо таблицю кінематичних пар:

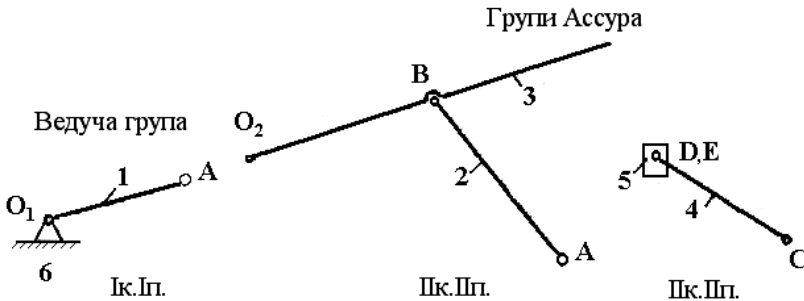
Кінематичні пари

Позначення пар на схемі	O ₁	A	B	O ₂	C	D	E
Ланки, що утворюють пару	1,6	1,2	2,3	3,6	3,4	4,5	5,6
Клас пари	5						

3. Обчислимо ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

4. Розкладемо механізм на групи Ассур та встановимо їх клас та порядок:



5. Механізм у цілому II класу II порядку.

6. Формула будови механізму:

$$I_k I_n (1,6) \rightarrow II_k II_n (2,3) \rightarrow II_k II_n (4,5).$$

Кінематичний аналіз механізму

Побудова плану швидкостей

Послідовність кінематичного дослідження механізму збігається з послідовністю його побудови. Отже, розглянемо спочатку ведучу групу.

Закон руху ведучої ланки (кривошипа) задається у вигляді $n=120 \text{ об/хв}$, тоді обчислимо її кутову швидкість за формулою:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 120}{30} = 12,56 (\text{с}^{-1}).$$

Лінійну швидкість точки A (кінця кривошипа) визначимо за формулою:

$$v_A = \omega \cdot l_{O_1 A},$$

де l_{O_1A} – дійсна довжина ланки O_1A , м.

$$v_A = 12,56 \cdot 0,09 = 1,13 \text{ (м/с)}.$$

Вектор швидкості точки A (\bar{v}_A) напрямлений перпендикулярно ланці O_1A в бік її обертання.

Далі розглянемо групу Ассура ABO_2 . Для неї відомі вектори швидкостей у відкритих кінематичних парах (A і O_2). Швидкість точки A щойно визначена, а швидкість точки O_2 дорівнює нулю, як такої, що належить стояку і не рухається в площині. Складемо систему рівнянь для визначення швидкості точки B :

$$\begin{cases} \bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}; \\ \bar{v}_B = \bar{v}_{O_2} + \bar{v}_{BO_2}. \end{cases}$$

Звідки маємо:

$$\underline{\bar{v}_A} + \underline{\bar{v}_{BA}} = \underline{\bar{v}_{O_2}} + \underline{\bar{v}_{BO_2}}. \quad (1)$$

У рівнянні (1) за величиною і напрямком відомий вектор швидкості \bar{v}_A , а $\bar{v}_{O_2} = 0$ (підкреслено двома лініями). Вектори відносно-обертальних швидкостей \bar{v}_{BA} та \bar{v}_{BO_2} відомі тільки за напрямком: \bar{v}_{BA} напрямлений перпендикулярно ланці AB , а \bar{v}_{BO_2} – перпендикулярно ланці BO_2 (підкреслено в рівнянні (1) однією лінією).

Щоб визначити величини швидкостей \bar{v}_{BA} і \bar{v}_{BO_2} , будемо план швидкостей (рис. 2.2,б). Для цього обираємо полюсом точку P , відкладаємо від нього спочатку відомий за величиною та напрямком вектор швидкості точки A (\bar{v}_A) довільної довжини, нехай $Pa = 45,2 \text{ мм}$.

Масштаб побудови плану швидкостей обчислимо за формулою:

$$\mu_v = \frac{v_a}{Pa} = \frac{1,13}{32} = 0,035 \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right).$$

Відклавши відрізок Pa і позначивши точку o_2 в полюсі, через точки a і o_2 проводять прямі, які мають напрямки векторів відносних швидкостей \bar{v}_{BA} і \bar{v}_{BO_2} (перпендикулярно відповідно ланкам AB і BO_2). Точка перетину цих прямих v і визначить кінець вектора \bar{v}_B .

Дійсне значення швидкості обчислимо за формулою:

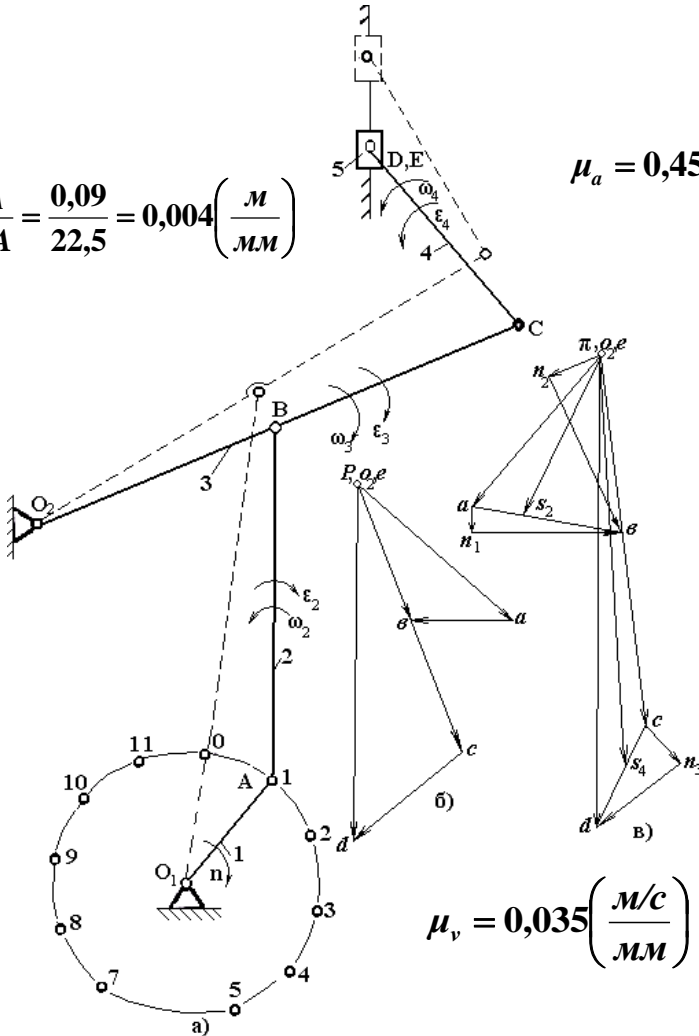
$$v_B = v_{BO_2} = (Pv) \cdot \mu_v = 22 \cdot 0,035 = 0,77 \text{ (м/с)}.$$

Величина відносно-обертальної швидкості v_{BA} дорівнює:

$$v_{BA} = (\omega a) \cdot \mu_v = 16 \cdot 0,035 = 0,56 \text{ (м/с)}$$

$$\mu_l = \frac{l_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,09}{22,5} = 0,004 \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right)$$

$$\mu_a = 0,45 \left(\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right)$$



$$\mu_v = 0,035 \left(\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right)$$

Рис. 2.2. Механізм ІІк ІІп:
а) кінематична схема; б) план швидкостей; в) план прискорень

У цих формулах відрізки Pv та va взяті на плані швидкостей у mm .

Для визначення швидкості точки C скористаємось методом пропорційних відрізків:

$$\frac{v_{BO_2}}{v_{CO_2}} = \frac{BO_2}{CO_2} \quad \text{або} \quad \frac{(o_2v)\mu_v}{(o_2c)\mu_v} = \frac{BO_2}{CO_2},$$

звідки:

$$o_2c = \frac{(o_2v) \cdot CO_2}{BO_2} = \frac{22 \cdot 0,336}{0,168} = 44 \text{ (мм)}.$$

На продовженні відрізка o_2v на відстані 44 мм від точки o_2 відкладаємо відрізок o_2c .

Обчислимо швидкість точки C :

$$v_C = 44 \cdot 0,035 = 1,54 \text{ (м/с)}.$$

Тепер розглянемо групу Ассура CDE . Для неї відомі вектори швидкостей \bar{v}_E та \bar{v}_C . Швидкість точки C щойно визначили, а швидкість точки E дорівнює нулю, як такої, що належить стояку. Складемо систему рівнянь для знаходження швидкості точки D :

$$\begin{cases} \bar{v}_D = \bar{v}_C + \bar{v}_{DC}, \\ \bar{v}_D = \bar{v}_E + \bar{v}_{DE}, \end{cases}$$

звідки маємо:

$$\underline{\underline{\bar{v}_C}} + \underline{\underline{\bar{v}_{DC}}} = \underline{\underline{\bar{v}_E}} + \underline{\underline{\bar{v}_{DE}}}. \quad (2)$$

У рівнянні (2) за величиною і напрямком відомий вектор швидкості \bar{v}_C , $\bar{v}_E = 0$. Вектори відносних швидкостей \bar{v}_{DC} і \bar{v}_{DE} відомі за напрямком: \bar{v}_{DC} перпендикулярний ланці CD , а \bar{v}_{DE} напрямлений паралельно напрямній поступальній парі. Величини швидкостей \bar{v}_{DC} та \bar{v}_{DE} визначимо із побудови плану швидкостей (див. рис. 2.2,б). Відрізок Pc уже зображений на плані, точка e в полюсі. Проведемо через точку c пряму, перпендикулярну ланці CD (напрямок швидкості \bar{v}_{DC}), а через точку e пряму, паралельну напрямній поступальній парі (напрямок швидкості \bar{v}_{DE}) до їх перетину.

Точка перетину d визначить кінець вектора \bar{v}_D абсолютної швидкості точки D .

Дійсне значення цієї швидкості обчислимо так:

$$v_D = (Pd) \cdot \mu_v = 56 \cdot 0,035 = 1,96 \text{ (м/с)}.$$

Величина відносно-обертальної швидкості v_{DC} дорівнює:

$$v_{DC} = (dc) \cdot \mu_v = 22 \cdot 0,035 = 0,77 \text{ (м/с)}.$$

Користуючись планом швидкостей, можна визначити кутові швидкості ω_2 , ω_3 та ω_4 ланок 2, 3 та 4:

$$\omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{0,56}{0,255} = 2,20(c^{-1}),$$

$$\omega_3 = \frac{v_{BO_2}}{l_{BO_2}} = \frac{0,77}{0,168} = 4,58(c^{-1}),$$

$$\omega_4 = \frac{v_{DC}}{l_{DC}} = \frac{0,77}{0,15} = 5,13(c^{-1}).$$

Для визначення напрямків цих кутових швидкостей подумки перенесемо відрізки ab , o_2b та cd , що зображають вектори швидкостей \bar{v}_{BA} , \bar{v}_{BO_2} та \bar{v}_{DC} , у відповідні точки кінематичної схеми (\bar{v}_{BA} та \bar{v}_{BO_2} в точку B , а \bar{v}_{DC} в точку D) і бачимо, що ω_2 і ω_4 напрямлені проти ходу годинникової стрілки, ω_3 – за ходом годинникової стрілки. Ці напрямки покажемо у вигляді дугових стрілок на кінематичній схемі механізму (рис. 2.2,а).

2.2. Побудова плану прискорень

План прискорень будується у тій самій послідовності, що й план швидкостей.

Спочатку визначимо прискорення точки A . Оскільки частота обертання кривошипа є величиною сталою ($n = const$), то прискорення точки A складається тільки з нормальної складової, яка обчислюється за формулою:

$$a_A = a_A^n = \omega^2 l_{O_1A} = 12,56 \cdot 0,09 = 14,2 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Вектор \bar{a}_A напрямлений із точки A до центра обертання O_1 .

Розглянемо групу Ассура ABO_2 . Для неї відомі вектори прискорень точок A і O_2 . Прискорення \bar{a}_A визначене вище, а

прискорення точки O_2 , яка належить стояку, дорівнює нулю. Визначимо прискорення точки B із системи рівнянь:

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau, \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{BO_2}^n + \bar{a}_{BO_2}^\tau, \end{cases}$$

звідки маємо:

$$\underline{\bar{a}}_A + \underline{\bar{a}}_{BA}^n + \underline{\bar{a}}_{BA}^\tau = \underline{\bar{a}}_{O_2} + \underline{\bar{a}}_{BO_2}^n + \underline{\bar{a}}_{BO_2}^\tau. \quad (3)$$

У рівнянні (3) за величиною та напрямком відомі вектори прискорень точок A і O_2 (підкреслимо двічі). Модулі нормальних прискорень \bar{a}_{BA}^n та $\bar{a}_{BO_2}^n$ обчислимо за формулами:

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{(0,56)^2}{0,255} = 1,23 \text{ (м/с}^2\text{)},$$

$$a_{BO_2}^n = \frac{v_{BO_2}^2}{l_{BO_2}} = \frac{(0,77)^2}{0,168} = 3,53 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Вектор \bar{a}_{BA}^n напрямлений уздовж ланки AB із точки B у точку A , а вектор $\bar{a}_{BO_2}^n$ – уздовж ланки BO_2 із точки B у точку O_2 . Отже, прискорення \bar{a}_{BA}^n та $\bar{a}_{BO_2}^n$ відомі за величиною і напрямком (підкреслено у формулі (3) двічі).

Вектори \bar{a}_{BA}^τ та $\bar{a}_{BO_2}^\tau$ мають напрямок перпендикулярний, відповідно, ланкам AB і BO_2 . Шляхом побудови плану прискорень визначимо їх величини. Для цього обираємо полюсом точку π (рис. 2.2,в) і відкладаємо від неї відомий за величиною та напрямком вектор прискорення \bar{a}_A точки A довільної довжини. Нехай $\pi a = 31,5 \text{ мм}$, тоді масштаб побудови плану прискорень обчислюємо за формулою:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} = \frac{14,2}{31,5} = 0,45 \left(\frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} \right).$$

Точка O_2 у полюсі, тому що її прискорення дорівнює нулю. Із точки a плану прискорень відкладаємо відрізок an_1 , що зображає нормальну складову прискорення \bar{a}_{BA}^n , паралельно ланці AB , а із точки $o_2(\pi)$ – відрізок o_2n_2 , що зображає нормальне прискорення

$\bar{a}_{BO_2}^n$, паралельно ланці BO_2 . Довжини цих відрізків знайдемо за формулами:

$$an_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{1,23}{0,45} = 3 \text{ (мм)},$$

$$o_2n_2 = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu_a} = \frac{3,53}{0,45} = 8 \text{ (мм)}.$$

Зі здобутих точок n_1 і n_2 проводимо прямі в напрямку дотичних складових прискорень \bar{a}_{BA}^r і $\bar{a}_{BO_2}^r$ (перпендикулярно відрізкам an_1 і o_2n_2) до їх перетину. Точка перетину \mathbf{v} і визначить кінець вектора абсолютного прискорення точки B . З'єднавши точку \mathbf{v} з полюсом π , дістаємо відрізок $\pi\mathbf{v}$, який зображає на плані прискорення \bar{a}_B точки B . Знаходимо дійсну величину прискорення:

$$a_B = (\pi\mathbf{v}) \cdot \mu_a = 29 \cdot 0,45 = 13,1 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Користуючись методом пропорційних відрізків, визначимо прискорення точки C : $O_2C = 2O_2B$, тому $o_2c = 2o_2b = 2 \cdot 29 = 58 \text{ (мм)}$. Дійсне значення прискорення:

$$a_c = (\pi c) \cdot \mu_a = 58 \cdot 0,45 = 26,1 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Далі розглянемо групу Ассур CDE . Відомі прискорення у точках C та E ($a_E = 0$). З метою визначення прискорення точки D складемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^r, \\ \bar{a}_D = \bar{a}_E + \bar{a}_{DE}^k + \bar{a}_{DE}^r, \end{cases}$$

звідки маємо:

$$\underline{\bar{a}_C} + \underline{\bar{a}_{DC}^n} + \underline{\bar{a}_{DC}^r} = \underline{\bar{a}_E} + \underline{\bar{a}_{DE}^k} + \underline{\bar{a}_{DE}^r}. \quad (4)$$

У рівнянні (4) за величиною і напрямком відомі вектори прискорень \bar{a}_C та \bar{a}_E . Модуль нормального прискорення обчислимо за формулою:

$$a_{DC}^n = \frac{v_{DC}^2}{l_{CD}} = \frac{(0,77)^2}{0,15} = 3,95 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Вектор a_{DC}^n напрямлений уздовж ланки CD , причому із точки D в точку C .

Визначимо прискорення Кориоліса:

$$a_{DE}^k = 2\omega_5 \cdot v_{DE} = 0, \text{ оскільки } \omega_5 = 0.$$

Вектори прискорень \bar{a}_{CD}^r та \bar{a}_{DE}^r відомі тільки за напрямком: \bar{a}_{DC}^r напрямлений перпендикулярно ланці CD , а \bar{a}_{DE}^r паралельно напрямній поступальній парі. Величини цих прискорень можуть бути визначені із побудови плану прискорень (рис. 2.2,в). Відрізок πc , який зображає \bar{a}_c , уже показаний на плані. Із точки c паралельно ланці CD відкладаємо відрізок cn_3 який зображає нормальне прискорення \bar{a}_{DC}^n . Його величина:

$$cn_3 = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a} = \frac{3,95}{0,45} = 8,7 \text{ (мм)}.$$

Із отриманої точки n_3 проводимо пряму, перпендикулярну відрізку cn_3 або ланці CD (напрямок дотичного прискорення \bar{a}_{DC}^r) до перетину із вертикальною прямою, проведеною із точки o_2 (напрямок релятивного прискорення \bar{a}_{DE}^r). Точка перетину визначить кінець вектора абсолютного прискорення точки D . З'єднавши точку d з полюсом, дістанемо відрізок πd , який зображає на плані прискорення \bar{a}_D . Його величина:

$$a_D = (\pi d) \cdot \mu_a = 75 \cdot 0,45 = 33,75 \text{ (м/с}^2\text{)}.$$

Користуючись планом прискорень, визначимо кутові прискорення ε_2 , ε_3 та ε_4 ланок 2, 3 та 4. Величини їх обчислюємо за формулами:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{AB}^r}{l_{AB}} = \frac{(n_1 b) \cdot \mu_a}{l_{AB}} = \frac{24 \cdot 0,45}{0,255} = 42 \text{ (с}^{-2}\text{)},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^r}{l_{BO_2}} = \frac{(n_2 b) \cdot \mu_a}{l_{BO_2}} = \frac{28 \cdot 0,45}{0,168} = 75 \text{ (с}^{-2}\text{)},$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^r}{l_{CD}} = \frac{(n_3 d) \cdot \mu_a}{l_{CD}} = \frac{18 \cdot 0,45}{0,15} = 54 \text{ (с}^{-2}\text{)}.$$

Для визначення напрямку кутових прискорень подумки перенесемо вектори \vec{a}_{BA}^r та $\vec{a}_{BO_2}^r$, які зображені на плані, відповідно, відрізками n_{1v} та n_{2v} , в точку B кінематичної схеми, а вектор \vec{a}_{DC}^r (відрізок n_{3d}) в точку D і бачимо, що ϵ_2 та ϵ_3 напрямлені за ходом годинникової стрілки, а ϵ_4 – проти нього. Покажемо ці напрямки дуговими стрілками на кінетичній схемі механізму (рис. 2.2,а).

Кінетостатичний аналіз механізму

Послідовність кінетостатичного розрахунку механізму обернена його кінематичному дослідженню.

Спочатку розглянемо найвіддаленішу від кривошипа групу Ассура CDE . Для цього зобразимо її в обраному масштабі

$\mu_l = 0,004 \frac{M}{mm}$ (рис. 2.3,а) і навантажимо у відповідних точках силами

$\bar{G}_4, \bar{G}_5, \bar{F}_4^{in}, \bar{F}_5^{in}, \bar{F}_{к.о.}$ та моментом M_4^{in} . Визначимо сили інерції ланок 4 і 5:

$$F_4^{in} = -m_4 \cdot a_{S_4}, \quad F_5^{in} = -m_5 \cdot a_D,$$

де m_4 і m_5 – маси, відповідно, четвертої та п'ятої ланок, кг;
 a_{S_4} – прискорення центра мас четвертої ланки, m/c^2 .

Знак «-» показує, що сили інерції напрямлені в бік, протилежний прискоренням центрів мас ланок.

Модулі сил дорівнюють:

$$F_4^{in} = \frac{G_4}{g} \cdot (\pi s_4) \cdot \mu_\alpha = \frac{20}{9,8} \cdot 66 \cdot 0,45 = 60 (H),$$

$$F_5^{in} = \frac{G_5}{g} \cdot a_D = \frac{25}{9,8} \cdot 33,75 = 86,1 (H),$$

де πs_4 – відрізок, узятий із плану прискорень, mm . Оскільки точка S_4 поділяє ланку CD у співвідношенні $l_{CS_4} = 0,4 l_{DC}$, то і точка s_4 на плані прискорень поділить відрізок cd у цьому ж співвідношенні:

$$cs_4 = 0,4 (cd) = 0,4 \cdot 18 = 7,2 (mm).$$

Момент сил інерції ланки 4 визначимо за формулою:

$$M_4^{in} = -\mathfrak{I}_{S_4} \cdot \epsilon_4,$$

де \mathfrak{I}_{S_4} – момент інерції ланки відносно осі, що проходить через центр мас, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

ε_4 – кутове прискорення ланки **4**, с^{-2} .

Знак «-» у формулі показує, що момент сил інерції напрямлений у бік, протилежний кутовому прискоренню ланки ε_4 .

$$M_4^{in} = \mathfrak{I}_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0,2 \cdot 54 = 10,8 \text{ (Нм)}.$$

Складемо умову рівноваги діади **CDE**:

$$\bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^r + \bar{G}_4 + \bar{F}_4^{in} + \bar{G}_5 + \bar{F}_5^{in} + \bar{F}_{к.о.} + \bar{R}_{65} = 0, \quad (5)$$

де \bar{R}_{34}^n , \bar{R}_{34}^r , \bar{R}_{65} – реакції в кінематичних парах **C** та **E** (перший індекс показує, з боку якої ланки діють реакції, а другий – на яку ланку вони діють).

Для визначення дотичної реакції \bar{R}_{34}^r знаходимо суму моментів відносно точки **D** всіх сил, що діють на ланку **4**:

$$R_{34}^r \cdot l_{CD} + F_4^{in} \cdot l_{F_4^{in}} - G_4 \cdot h_{G_4} - M_4^{in} = 0.$$

Розв'язуючи це рівняння, маємо:

$$R_{34}^r = \frac{G_4 \cdot h_{G_4} + M_4^{in} - F_4^{in} \cdot h_{F_4^{in}}}{l_{CD}} = \frac{20 \cdot 15 \cdot 0,004 + 10,8 - 60 \cdot 14 \cdot 0,004}{0,15} = 57,6 \text{ (Н)}.$$

Причому плечі сил вимірюємо безпосередньо на рис. 3,а.

Оскільки R_{34}^r є додатною, то напрямок її обрано правильно.

Щоб знайти нормальну реакцію \bar{R}_{34}^n та реакцію \bar{R}_{65} , будемо план (многокутник) сил за рівнянням (5) (рис. 3,б). Із довільної точки відкладемо дотичну реакцію \bar{R}_{34}^r довільної довжини. Тоді масштаб побудови плану визначимо за формулою:

$$\mu_F = \frac{R_{34}^r}{l_{R_{34}^r}} = \frac{57,6}{23} = 2,5 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right),$$

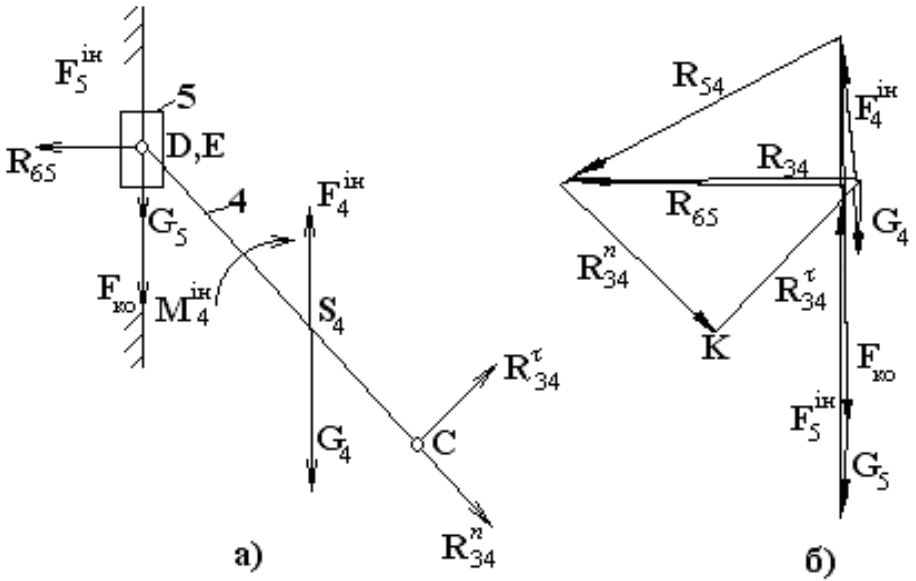
де $l_{R_{34}^r}$ – довжина відрізка, що зображає реакцію \bar{R}_{34}^r на плані сил, **мм**.

З кінця цього вектора у будь-якій послідовності відкладаємо всі відомі сили, що діють на цю групу Ассура. А потім через кінець

вектора сили \bar{F}_5^{iH} і з полюса K проводять прямі в напрямку реакцій \bar{R}_{65} та \bar{R}_{34}^n до їх перетину, точка перетину яких і визначить величини останніх.

$$\mu_l = 0,004 \frac{M}{MM}$$

$$\mu_F = 2,5 \frac{H}{MM}$$



$$\mu_l = 0,004 \frac{M}{MM}$$

$$\mu_F = 2,5 \frac{H}{MM}$$

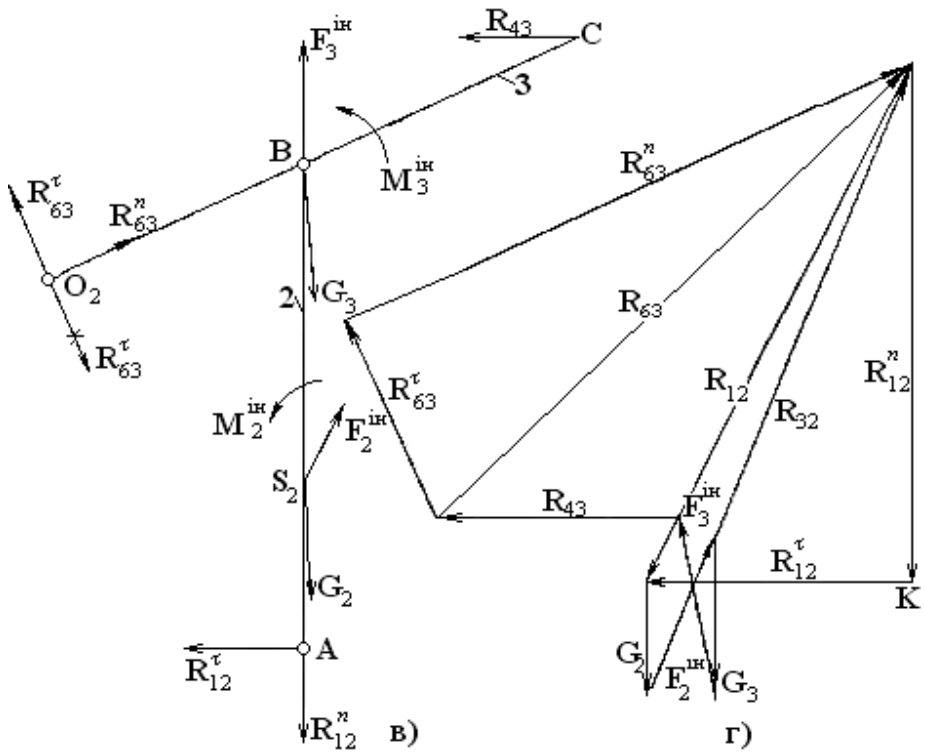


Рис. 2.3. Групи Ассура:

- а) кінематична схема групи CDE; б) план сил групи CDE;
 в) кінематична схема групи ABO₂; г) план сил групи ABO₂

З метою визначення повної реакції \bar{R}_{34} знаходимо геометричну суму її складових:

$$\bar{R}_{34} = \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^r.$$

Дійсні значення сил \bar{R}_{34} та \bar{R}_{65} обчислюємо так:

$$R_{34} = l_{R_{34}} \cdot \mu_F = 32 \cdot 2,5 = 80 \text{ (H)},$$

$$R_{65} = l_{R_{65}} \cdot \mu_F = 29 \cdot 2,5 = 72,5 \text{ (H)}.$$

Далі визначимо реакції у внутрішній кінематичній парі D , тобто \bar{R}_{45} та \bar{R}_{54} . Для цього запишемо умову рівноваги ланки 4:

$$\bar{R}_{34} + \bar{F}_4^{in} + \bar{G}_4 + \bar{R}_{54} = 0. \quad (6)$$

Оскільки у рівнянні (6) невідомою є тільки \bar{R}_{54} , то її знаходимо як замикальний вектор силового многокутника (покажемо \bar{R}_{54} на рис.2.3,б). Модуль цієї сили визначаємо за формулою:

$$R_{54} = l_{R_{54}} \cdot \mu_F = 34 \cdot 2,5 = 85 \text{ (H)}, \quad \bar{R}_{45} = -\bar{R}_{54}.$$

Розглянемо наступну групу Ассура ABO_2 . Зобразимо її на рис.3,в і навантажимо силами $\bar{G}_2, \bar{G}_3, \bar{F}_2^{in}, \bar{F}_3^{in}, \bar{R}_{43}$ та моментами $\bar{M}_2^{in}, \bar{M}_3^{in}$. Реакція $\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}$. Отже, прикладемо її в точці C паралельно лінії дії \bar{R}_{34} і напрямимо в протилежний бік.

Визначимо сили інерції та моменти сил інерції ланок 2 та 3:

$$F_2^{in} = \frac{G_2}{g} \cdot (\pi s_2) \cdot \mu_a = \frac{40}{9,8} \cdot 29 \cdot 0,45 = 53,3 \text{ (H)},$$

$$F_3^{in} = \frac{G_3}{g} \cdot a_B = \frac{50}{9,8} \cdot 13,1 = 66,8 \text{ (H)},$$

$$M_2^{in} = \mathfrak{I}_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,4 \cdot 42 = 16,8 \text{ (Hm)},$$

$$M_3^{in} = \mathfrak{I}_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = 0,1 \cdot 75 = 7,5 \text{ (Hm)},$$

де відрізок πs_2 беремо із плану прискорень. Довжину відрізка as_2 визначимо із умови $l_{AS_2} = 0,3 \cdot l_{AB}$, тому $as_2 = 0,3 \cdot ab = 0,3 \cdot 24 = 7,2 \text{ (мм)}$.

З'єднавши цю точку з полюсом, дістанемо $\pi s_2 = 29 \text{ мм}$.

Умова рівноваги діади ABO_2 :

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{G}_2 + \bar{F}_2^{in} + \bar{G}_3 + \bar{F}_3^{in} + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{63}^n + \bar{R}_{63}^r = 0. \quad (7)$$

Спочатку визначимо дотичні реакції \bar{R}_{12}^τ та \bar{R}_{63}^τ із суми моментів відносно точки B усіх сил, що діють на ланки 2 і 3:

$$-R_{12}^\tau \cdot l_{AB} + G_2 \cdot h_{G_2} + F_2^{iu} \cdot h_{F_2^{iu}} + M_2^{iu} = 0,$$

звідки дістанемо:

$$R_{12}^\tau = \frac{G_2 h_{G_2} + F_2^{iu} h_{F_2^{iu}} + M_2^{iu}}{l_{AB}} = \frac{40 \cdot 2 \cdot 0,004 + 53,3 \cdot 16 \cdot 0,004 + 16,8}{0,255} = 80,5 \text{ (H)},$$

$$R_{63}^\tau \cdot l_{BO_2} + M_3^{iu} + R_{43} \cdot h_{R_{43}} = 0,$$

звідки

$$R_{63}^\tau = -\frac{M_3^{iu} + R_{43} \cdot h_{R_{43}}}{l_{BO_2}} = -\frac{7,5 + 80 \cdot 15 \cdot 0,004}{0,168} = -73,2 \text{ (H)}.$$

Знак “мінус” у реакції \bar{R}_{63}^τ показує, що її напрям нами обрано неправильно, тому змінимо його на кінематичній схемі групи на протилежний.

Для знаходження нормальних реакцій \bar{R}_{12}^n та \bar{R}_{63}^n будемо план сил за рівнянням (7) (рис. 2.3,г). Із обраного полюса K відкладаємо дотичну реакцію \bar{R}_{12}^τ у масштабі $\mu_F = 2,5 \frac{H}{mm}$. Потім зображаємо всі відомі сили, що діють на групу, в цьому ж масштабі, а передостанньою – \bar{R}_{63}^τ . Далі через кінець останнього вектора та із полюса проводимо прямі, перпендикулярні дотичним реакціям \bar{R}_{12}^τ та \bar{R}_{63}^τ (лінії дії нормальних складових \bar{R}_{12}^n та \bar{R}_{63}^n), точка перетину яких і визначить величини останніх.

Визначимо повні реакції \bar{R}_{12} та \bar{R}_{63} як геометричну суму їх складових (рис. 2.3,г):

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^\tau,$$

$$\bar{R}_{63} = \bar{R}_{63}^n + \bar{R}_{63}^\tau.$$

Замірявши довжини векторів \bar{R}_{12} та \bar{R}_{63} на плані сил і помноживши їх на масштаб побудови, визначимо дійсні значення цих сил:

$$R_{12} = l_{R_{12}} \cdot \mu_F = 75 \cdot 2,5 = 187,5 \text{ (H)},$$

$$R_{63} = l_{R_{63}} \cdot \mu_F = 84 \cdot 2,5 = 210 \text{ (H)}.$$

Для знаходження реакцій \bar{R}_{23} та \bar{R}_{32} у внутрішній парі **B** складемо умову рівноваги ланки **2**:

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_2 + \bar{F}_2^{in} + \bar{R}_{32} = 0 \quad (8)$$

Шукану реакцію \bar{R}_{32} визначимо як замикальний вектор многокутника сил (рис. 2.3,г). Величина реакції дорівнює:

$$R_{32} = l_{R_{32}} \cdot \mu_F = 66 \cdot 2,5 = 165 \text{ (H)}, \quad \bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}.$$

Насамкінець розглянемо ведучу групу. Прикладемо у відповідних точках сили \bar{R}_{21} , $\bar{F}_{зп}$ та \bar{R}_{61} (рис. 2.4,а), причому $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$.

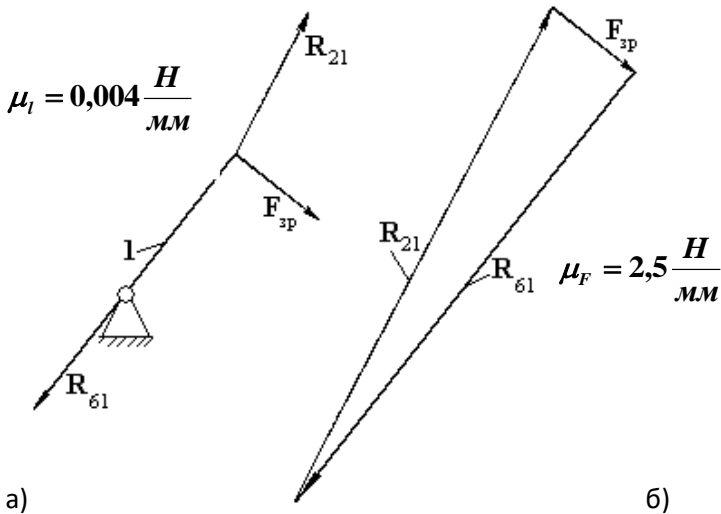


Рис. 4. Ведуча група: а) кінематична схема; б) план сил

$$\bar{R}_{21} + \bar{F}_{зп} + \bar{R}_{61} = 0. \quad (9)$$

Із метою визначення величин сил $\bar{F}_{зр}$ та \bar{R}_{61} будуємо план сил у масштабі $\mu_F = 2,5 \frac{H}{мм}$ (рис. 2.4,6). Насамперед відкладаємо із полюса K відому силу \bar{R}_{21} , яка за величиною дорівнює реакції \bar{R}_{12} , але напрямлена в протилежний їй бік. Потім через початок та кінець цього вектора проводять напрямки невідомих сил $\bar{F}_{зр}$ та \bar{R}_{61} до їх перетину. Точка перетину і визначить величини останніх:

$$F_{зр.} = l_{F_{зр.}} \cdot \mu_F = 14 \cdot 2,5 = 35 (H),$$

$$R_{61} = l_{R_{61}} \cdot \mu_F = 73 \cdot 2,5 = 182,5 (H).$$

Щоб знайти зрівноважувальний момент, достатньо перемножити величину зрівноважуючої сили і довжину кривошипа O_1A :

$$M_{зр.} = F_{зр.} \cdot l_{O_1A} = 35 \cdot 0,09 = 3,15 (H).$$

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Курок В. П. Технічна механіка. Курс лекцій: навч. посіб. Вид. 2-ге, переробл. і допов. Глухів, 2019. 272 с.
2. Машинознавство та основи виробництва / Гуренко М. С. та ін.; за ред. В. П. Курок. Київ: Педагогіка та преса, 2007. 278 с.
3. Курок В. П. Теорія механізмів і машин: практичні роботи. Глухів, 2015. 107 с.
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М., 1988. 640 с.
5. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: підручник. К., 2002. 660 с.

Додаток А

Словник термінів

Автоматична лінія – сукупність машин-автоматів, призначена для виконання певного технологічного процесу.

Аналіз механізмів – завдання механіки механізмів, що полягає у вивченні методів дослідження існуючих механізмів.

Барабан – пустотіла деталь у формі циліндра або конуса з віссю обертання.

Вал – стержень, закріплений в опорах, що може обертатись і призначений для передавання обертального моменту між деталями.

Варіатор швидкостей – див. *механізм безступінчатих передач*.

Ведуча ланка – ланка, яка рухається за заданим законом.

Вибіг машини – рух по інерції після вимкнення двигуна за рахунок накопиченої кінетичної енергії рухомих частин.

Виконавчі механізми – це механізми, які безпосередньо діють на оброблюване середовище.

Вища пара – кінематична пара, дотикання ланок якої відбувається в точці або по лінії.

Вібрація – механічні коливання тіл.

Відкритий ланцюг – кінематичний ланцюг, в якому є ланки, що входять в одну кінематичну пару.

Внутрішнє зачеплення – зубчате зачеплення, в якому аксоїдні поверхні зубчатих коліс розміщені одна всередині іншої.

Водило – ланка, яка несе на собі вісь сателіта.

Генератор – енергетична машина, призначена для перетворення механічної енергії на будь-яку іншу.

Графічне диференціювання – отримання диференціала функції графічним шляхом.

Графічне інтегрування – процес, обернений графічному диференціюванню; полягає в отриманні інтеграла графічним шляхом.

Групою Ассура називається кінематичний ланцюг, який після приєднання його до стояка (нерухомої ланки) має нульовий ступінь рухомості.

Двигун – енергетична машина, призначена для перетворення різних видів енергії на механічну.

Динамічний аналіз механізмів – визначення рухів ланок механізму з урахуванням сил, що діють на них, або визначення сил за заданим рухом ланок.

Динамічною називається незрівноваженість відцентрових сил інерції, яка виникає від того, що маси розподілені нерівномірно вздовж осі обертання.

Диференціальний механізм (диференціал) – епіциклічний механізм, ступінь рухомості якого більший за одиницю.

Елементами ланок називаються поверхні, лінії або точки ланки, по яких вона може дотикатись до інших ланок, утворюючи при цьому кінематичну пару.

Енергетична машина – машина, призначена для перетворення енергії.

Закритий ланцюг – кінематичний ланцюг, кожна ланка якого входить принаймні у дві кінематичні пари.

Зведена сила – це сила, умовно прикладена до ланки механізму, робота якої на її елементарному переміщенні дорівнює сумі робіт усіх реальних сил на їх елементарних переміщеннях.

Зворотно-поступальний рух – поступальний прямолінійний рух, що змінює напрямок.

Зовнішнє зачеплення – зубчате зачеплення, в якому аксоїдні поверхні зубчатих коліс розміщені одна поза іншою.

Зрівноважувальна сила – сила, яка дорівнює зведеній, але напрямлена в протилежний їй бік.

Зубчате зачеплення – вища кінематична пара із взаємодією двох зубчатих коліс.

Зубчатий механізм – механізм передач, ланками якого є зубчаті колеса.

Зубчатим рядом називається зубчатий механізм, який складається із трьох і більше зубчатих коліс (з нерухомими осями) і стояка.

Елементи ланки – поверхні, лінії або точки ланки, по яких вона може дотикатись до інших ланок, утворюючи при цьому кінематичну пару.

Епіциклічними називаються зубчаті механізми, до складу яких входять рухомі осі зубчастих коліс.

Інформаційна машина – машина, призначена для перетворення інформації.

Карданна передача – пристрій для передавання обертання між валами, осі яких не лежать на одній прямій і мають відносне зміщення.

Кібернетична машина – машина, яка замінює або імітує різноманітні механічні, фізіологічні чи біологічні процеси людини та живої природи і наділена елементами штучного інтелекту.

Кінематика механізмів – розділ ТММ, що вивчає рухи ланок без урахування їх мас і сил, що діють на них.

Кінематична схема механізму – графічна побудова механізму в обраному масштабі з точним дотриманням усіх розмірів і форм, від яких залежить рух.

Кінематичний аналіз механізму – визначення рухів ланок механізму за заданим рухом ведучої (ведучих).

Кінематичним ланцюгом називається зв'язана система ланок, що утворюють між собою кінематичні пари.

Кінематичною діаграмою називається графічне зображення функціональної залежності між двома якими-небудь кінематичними параметрами.

Кінематичною парою називається з'єднання двох ланок, що дотикаються і допускають відносний рух.

Клас пари – кількість умов в'язі, накладених на відносний рух ланок.

Комбінований механізм – механізм, що складається з двох і більше механізмів різних видів.

Контрольно-керувальна машина – машина, яка перетворює отриману контрольно-вимірювальну інформацію з метою керування енергетичною або робочою машинами.

Коромисло – ланка важільного механізму, яка може здійснювати тільки неповний оберт навколо нерухомої осі.

Кривошипно-шатунний механізм – це шарнірно-важільний чотириланковий механізм, до складу якого входить кривошип і повзун.

Кривошипом називається ланка шарнірно-важільного механізму, яка може здійснювати повний оберт навколо нерухомої осі.

Кулачковим називають механізм, до складу якого входить кулачок, тобто така ланка, елемент якої має змінну кривизну.

Куліса – ланка важільного механізму, яка обертається навколо нерухомої осі й утворює з іншою рухомою ланкою поступальну пару.

Кулісним називається шарнірно-важільний механізм, у складі якого входить куліса.

Кут дальнього стояння (фаза дальнього стояння) ($\varphi_{д.с}$) – це центральний кут кулачка, що спирається на дугу максимального радіуса.

Кут віддалення (фаза віддалення) ($\varphi_{в}$) – це центральний кут, що спирається на дугу, яка з'єднує крайні точки дуг мінімального і максимального радіусів кулачка.

Кут повернення (фаза повернення) ($\varphi_{п}$) – це центральний кут кулачка, що спирається на дугу, яка з'єднує крайні точки дуг максимального і мінімального радіусів кулачка.

Максимальний радіус кулачка (R_{max}) – це радіус, що з'єднує центр обертання кулачка з найвіддаленішою точкою його профілю.

Математична – машина, яка перетворює інформацію, отриману у вигляді математичних образів, які задаються у формі окремих чисел або алгоритмів.

Маховик – це колесо з важким ободом, яке має значний момент інерції відносно осі, що чинить опір зміні кутової швидкості обертання.

Машина-автомат – машина, в якій перетворення енергії, матеріалів та інформації відбувається без безпосереднього втручання людини.

Механізм – це називається система твердих тіл, з'єднаних між собою кінематичними парами, призначена для перетворення одного руху в інший; кінематичний ланцюг, в якому при заданому русі однієї або декількох ланок решта здійснюють однозначно визначальні рухи.

Механізм безступінчатих передач, або варіаторами швидкостей – це механізми, які забезпечують плавну зміну передаточного відношення.

Механізми двигунів і генераторів – це механізми, призначені для перетворення різних видів енергії на механічну роботу і навпаки.

Механізми з гнучкими ланками – це механізми, які мають гнучку ланку і залежно від її вигляду називаються пасовою або ланцюговою передачами.

Механізми передач – це механізми, призначені для відтворення обертального руху між двома довільно розміщеними в просторі осями.

Механічний коефіцієнт втрат – відношення роботи сил шкідливого опору до роботи рушійних сил.

Механічним коефіцієнтом η корисної дії називається відношення абсолютної величини роботи сил корисного опору до роботи всіх рушійних сил.

Мінімальний радіус кулачка (R_{min}) – це радіус, що з'єднує центр обертання кулачка з найближчою точкою його профілю.

Модуль зачеплення – частина діаметра діляльного кола, що припадає на один зуб.

Найбільше переміщення штовхача (h) – це різниця довжини максимального і мінімального радіусів кулачка.

Напівсухе і напіврідинне тертя – це тертя з мастилом, при якому поверхні неповністю розділені масляним шаром.

Неперіодичні коливання – коливання, що викликаються раптовою зміною притоку енергії до двигуна або сил опору, які долає машина, і не мають певного циклу.

Неробочий кут (неробоча фаза), або *кут ближнього стояння* (фаза ближнього стояння) (ϕ_0) – це центральний кут, що спирається на дугу мінімального радіуса.

Нерухома ланка, або *стояк* – це нерухомі деталі, які утворюють одну жорстку нерухому систему тіл.

Нижча пара – кінематична пара, дотикання ланок якої відбувається по поверхні.

Обертальний рух – рух твердого тіла, в якому які-небудь дві точки, взяті на тілі (або незмінно з ним зв'язані), залишаються весь час нерухомими.

Пасивні в'язі – в'язі, які ніяк не впливають на характер руху механізму в цілому.

Передавальні механізми (приводи) – механізми, що передають рух від двигуна до виконавчих органів машини.

Передаточним відношенням називають відношення кутової швидкості ведучої ланки до кутової швидкості веденої ланки.

Періодичними називаються такі коливання, в яких кутова швидкість повторює свої значення через рівні проміжки часу, кратні частоті обертання ланки.

План швидкостей (прискорень) ланки – це графічна побудова у вигляді плоского пучка, промені якого зображають абсолютні швидкості (прискорення) точок ланки плоского механізму, а відрізки, що з'єднують кінці променів, – відносні швидкості (прискорення) відповідних точок у даному положенні ланки.

План швидкостей (прискорень) механізму – це сукупність планів швидкостей (прискорень) ланок механізму з одним спільним полюсом.

Планетарний механізм – епіциклічний механізм, ступінь рухомості якого дорівнює одиниці.

Плоска пара – кінематична пара, в якій точки ланок, що її утворюють, описують плоскі траєкторії.

Повзун – ланка важільного механізму, яка утворює поступальну пару зі стояком.

Простий ланцюг – кінематичний ланцюг, кожна ланка якого входить не більше, ніж у дві кінематичні пари.

Просторова пара – кінематична пара, в якій точки ланок, що її утворюють, описують неплоскі траєкторії.

Профіль кулачка – крива, здобута в розрізі елемента кулачка площиною, перпендикулярною до його осі обертання.

Профільовання кулачка – проектування профілю кулачка.

Радіус профілю кулачка R (R) – радіус дуги, що відповідає фазі віддалення (повернення).

Регулятор – механізми або пристрої, призначені для автоматичної підтримки неперіодичних коливань кутової швидкості обертання ведучих ланок машини в заданих межах.

Рідинне тертя – це тертя, при якому поверхні, які труться, повністю розділені шаром мастила, тертя відбувається всередині мастильного шару.

Робоча машина – машина, призначена для перетворення матеріалів.

Робочий кут (робоча фаза) (φ_p) – це центральний кут кулачка, що дорівнює сумі кутів віддалення, дальнього стояння і повернення.

Рухома ланка механізму – це рухома деталь або група деталей, що утворюють одну жорстку рухому систему тіл.

Рушійна сила – це сила, що виконує додатну роботу.

Сателіт – це зубчате колесо, вісь якого переміщається в просторі.

Сила корисного опору – це сила, подолання якої необхідно для виконання заданого технологічного процесу.

Сила реакції – це сила, яка виникає в кінематичній парі і є тиском однієї ланки на іншу.

Сила тертя – це сила, яка перешкоджає руху одного тіла по поверхні іншого.

Сила шкідливого опору – це сила, на подолання якої витрачається додаткова енергія зверх тієї, яка необхідна на подолання корисного опору.

Синтез механізмів – завдання механіки механізмів, що полягає у вивченні методів проектування механізмів за заданими структурними, кінематичними та динамічними умовами.

Складний ланцюг – кінематичний ланцюг, в якому є хоча б одна ланка, що входить більше, ніж у дві кінематичні пари.

Сонячне, або центральне – зубчате колесо, навколо якого обертається сателіт.

Статичною називається незрівноваженість відцентрових сил інерції, яка виникає внаслідок того, що центр мас не лежить на осі обертання.

Ступінь рухомості кінематичного ланцюга – це кількість ступенів вільності кінематичного ланцюга відносно ланки, обраної за нерухому.

Сухе тертя – тертя без мастила.

Теорія машин і механізмів (ТММ) – це наука, що вивчає методи побудови та дослідження механізмів та машин.

Технологічна машина – робоча машина, в якій перетворення матеріалів полягає в зміні форми, властивостей чи стану матеріалу або оброблюваного об'єкта.

Траєкторія точки – це крива, по якій переміщається точка ланки під час роботи механізму.

Транспортна машина – робоча машина, в якій перетворення матеріалів полягає в зміні положення основного об'єкта, який переміщається.

Умовами в'язі в кінематичних парах називаються обмеження, накладені на відносний рух ланок, що їх утворюють.

Універсальний шарнір (шарнір Гука) – пристрій, що слугує для з'єднання валів, кут між якими змінюється на ходу і близький до 180° .

Фрикційні механізми – це механізми, в яких для передавання крутного моменту використовують силу тертя.

Хвильова передача – механізм, до складу якого входять гнучке і жорстке зубчаті колеса, які перебувають у зачепленні й забезпечують передачу і перетворення руху завдяки деформуванню гнучкого колеса.

Шарнірним механізмом називається шарнірно-важільний механізм, ланки якого утворюють тільки обертальні пари.

Шарнірний чотириланковик – це шарнірний механізм, до складу якого входять три рухомі ланки.

Шарнірно-важільний (важільний) механізм – механізм, ланки якого утворюють тільки обертальні й поступальні кінематичні пари.

Шатуном називається ланка шарнірно-важільного механізму, яка не утворює кінематичної пари зі стояком.

Додаток Б

Тести до першого модуля «Структура та класифікація механізмів та машин»

1. Співвіднести питання з відповідями.

1.1. Машиною називається сукупність деталей, призначена для...;

1.2. Механізмом називається сукупність деталей, призначена для...;

1.3. Механізмом передач називається сукупність деталей, призначена для...;

а) передавання обертальних рухів між валами;

б) передавання або перетворення рухів;

в) виконання корисної роботи;

г) перетворення різних видів енергії на механічну і навпаки.

2. Співвіднести питання з відповідями.

2.1. Шатун – це така ланка шарнірно-важільного механізму, яка...;

2.2. Коромисло - це ланка шарнірно-важільного механізму, яка...;

2.3. Повзуном називається ланка шарнірно-важільного механізму, яка...;

2.4. Кривошип – це ланка шарнірно-важільного механізму, яка...

а) утворює поступальну кінематичну пару зі стояком;

б) здійснює повний оберт навколо нерухомої осі;

в) не утворює кінематичної пари зі стояком;

г) виконує неповний оберт навколо нерухомої осі.

3. Формула Чебишова для визначення ступеня рухомості плоского механізму має вигляд:

а) $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$;

б) $W = 3n - 2p_5 - p_4$;

в) $W = 6n - 5p_5 - 4p_4$;

г) $W = 3n - 2p_5 = 0$.

4. Структурна формула групи Ассур має вигляд:

а) $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$;

б) $W = 3n - 2p_5 - p_4$;

в) $W = 6n - 5p_5 - 4p_4$;

з) $W = 3n - 2p_5 = 0$.

5. Машина, призначена для перетворення матеріалів, називається:

- а*) робочою;
- б*) енергетичною;
- в*) інформаційною;
- з*) кібернетичною.

6. До основних механізмів належать:

- а*) передавальні, контролю та керування, виконавчі;
- б*) генераторів, подавання та транспортування, упаковки готової продукції;
- в*) двигунів та генераторів, передавальні, виконавчі;
- з*) двигунів, автоматичного підрахунку, регулювання, виконавчі.

7. Співвіднести питання з відповідями.

7.1. Рухома деталь або група жорстко з'єднаних рухомих деталей називається...;

7.2. З'єднання двох ланок, що допускає їх відносний рух, називається...;

7.3. Поверхня, лінія або точка ланки, по яких вона може дотикатись до інших ланок, називається...;

7.4. Зв'язана система ланок, які утворюють між собою кінематичні пари, називається...;

7.5. Обмеження, накладене на відносний рух ланок, називається...

- а*) кінематичним ланцюгом;
- б*) умовою в'язі;
- в*) рухомою ланкою;
- з*) елементом ланки;
- д*) кінематичною парою.

8. Кінематичні пари класифікуються за такими ознаками:

- а*) ступенем рухомості, кількістю ланок, кількістю кінематичних пар;
- б*) формою ланок, характером з'єднання, кількістю ланок;
- в*) виглядом ланок, кількістю їх ступенів рухомості, характером з'єднання;
- з*) характером відносного руху, формою елементів ланок, кількістю ступенів вільності.

9. Вищими парами є:

- а)* зубчата, кулачкова;
- б)* поступальна, обертальна;
- в)* кулачкова, обертальна;
- г)* поступальна, кулачкова.

10. Нижчими парами є:

- а)* зубчата, кулачкова;
- б)* поступальна, обертальна;
- в)* кулачкова, обертальна;
- г)* поступальна, кулачкова.

11. Нижча пара в плоскому механізмі:

- а)* третього класу;
- б)* першого класу;
- в)* четвертого класу;
- г)* п'ятого класу.

12. Вища пара в плоскому механізмі:

- а)* першого класу;
- б)* другого класу;
- в)* четвертого класу;
- г)* п'ятого класу.

13. Кінематичні ланцюги бувають:

- а)* вищі й нижчі; просторові й плоскі;
- б)* прості й складні; відкриті й закриті;
- в)* поступальні й обертальні;
- г)* гідравлічні, пневматичні, електричні, механічні.

14. Шарнірно-важільним називається механізм:

- а)* ланки якого здійснюють поступальний та обертальний рухи;
- б)* ланки якого здійснюють плоскопаралельні рухи;
- в)* ланки якого утворюють обертальні та поступальні кінематичні пари;
- г)* до складу якого входять кривошип, повзун та шатун.

15. Співвіднести означення з відповідями.

15.1. Шарнірно-важільний механізм, ланки якого утворюють тільки оберталні кінематичні пари, називається...;

15.2. Шарнірно-важільний механізм, до складу якого входить куліса, називається...;

15.3. Шарнірний механізм, який складається з трьох рухомих ланок, називається...;

15.4. Шарнірно-важільний чотириланковий механізм, до складу якого входять кривошип, повзун, шатун, називається...

- а)* шарнірним чотириланковиком;
- б)* кривошипно-повзунковим механізмом;
- в)* шарнірним механізмом;
- г)* кулісним механізмом.

16. Клас групи Ассура визначається:

- а)* кількістю ланок, що входять до її складу;
- б)* кількістю кінематичних пар, що входять до її складу;
- в)* кількістю кінематичних пар, що входять у замкнений контур групи Ассура;
- г)* кількістю відкритих кінематичних пар (вільних елементів).

17. Порядок групи Ассура визначається:

- а)* кількістю ланок, що входять до її складу;
- б)* кількістю кінематичних пар, що входять до її складу;
- в)* кількістю кінематичних пар, що входять у замкнений контур групи Ассура;
- г)* кількістю відкритих кінематичних пар (вільних елементів).

18. Чи можна вищу кінематичну пару в плоскому механізмі замінити нижчими:

- а)* не можна;
- б)* можна, але не завжди;
- в)* можна, але при цьому мають виконуватись певні умови;
- г)* можна, але не в усіх механізмах.

19. Причина заміни вищої пари нижчими в плоскому механізмі:

- а)* дає можливість повністю виконати дослідження механізму;
- б)* спрощує рухи, які відбуваються в механізмі;
- в)* полегшує структурний аналіз механізму;
- г)* спрощує кінематичну схему механізму.

20. Сутність принципу утворення механізмів полягає в тому, що:

- а)* до ведучої ланки послідовно приєднуються ведені ланки;
- б)* до ведучої ланки послідовно приєднуються складні кінематичні ланцюги;
- в)* до ведучої групи (стояк та ведуча ланка) приєднуються групи Ассура;
- г)* задаючи рух ведучій ланці, решта здійснює однозначно визначальні рухи.

21. Структурний аналіз механізму полягає у визначенні:

- а)* рухів ведених ланок за заданим рухом ведучої;
- б)* сил, що діють на ланки механізму, та реакцій у кінематичних парах;
- в)* довжин ланок, їх відносного положення та траєкторій точок;
- г)* кількості рухомих ланок, кількості та класу кінематичних пар, ступеня їх рухомості механізму, розділення його на групи Ассура.

22. Плоский механізм може складатись:

- а)* із двох ведучих ланок і двох груп Ассура;
- б)* з однієї ведучої та п'яти ведених ланок;
- в)* із трьох груп Ассура;
- г)* із двох ведучих ланок та п'яти ведених.

Тести до другого модуля «Кінематичний аналіз та синтез плоских механізмів»

1. Кінематичний аналіз плоских механізмів полягає у визначенні:

- а)* сил, що діють на ланки механізму, та реакцій у кінематичних парах;
- б)* кількості рухомих ланок, кількості та класу кінематичних пар, ступеня рухомості механізму, розділення його на групи Ассура;
- в)* рухів ведених ланок за заданим рухом ведучої без урахування сил, що діють на них;
- г)* рухів ведених ланок за заданим рухом ведучої з урахуванням сил, що діють на них.

2. Завдання кінематичного дослідження полягає у визначенні:

- a)* ступеня рухомості механізму, кількості та класу кінематичних пар;
- б)* класу та порядку груп Ассура та механізму в цілому;
- в)* реакцій, що виникають у кінематичних парах, та зрівноважувальної сили на вхідній ланці;
- г)* траєкторій, швидкостей та прискорень точок і кутових швидкостей та прискорень ланок механізму.

3. Існують такі методи кінематичного дослідження:

- a)* аналітичний, графо-аналітичний, експериментальний;
- б)* шаблонів, засічок, моделей;
- в)* дотичних, хорд;
- г)* аналітичний, геометричний.

4. Існують такі методи побудови положень та траєкторій точок:

- a)* аналітичний, графо-аналітичний, експериментальний;
- б)* шаблонів, засічок, моделей;
- в)* дотичних, хорд;
- г)* аналітичний, геометричний.

5. Планом швидкостей (прискорень) називається графічна побудова:

- a)* кінематичної залежності між якими-небудь двома кінематичними параметрами;
- б)* плоского пучка променів;
- в)* тахограми механізму;
- г)* кінематичної діаграми.

6. Швидкість будь-якої точки M ланки механізму, яка здійснює плоскопаралельний рух, визначається за формулою:

- a)* $\mathbf{v}_M = \boldsymbol{\omega} \mathbf{l}_{AM}$;
- б)* $\mathbf{v}_M = \mathbf{v}_A + \mathbf{v}_{MA}$ (A -поліус);
- в)* $\underline{v}_M = (\underline{Pm}) \underline{\mu}_v$ (P - поліус плану);
- г)* $\mathbf{v}_M = \mathbf{v}_A + \mathbf{v}_{MA}$ (A -поліус).

7. Відносно-обертальна швидкість точки M в її обертальному русі разом з тілом навколо полюса A визначається за формулою:

а) $\underline{v}_{MA} = \underline{\omega} l_{AM}$;

б) $\underline{v}_{MA} = \underline{v}_M - \underline{v}_A$;

в) $\underline{v}_{MA} = \underline{v}_A + \underline{v}_M$;

г) $\underline{v}_{MA} = \underline{\varepsilon} l_{AM}$.

8. Вектор відносно-обертальної швидкості \underline{v}_{MA} напрямлений:

а) перпендикулярно ланці AM у бік її обертання;

б) паралельно ланці AM від точки A в точку M ;

в) паралельно ланці AM від точки M у точку A ;

г) перпендикулярно ланці AM в бік, протилежний її обертанню.

9. Кутова швидкість ланки AM механізму визначається за формулою:

а) $\omega = \frac{a_{MA}^n}{\mu_a}$;

б) $\omega = \frac{a_{MA}^\tau}{l_{AM}}$;

в) $\omega = \frac{v_{MA}}{l_{AM}}$;

г) $\omega = \frac{a_{MA}^n}{l_{AM}}$.

10. Прискорення будь-якої точки ланки механізму, що здійснює плоскопаралельний рух, визначається:

а) геометричною сумою переносного прискорення полюса та відносно-обертального прискорення точки навколо полюса;

б) алгебраїчною сумою переносного прискорення полюса та відносно-обертального прискорення точки навколо полюса;

в) геометричною сумою нормального та дотичного прискорень точки в обертальному русі навколо полюса;

г) геометричною сумою нормального, дотичного та коріолісового прискорень точки у русі відносно полюса.

11. Нормальне прискорення точки B відносно точки A ланки AB в її обертальному русі визначається за формулою:

$$a) \mathbf{a}_{BA}^n = \omega_{AB}^2 l_{AB};$$

$$б) \mathbf{a}_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}};$$

$$в) \mathbf{a}_{BA}^n = \overline{\omega} \times \overline{v}_{BA};$$

$$г) \mathbf{a}_{BA}^n = \varepsilon l_{AB}.$$

12. Вектор нормального прискорення \mathbf{a}_{BA}^n напрямлений:

а) перпендикулярно ланці AB у бік її обертання;

б) паралельно ланці AB із точки B в точку A ;

в) паралельно ланці AB із точки A в точку B ;

г) перпендикулярно ланці AB у бік, протилежний її обертанню.

13. Кутове прискорення ланки AM механізму обчислюється так:

$$a) \varepsilon = \frac{v_{MA}}{l_{AM}}; б) \varepsilon = \frac{a_{MA}^n}{\mu_a}; в) \varepsilon = \frac{a_{MA}^\tau}{l_{AM}}; г) \varepsilon = \frac{a_{MA}^n}{l_{AM}}.$$

14. Існують такі методи графічного диференціювання:

а) хорд, дотичних;

б) засічок, моделей;

в) січних, шаблонів;

г) аналогів.

15. При кінематичному дослідженні механізмів методом графічного диференціювання першою будується діаграма:

а) швидкостей;

б) прискорень;

в) переміщень;

г) шляху.

16. Основне завдання кінематичного синтезу механізмів полягає у визначенні:

- a)* параметрів кінематичної схеми за відомими умовами руху веденої ланки;
- б)* траєкторій, швидкостей та прискорень точок веденої ланки за відомим законом руху ведучої;
- в)* сил, що діють на ведені ланки механізму, та реакцій у кінематичних парах;
- г)* положень ланок механізму та траєкторій руху окремих їх точок.

17. Недоліками кулачкових механізмів є:

- a)* сталість передаточного відношення;
- б)* наявність вищої кінематичної пари;
- в)* необхідність силового замикання кулачкової пари;
- г)* універсальність.

18. До основних параметрів кулачка належать:

- a)* профіль, хід штовхача, фази: неробоча, віддалення, дальнього стояння, повернення;
- б)* переміщення, швидкість та прискорення штовхача;
- в)* передаточне відношення;
- г)* швидкість обертання кулачка, лінійна швидкість у точці дотикання штовхача і кулачка.

19. Кінематичний аналіз кулачкових механізмів полягає у визначенні:

- a)* кінематичних параметрів кулачка за цикл роботи;
- б)* кінематичних параметрів штовхача за цикл роботи;
- в)* кутової швидкості кулачка та лінійної швидкості в точці дотикання кулачка і штовхача;
- г)* кількості рухомих ланок, кількості та класу кінематичних пар і ступеню рухомості механізму.

20. Профілювання кулачка передбачає:

- a)* побудову діаграм $s = s(\varphi)$, $v = v(\varphi)$ та $a = a(\varphi)$;
- б)* визначення кінематичних параметрів кулачка за цикл роботи;
- в)* визначення кінематичних параметрів штовхача за цикл роботи;
- г)* побудову профілю кулачка за діаграмою $s = s(\varphi)$.

21. Передаточне відношення будь-якого механізму передач визначається за формулою:

$$a) u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad б) u_{12} = \frac{z_2}{z_1}; \quad в) u_{12} = \frac{n_1}{n_2}; \quad г) u_{12} = \frac{d_1}{d_2}.$$

22. Епіциклічним називається механізм:

а) призначений для відтворення передаточного відношення між двома валами;

б) призначений для перетворення обертального руху на поступальний;

в) до складу якого входять тільки обертальні та поступальні кінематичні пари;

г) до складу якого входять рухомі осі зубчатих коліс.

23. Диференціальним називається епіциклічний механізм:

а) який відтворює великі (або малі) передаточні відношення;

б) ступінь рухомості якого дорівнює одиниці;

в) ступінь рухомості якого більший за одиницю;

г) який призначений для додавання або розкладання рухів.

24. Передаточне відношення епіциклічних механізмів визначається за формулою:

$$a) u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1};$$

$$б) u_{1n} = (-1)^k \cdot u_{12} \cdot u_{23} \cdot \dots \cdot u_{(n-1)n};$$

$$в) u_{1H}^{(n)} = 1 - u_{1n}^{(H)};$$

$$г) u_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_n - n_H}.$$

25. Універсальний шарнір (шарнір Гука) призначений для:

а) з'єднання валів, кут між якими змінюється на ходу і близький до 180° ;

б) з'єднання довільно розміщених у просторі валів;

в) з'єднання валів, кут між якими змінюється на ходу і близький до 90° ;

г) з'єднання вала відбору потужності трактора і приймального вала с/г машини.

26. Карданна передача складається з:

- а)* декількох валів, з'єднаних універсальними шарнірами;
- б)* кривошипа, шатуна і повзуна;
- в)* декількох валів, з'єднаних циліндричними шарнірами;
- г)* декількох валів, з'єднаних сферичними шарнірами.

27. У пасовій передачі рух передається за допомогою:

- а)* жорстких ланок;
- б)* гнучкої ланки;
- в)* сил тертя;
- г)* зачеплення коліс.

28. У фрикційній передачі рух передається за допомогою:

- а)* жорстких ланок;
- б)* гнучкої ланки;
- в)* сил тертя;
- г)* зачеплення коліс.

29. У хвильовій передачі кількість зубів гнучкого колеса у порівнянні з нерухомим жорстким колесом:

- а)* однакова;
- б)* менша;
- в)* більша.

Тести до третього модуля «Динаміка механізмів»

1. Усі сили, що діють у машинах поділяються на:

- а)* рушійні, сили ваги, зрівноважувальні та зведені;
- б)* сили корисного та шкідливого опору, внутрішні та зовнішні;
- в)* рушійні, сили ваги та інерції, сили корисного та шкідливого опору, сили реакції;
- г)* сили тертя та опору середовища.

2. До завдань динаміки механізмів належить визначення:

- а)* рухів ведених ланок механізму за заданим рухом ведучої без урахування сил, що діють на них;
- б)* рухів ведених ланок механізму за заданим рухом ведучої з урахуванням сил, що діють на них;

- в) тракторій, швидкостей та прискорень точок ланок механізму;
- г) кількості ланок, кінематичних пар, ступеня рухомості механізму, розділення його на групи Ассура.

3. Послідовність силового аналізу механізму:

- а) спочатку розглядається найвіддаленіша від кривошипа група Ассура, потім – наступні, в останню чергу – кривошип;
- б) спочатку розглядається кривошип, потім – приєднана до нього група Ассура, в останню чергу – найвіддаленіша група Ассура;
- в) спочатку розглядається найвіддаленіша від кривошипа група Ассура, потім – кривошип, в останню чергу – решта груп Ассура;
- г) спочатку розглядається кривошип, потім – ланка, що до нього приєднується, потім – наступна і т. д.

4. Співвіднести питання з відповідями.

3.1. В обертальній кінематичній парі реакція...;

3.2. У поступальній кінематичній парі реакція...;

3.3. У вищій кінематичній парі реакція...

- а) відома – за точкою прикладання, невідома – за величиною та напрямком;
- б) відома – за величиною, невідома – за напрямком та точкою прикладання;
- в) відома – за напрямком, невідома – за величиною та точкою прикладання;
- г) відома – за напрямком та точкою прикладання, невідома – за величиною.

5. Сила інерції ланки напрямлена:

- а) у той самий бік, що й прискорення центра мас ланки;
- б) у бік, протилежний прискоренню центра мас;
- в) у той самий бік, що і швидкість центра мас ланки;
- г) у бік, протилежний швидкості центра мас ланки.

6. Сили інерції елементарних мас ланки в складному русі зводяться до:

а) результуючої сили інерції $\bar{F}^{in} = -m\bar{a}_s$;

б) результуючого моменту сил інерції $M^{in} = -\mathcal{E}_s$;

в) результуючої сили інерції $\bar{F}^{in} = -m\bar{a}_s$ та моменту сил інерції $M^{in} = -\epsilon\bar{\mathcal{I}}_s$.

7. Послідовність кінетостатичного аналізу групи Ассура II класу:

а) 1) визначаються дотичні реакції у зовнішніх кінематичних парах;

2) визначаються нормальні реакції у зовнішніх кінематичних парах;

3) визначається повна реакція у зовнішніх кінематичних парах;

4) визначається реакція у внутрішній кінематичній парі.

б) 1) визначається реакція у внутрішній кінематичній парі;

2) визначаються нормальні реакції у зовнішніх кінематичних парах;

3) визначаються дотичні реакції у зовнішніх кінематичних парах;

4) визначається повна реакція у зовнішніх кінематичних парах.

в) 1) визначаються нормальні реакції у зовнішніх кінематичних парах;

2) визначаються дотичні реакції у зовнішніх кінематичних парах;

3) визначається повна реакція у зовнішніх кінематичних парах;

4) визначається реакція у внутрішній кінематичній парі.

г) 1) визначається реакція у внутрішній кінематичній парі;

2) визначаються дотичні реакції у зовнішніх кінематичних парах;

3) визначаються нормальні реакції у зовнішніх кінематичних парах;

4) визначається повна реакція у зовнішніх кінематичних парах.

8. Метод жорсткого важеля Жуковського базується на принципі:

а) Даламбера;

б) Даламбера–Лагранжа;

в) можливих переміщень;

г) незалежності дії сил.

9. Основний закон тертя ковзання виражається рівністю:

a) $F_{np} = f \cdot G$;

б) $F_{np} = f \cdot N$ (де $f = \operatorname{tg} \varphi$);

в) $F_{np} = \frac{k \cdot N}{r}$;

г) $F_{np} = k_o \cdot N$ (де $k_o = \frac{k}{r}$).

10. В обертальній кінематичній парі тертя визначається як:

a) $F_{np} = f \cdot G$;

б) $F_{np} = f \cdot Q \cdot \cos \alpha$, $M_{np} = Q \cdot \rho$ (де $\rho = r \cdot \sin \varphi$);

в) $M_{np} = Q \cdot \rho$ (де $\rho = r \cdot \sin \varphi$);

г) $F_{np} = f \cdot Q \cdot \cos \alpha$.

11. Сила тертя кочення визначається за формулою:

a) $F_{np} = f \cdot G$;

б) $F_{np} = f \cdot N$ (де $f = \operatorname{tg} \varphi$);

в) $F_{np} = \frac{k \cdot N}{r}$;

г) $F_{np} = k_o \cdot N$ (де $k_o = \frac{k}{r}$).

12. Типи незрівноваженості відцентрових сил інерції:

a) радіальна, осьова;

б) статична, кінематична;

в) статична, динамічна;

г) нормальна, дотична.

13. Динамічна незрівноваженість виникає від того, що:

a) центр мас, що обертаються, не лежить на осі обертання;

б) маси, що обертаються, розміщені нерівномірно вздовж осі обертання;

в) маси, що обертаються, не лежать на осі обертання;

г) маси, що обертаються, розміщені на різних відстанях від осі обертання.

14. Статична незрівноваженість виникає від того, що:

- а) центр мас, що обертаються, не лежить на осі обертання;
- б) маси, що обертаються, розміщені нерівномірно вздовж осі обертання;
- в) маси, що обертаються, не лежать на осі обертання;
- г) маси, що обертаються, розміщені на різних відстанях від осі обертання.

15. Умовою статичної зрівноваженості мас є:

- а) $\sum_{k=1}^n m_k \bar{r}_k = 0$;
- б) $\sum_{k=1}^n m_k r_k = 0$;
- в) $\sum_{k=1}^n m_k \bar{r}_k l_k = 0$;
- г) $\sum_{k=1}^n m_k r_k l_k = 0$.

16. Умовою динамічної зрівноваженості мас є:

- а) $\sum_{k=1}^n m_k \bar{r}_k = 0$;
- б) $\sum_{k=1}^n m_k r_k = 0$;
- в) $\sum_{k=1}^n m_k \bar{r}_k l_k = 0$;
- г) $\sum_{k=1}^n m_k r_k l_k = 0$.

17. Співвіднести питання з відповідями.

17.1. К.к.д. машини при послідовному з'єднанні механізмів визначається за формулою...;

17.2. К.к.д. машини при паралельному з'єднанні механізмів визначається за формулою...;

17.3. К.к.д. машини при змішаному з'єднанні механізмів визначається за формулою...

а)

$$\eta = \frac{A_{p1} \cdot \eta'_1 \cdot \eta''_1 \cdot \dots \cdot \eta''_1 + A_{p2} \cdot \eta'_2 \cdot \eta''_2 \cdot \dots \cdot \eta''_2 + \dots + A_{pn} \cdot \eta'_n \cdot \eta''_n \cdot \dots \cdot \eta''_n}{A_p};$$

$$б) \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n;$$

$$в) \eta = \frac{A_{p1} \cdot \eta_1 + A_{p2} \cdot \eta_2 + \dots + A_{pn} \cdot \eta_n}{A_p}.$$

18. Рівняння руху машини має вигляд:

$$а) A_p + A_{k.o.} + A_{mp} \pm A_{iu} = 0;$$

$$б) A_p - A_{k.o.} - A_{mp} \pm A_{iu} \pm A_g = 0;$$

$$в) A_p + A_o \pm A_{iu} \pm A_g = 0;$$

$$г) A_{u.o.} - A_p \pm A_{iu} \pm A_g = 0.$$

19. Найтривалішим у часі є період руху машини:

а) розбігу;

б) усталеного руху;

в) вибігу.

20. Періодичні коливання кутової швидкості головного вала виникають у:

а) металорізальних верстатах через нерівномірність припуску на обробку;

б) двигунах внутрішнього згорання;

в) поршневих насосах;

г) сільськогосподарських машинах через різну пухкість ґрунту.

21. Головне завдання теорії регулювання ходу машини полягає в тому, щоб:

а) позбутися коливань головного вала машини;

б) обмежити коливання кутової швидкості ведучого вала машини в заданих межах;

в) зменшити коливання кутової швидкості всіх валів машини;

г) позбутися коливань кутової швидкості веденого вала машини.

22. Періодичні коливання кутової швидкості головного вала машини регулюються за допомогою:

- а)* муфти;
- б)* регулятора швидкості;
- в)* маховика;
- г)* редуктора.

23. Неперіодичні коливання кутової швидкості головного вала машини регулюються за допомогою:

- а)* муфти;
- б)* регулятора швидкості;
- в)* маховика;
- г)* редуктора.

Додаток В

Латинський алфавіт

Aa	а	Nn	Ен
Bb	бе	Oo	о
Cc	це	Pp	пе
Dd	де	Qq	ку
Ee	е	Rr	ер
Ff	еф	Ss	ес
Gg	ге(же)	Tt	те
Hh	ха(аш)	Uu	у
Ii	і	Vv	ве
Jj	йот (жі)	Ww	дубль-ве
Kk	ка	Xx	ікс
Ll	ель	Yy	ігрек
Mm	ем	Zz	зет

Грецький алфавіт

Aα	альфа	Nν	ні (ню)
Bβ	бета	Ξξ	ксі
Γγ	гамма	Οο	омікрон
Δδ	дельта	Ππ	пі
Εε	епсилон	Ρρ	ро
Zζ	дзета	Σσ	сигма
Ηη	ета	Ττ	тау
Θθ	тета	Υυ	епсилон
Ιι	йотта	Φφ	фі
Κκ	каппа	Χχ	хі
Λλ	ламбда	Ψψ	псі
Μμ	мі (мю)	Ωω	омега

Навчальне видання

Курок Віра Панасівна

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА:
лабораторні й розрахунково-графічна роботи
(розділи «Структура, кінематика та динаміка механізмів»)

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Підп. до друку 13.07.2020.
Формат 60x84/16. Умов. друк. арк. 6,62. Тираж 300 пр. Зам. №3316
Облік.-вид. арк. 4,79. Папір офсетний. Гарнітура Таймс.
Видавництво Глухівського національного педагогічного
університету імені Олександра Довженка.
41400, м. Глухів, Сумська обл., вул. Києво-Московська, 24,
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи СМв №046 від 16 червня 2014 року

Видруковано у редакційно-видавничому відділі
Глухівського національного педагогічного університету
імені Олександра Довженка.
41400, м. Глухів, Сумська обл., вул. Києво-Московська, 24

**Міністерство освіти і науки України
Глухівський національний педагогічний університет
імені Олександра Довженка**

Віра Курок

**ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА:
лабораторні й розрахунково-графічна роботи
(розділи «Структура, кінематика та динаміка механізмів»)**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

**Глухів
2020**