

СХЕМОТЕХНІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН З ТРЬОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ ЗІ СТРУКТУРНИМИ ГРУПАМИ ІІІ КЛАСУ ІV ПОРЯДКУ

Розглянуто схемотехнічне моделювання аналітичним методом векторного перетворення координат механізму основов'язальної машини, що містить три ведучі ланки у вигляді кривошипів, одну приєднану до них структурну групу Ассура ІІІ класу ІV порядку та одну приєднану структурну групу Ассура другого класу другого порядку першого виду із застосуванням програми, створеної в середовищі математичного процесора MathCAD, виконане комп'ютерне моделювання вище означеного механізму з візуалізацією та анімацією його кінематичної схеми, отриманий графік функції положення робочої точки механізму.

Ключові слова: структурна група ІІІ класу, шарнірно-важільний механізм, основов'язальна машина.

B. V. ORLOVSKY, V. M. DVORZHAK, I. V. SAVCHENKO

Kyiv national university of technologies and design

SCHEMATIC AND TECHNICAL MODELLING OF WARP-KNITTING MACHINE MECHANISMS WITH THREE FREEDOM DEGREES AND STRUCTURE GROUPS OF III CLASS AND IV ORDER

Abstract – The purpose of this article is a circuit computer design of mechanism of warp knitting machines, which includes three cranks, one added structural group Assura the III class of the IV order and one added structural group Assura the III class of the IV order of I species.

The mechanisms of III class are used in warp knitting machines for the occasion of the machine elements that performs loop formation by complex laws of motion with stops during a cycle loop formation. In the article mathematical models are described for one computer design of such mechanisms in the CAD-program in accordance to the method of vector transformation of coordinates using vector equations and theory of matrices. Visualization and animation of kinematics chart of mechanism are created as a result, circuit design in the CAD-program.

The paper presents the calculation chart, calculation chart and the graph of the function position of the operating point of the element formation loop.

Simulation results can be used for cinematic study of mechanisms of the III class of the IV order.

Keywords: structural group of the III class, pivot-lever mechanism, warp knitting machine.

Вступ

Повсюдна комп'ютеризація та поява різних САД-програм визначає провідне становище аналітичних методів дослідження механізмів машин. Однією з таких програм, яка широко застосовується для розв'язку задач дослідження механізмів технологічних машин, є MathCAD фірми «РТС» [0, 0, 0, 0–0, 0–0].

Характерною відмінністю основов'язальних машин (ОВ-машин) є використання для приводу петлетвірних органів багатоланкових шарнірно-важільних механізмів. Відомо [0, 0], що для забезпечення складних законів руху петлетвірним органам з декількома зупинками та зворотними ходами упродовж циклу петлетворення структура деяких механізмів ОВ-машин може містити кілька ведучих ланок та груп Ассура високих класів. До таких механізмів можна віднести 12-ланковий механізм платин ОВ-машини «Кокетт», що містить три ведучі кривошипи та складається зі структурної групи третього класу четвертого порядку та приєднаної до неї структурної групи другого класу другого порядку першого виду за класифікацією Ассура [0, 0] (рис. 1).

Постановка задачі

Тому задачею дослідження є створення математичної моделі механізму 3 класу 4 порядку для приводу платин основов'язальної машини з метою вдосконалення та подальшого розвитку методу векторного перетворення координат для кінематичного аналізу подібних механізмів з використанням САД-програм.

Аналіз досліджень та публікацій

Як зазначено у роботі [0] для аналізу шарнірних механізмів розроблені графічні методи, які трудомісткі й дають кінцеві результати зі значною похибкою, а використання з цією метою САД-програм дозволяє швидше одержати точні результати. У роботі [0] вказується, що при кінематичному аналізі механізмів доцільніше використовувати САД-програми для розв'язку векторних рівнянь, що не мають графічного розв'язку; це дозволяє скоротити обсяг обчислень та одержати доволі компактну програму. У роботі [0] досліджується кінематика механізмів третього класу з шестиланковою чотириповідковою структурою. Зокрема зазначається, що для таких механізмів з оберतालними кінематичними парами існує 18 варіантів складання. Розв'язок основної задачі кінематичного аналізу для групи третього класу четвертого порядку, як зазначає автор, зводиться до визначення дійсних точок перетинання шатунних кривих двох чотириланковиків, отриманих з групи шляхом розмикання центральної кінематичної пари та зміни умовно-узагальнених координат механізму. Існуючі аналітичні методи визначення вказаних точок перетинання гоміодки і, як зазначає автор, доцільно користуватися наближеним ітеративним способом.

Тому у цій роботі для моделювання механізму використовується метод векторного перетворення

координат, з використанням якого було описано ряд механізмів технологічних машин легкої промисловості [0, 0-0], а також механізмів ОВ-машин 3 класу 3 порядку [0] та механізмів з двома ступенями вільності [0].

Формулювання цілей

Метою цієї роботи є створення математичної моделі вище означеного механізму зі структурною групою третього класу четвертого порядку та на її основі реалізувати схемотехнічне моделювання та комп'ютерну анімацію кінематичної схеми механізму з використанням програми MathCAD.

Результати та їх обговорення

При створенні математичної моделі досліджуваного механізму за методом векторного перетворення координат позначення всіх вихідних і розрахункових параметрів були прийняті, як у роботі [0].

Схемотехнічне моделювання механізму, що досліджується, виконуватимемо у правій декартовій системі координат з початком координат у точці P_1 (рис. 1). Вісь абсцис X спрямуємо уздовж осі головного вала праворуч, вісь ординат Y – перпендикулярно до осі головного вала вгору, вісь аплікату Z – перпендикулярно до осі головного вала на спостерігача. Таким чином, механізм розміщується в площині XP_1Y .

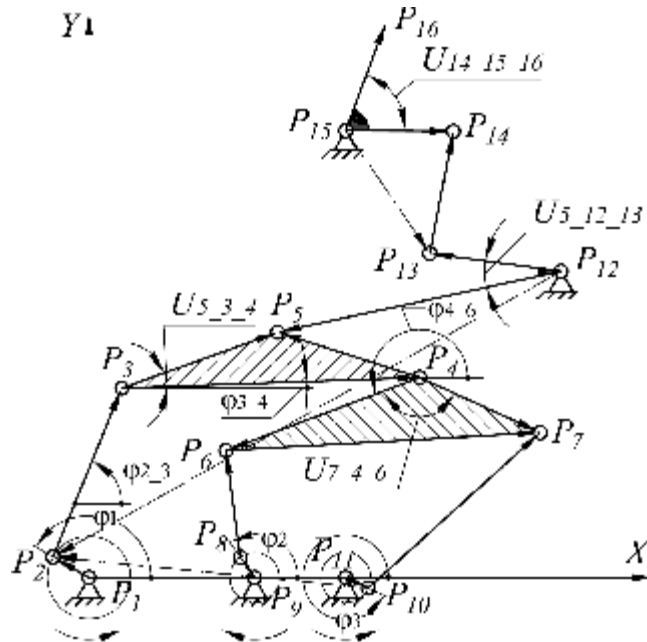


Рис. 1. Розрахункова схема механізму III класу IV порядку, що моделюється

Механізм, що досліджується, складається з трьох механізмів I класу I виду – кривошипів $P_{1,2}$, $P_{9,8}$ та $P_{11,10}$, які обертаються навколо осі Z . Кривошипи $P_{1,2}$ та $P_{11,10}$ обертаються проти годинникової стрілки, а кривошип $P_{9,8}$ – за годинниковою стрілкою. При чому кривошип $P_{9,8}$ виконує два оберти, а кривошип $P_{11,10}$ – три оберти за один оберт кривошипа $P_{1,2}$ [0, 0]. Початкові кути $\phi_{M1,0}$, $\phi_{M2,0}$ та $\phi_{M3,0}$ відповідних кривошипів $P_{1,2}$, $P_{9,8}$ та $P_{11,10}$ відраховуються від осі абсцис проти годинникової стрілки. У досліджуваному механізмі усі ланки утворюють обертальні кінематичні пари. Робоча точка механізму P_{16} (у механізмі платин ОВ-машини – це внутрішня точка на горловині платини) розміщується на відростку $P_{15,16}$ коромисла $P_{15,14}$.

Структурна формула механізму зображена на рис. 2.

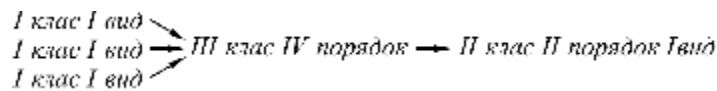


Рис. 2. Структурна формула механізму, що досліджується

При кінематичному аналізі механізму заданими є такі геометричні параметри як довжини усіх ланок, координати стояків, кути, які визначають положення відростків та плечей ланок, початкові кути кривошипів, а також такі кінематичні параметри, як напрямки обертання кривошипів, їхні кутові швидкості та прискорення.

Складаємо вектори-стовпчики координат стояків P_1 , P_6 , та P_7 (рис. 1):

$$P_1 := \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix}; \quad P_6 := \begin{pmatrix} X_9 \\ Y_9 \\ Z_9 \end{pmatrix}; \quad P_{11} := \begin{pmatrix} X_{11} \\ Y_{11} \\ Z_{11} \end{pmatrix}; \quad P_{12} := \begin{pmatrix} X_{12} \\ Y_{12} \\ Z_{12} \end{pmatrix}; \quad P_{15} := \begin{pmatrix} X_{15} \\ Y_{15} \\ Z_{15} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Визначаємо матрицю $T_Z(\alpha)$ 2D повороту вектора r навколо осі Z [0]:

$$T_Z(\alpha) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90 + \alpha) & 0 \\ \cos(90 - \alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Складаємо функцію ρ_Z 2D повороту вектора r навколо осі Z [0]:

$$\rho_Z(r, \alpha, \text{НоваДовжина}) := T_Z(\alpha) \cdot \begin{pmatrix} r_X \\ r_Y \\ r_Z \end{pmatrix} \cdot \frac{\text{НоваДовжина}}{|r|}, \quad (3)$$

де НоваДовжина – довжина вектора r після повороту його на кут α ; відношення $\frac{\text{НоваДовжина}}{|r|}$

визначає масштабний коефіцієнт, на який потрібно помножити модуль вектора r , щоб він змінився (збільшився чи зменшився) до значення НоваДовжина .

Вектор значень кута φ_1 повороту головного вала P_1 задаємо у вигляді ранжируваної змінної, яка у MathCAD є масивом, елементи якого певним чином залежать від їхнього порядкового номера:

$$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi_1 \cdot \varphi_{\max}, \quad (4)$$

де $\varphi_0 = 0$ – перше (початкове) значення кута φ_1 повороту головного вала;

φ_{\max} – кінцеве значення кута φ_1 ; $\varphi_{\max} := \varphi_0 + \text{Rot}_1 \cdot n \cdot 360^\circ$, де n – кількість обертів головного вала, для яких проводиться дослідження; Rot_1 – параметр, який визначає напрямок обертання кривошипа P_{1_2} ; $\text{Rot}_1 = +1$ (знак «+» означає поворот проти годинникової стрілки, знак «-» – за годинниковою стрілкою).

$\Delta\varphi_1$ – крок значень кута φ_1 ; $\Delta\varphi_1 := \frac{\varphi_{\max} - \varphi_0}{N_{\text{положень}}}$, де $N_{\text{положень}}$ – кількість положень механізму.

Задаємо миттєві кути $\varphi_{M1}(\varphi_1)$, $\varphi_{M2}(\varphi_1)$ та $\varphi_{M3}(\varphi_1)$ повороту відповідних кривошипів P_{1_2} , P_{9_8} та P_{11_10} :

$$\varphi_{M1}(\varphi_1) := \varphi_1 + \varphi_{M1_0}. \quad (5)$$

$$\varphi_{M2}(\varphi_1) := \varphi_{M1}(\varphi_1 - \varphi_{M1_0}) \cdot \frac{\text{Rot}_2}{u_{2_1}} + \varphi_{M2_0}. \quad (6)$$

де Rot_2 – параметр, який визначає напрямок обертання кривошипа P_{9_8} ; $\text{Rot}_2 = -1$;
 u_{2_1} – передаточне число між валами P_1 та P_9 .

$$\varphi_{M3}(\varphi_1) := \varphi_{M1}(\varphi_1 - \varphi_{M1_0}) \cdot \frac{\text{Rot}_3}{u_{3_1}} + \varphi_{M3_0}. \quad (7)$$

де Rot_3 – параметр, який визначає напрямок обертання кривошипа P_{11_10} ; $\text{Rot}_3 = +1$;

u_{3_1} – передаточне число між валами P_1 та P_{11} .

Вектори-ланки та вектори-точки трьох механізмів I класу I виду визначаємо з урахуванням функції повороту вектора (3).

Слід зазначити, що оскільки повороти кривошипів P_{9_8} та P_{11_10} залежать від кута повороту кривошипа P_{1_2} , як випливає з виразів (6) та (7), то вектори-ланки та вектори-точки механізму, що досліджується, визначатимуться у функції тільки одного кута φ_1 .

Вектор функції положення кривошипа P_{1_2} :

$$P_{1_2}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{M1}(\varphi_1), L_{1_2}), \quad (8)$$

де e_X – орт осі координат X [0].

Вектор функції положення кривошипа P_{9_8} :

$$P_{9_8}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{M2}(\varphi_1), L_{9_8}). \quad (9)$$

Вектор функції положення кривошипа P_{11_10} :

$$P_{11_10}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{M3}(\varphi_1), L_{11_10}). \quad (10)$$

Визначаємо координати рухомих точок P_2 , P_8 та P_{10} , які належать відповідним кривошипам P_{1_2} , P_{9_8} та P_{11_10} :

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1_2}(\varphi_1). \quad (11)$$

$$P_8(\varphi_1) := P_9 + P_{9_8}(\varphi_1). \quad (12)$$

$$P_{10}(\varphi_1) := P_{11} + P_{11_10}(\varphi_1). \quad (13)$$

Умовно зупиняємо кривошипи P_{1_2} , P_{9_8} та P_{11_10} та розглядаємо три замкнуті векторні контури згідно з рис. 1: 1) 2-3-4-6-8-2; 2) 2-3-4-7-10-2; 3) 2-3-5-12-2, для яких складаємо відповідні векторні рівняння замкнутості контурів:

$$P_{8_2}(\varphi_1) + P_{2_3}(\varphi_1) + P_{3_4}(\varphi_1) + P_{4_6}(\varphi_1) = P_{6_8}(\varphi_1), \quad (14)$$

$$P_{10_2}(\varphi_1) + P_{2_3}(\varphi_1) + P_{3_4}(\varphi_1) + P_{4_7}(\varphi_1) = P_{7_10}(\varphi_1), \quad (15)$$

$$P_{12_2}(\varphi_1) + P_{2_3}(\varphi_1) + P_{3_5}(\varphi_1) = P_{5_12}(\varphi_1), \quad (16)$$

де $P_{8_2}(\varphi_1)$, $P_{10_2}(\varphi_1)$ та $P_{12_2}(\varphi_1)$ – вектори змінної довжини, які визначаються з відповідних виразів (17), (18) та (19):

$$P_{8_2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_8(\varphi_1), \quad (17)$$

$$P_{10_2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_{10}(\varphi_1), \quad (18)$$

$$P_{12_2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_{12}. \quad (19)$$

Для визначення кутів φ_{2_3} , φ_{3_4} та φ_{4_6} спроекуємо векторні рівняння (14), (15) та (16) на осі координат X та Y та дістанемо:

$$P_{8_2}(\varphi_1)_X + L_{2_3} \cdot \cos(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \cos(\varphi_{3_4}) + L_{4_6} \cdot \cos(\varphi_{4_6}) = L_{6_8} \cdot \cos(\varphi_{6_8}), \quad (20)$$

$$P_{8_2}(\varphi_1)_Y + L_{2_3} \cdot \sin(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{3_4}) + L_{4_6} \cdot \sin(\varphi_{4_6}) = L_{6_8} \cdot \sin(\varphi_{6_8}), \quad (21)$$

$$P_{10_2}(\varphi_1)_X + L_{2_3} \cdot \cos(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \cos(\varphi_{3_4}) + L_{4_7} \cdot \cos(\varphi_{4_6} + U_{7_4_6}) = L_{7_10} \cdot \cos(\varphi_{7_10}), \quad (22)$$

$$P_{10_2}(\varphi_1)_Y + L_{2_3} \cdot \sin(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{3_4}) + L_{4_7} \cdot \sin(\varphi_{4_6} + U_{7_4_6}) = L_{7_10} \cdot \sin(\varphi_{7_10}), \quad (23)$$

$$P_{12_2}(\varphi_1)_X + L_{2_3} \cdot \cos(\varphi_{2_3}) + L_{3_5} \cdot \cos(\varphi_{3_4} + U_{5_3_4}) = L_{5_12} \cdot \cos(\varphi_{5_12}), \quad (24)$$

$$P_{12_2}(\varphi_1)_Y + L_{2_3} \cdot \sin(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{3_4} + U_{5_3_4}) = L_{5_12} \cdot \sin(\varphi_{5_12}). \quad (25)$$

Для того, щоб зменшити кількість невідомих, позбавимося від кутів φ_{6_8} , φ_{7_10} та φ_{5_12} , піднісши ліві та праві частини відповідних виразів (20), (21) і (22) та (23), (24) і (25) до квадрата, а потім додавши їх.

Розв'язок отриманих рівнянь в MathCAD здійснюється обчислювальним блоком *Given-Find*. Семантика MathCAD вимагає заздалегідь прийняти початкові значення кутів φ_{2_3} , φ_{3_4} та φ_{4_6} . Шляхом перебору значень вказаних кутів від $0^\circ \leq \varphi_{i,j} \leq 360^\circ$ та подальшою перевіркою відповідності варіанту складання групи III класу IV порядку за допомогою візуалізації його кінематичної схеми в MathCAD (рис. 3) встановлені початкові значення вказаних кутів: $\varphi_{2_3} := 90^\circ$, $\varphi_{3_4} := 0^\circ$ та $\varphi_{4_6} := 180^\circ$. Після цього записується обчислювальний блок *Given-Find*:

Given

$$\left(P_{8_2}(\varphi_1)_X + L_{2_3} \cdot \cos(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \cos(\varphi_{3_4}) + L_{4_6} \cdot \cos(\varphi_{4_6}) \right)^2 + \left(P_{8_2}(\varphi_1)_Y + L_{2_3} \cdot \sin(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{3_4}) + L_{4_6} \cdot \sin(\varphi_{4_6}) \right)^2 = L_{6_8}^2, \quad (26)$$

$$\left(P_{10_2}(\varphi_1)_X + L_{2_3} \cdot \cos(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \cos(\varphi_{3_4}) + L_{4_7} \cdot \cos(\varphi_{4_6} + U_{7_4_6}) \right)^2 + \left(P_{10_2}(\varphi_1)_Y + L_{2_3} \cdot \sin(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{3_4}) + L_{4_7} \cdot \sin(\varphi_{4_6} + U_{7_4_6}) \right)^2 = L_{7_10}^2, \quad (27)$$

$$\left(P_{12_2}(\varphi_1)_X + L_{2_3} \cdot \cos(\varphi_{2_3}) + L_{3_5} \cdot \cos(\varphi_{3_4} + U_{5_3_4}) \right)^2 + \left(P_{12_2}(\varphi_1)_Y + L_{2_3} \cdot \sin(\varphi_{2_3}) + L_{3_4} \cdot \sin(\varphi_{3_4} + U_{5_3_4}) \right)^2 = L_{5_12}^2, \quad (28)$$

$$\begin{pmatrix} \varphi_{2_3}(\varphi_1) \\ \varphi_{3_4}(\varphi_1) \\ \varphi_{4_6}(\varphi_1) \end{pmatrix} := \text{Find}(\varphi_{2_3}, \varphi_{3_4}, \varphi_{4_6}). \quad (29)$$

Слід зазначити, що обчислення проводяться при значеннях убудованих змінних, які в MathCAD відповідають за точність розрахунку, а саме: TOL = 0,001; CTOL = 0,001.

Після обчислення кутів φ_{2_3} , φ_{3_4} та φ_{4_6} , які повністю визначають положення усіх ланок чотириповідкової групи, переходимо до моделювання всього механізму.

Вектор функцію положення шатуна P_{2_3} визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та функції кута повороту шатуна $\varphi_{2_3}(\varphi_1)$, визначеного за виразом (29) обчислювального блоку:

$$P_{2_3}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{2_3}(\varphi_1), L_{2_3}). \quad (30)$$

Визначаємо функцію положення кінематичної пари P_3 як суму вектора-точки P_2 та вектора-ланки шатуна P_{2_3} :

$$P_3(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) + P_{2_3}(\varphi_1). \quad (31)$$

Вектор функцію положення вектора-ланки P_{3_4} елемента базисної ланки визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та функції кута повороту $\varphi_{2_3}(\varphi_1)$:

$$P_{3_4}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{3_4}(\varphi_1), L_{3_4}). \quad (32)$$

Функцію положення кінематичної пари P_4 визначаємо як суму вектора-точки P_3 та вектора-ланки P_{3_4} елемента базисної ланки:

$$P_4(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + P_{3_4}(\varphi_1). \quad (33)$$

Вектор функцію положення вектора-ланки P_{3_5} елемента базисної ланки визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та кута $U_{5_3_4}$ між елементами 3-4 та 3-5 базисної ланки зі спільною вершиною у точці 3:

$$P_{3_5}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{3_4}(\varphi_1), U_{5_3_4}, L_{3_5}). \quad (34)$$

Функцію положення кінематичної пари P_5 визначаємо як суму вектора-точки P_3 та вектора-ланки P_{3_5} елемента базисної ланки:

$$P_5(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) + P_{3_5}(\varphi_1). \quad (35)$$

Вектор функцію положення вектора-ланки P_{4_6} елемента базисної ланки визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та функції кута повороту $\varphi_{4_6}(\varphi_1)$, обчисленого за виразом (29) обчислювального блоку:

$$P_{4_6}(\varphi_1) := \rho_Z(e_X, \varphi_{4_6}(\varphi_1), L_{4_6}). \quad (36)$$

Функцію положення кінематичної пари P_6 визначаємо як суму вектора-точки P_4 та вектора-ланки P_{4_6} елемента базисної ланки:

$$P_6(\varphi_1) := P_4(\varphi_1) + P_{4_6}(\varphi_1). \quad (37)$$

Вектор функцію положення вектора-ланки P_{4_7} елемента базисної ланки визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та кута $U_{7_4_6}$ між елементами 4-6 та 4-7 базисної ланки зі спільною вершиною у точці 4:

$$P_{4_7}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{4_6}(\varphi_1), U_{7_4_6}, L_{4_7}). \quad (38)$$

Функцію положення кінематичної пари P_7 визначаємо як суму вектора-точки P_4 та вектора-ланки P_{4_7} елемента базисної ланки:

$$P_7(\varphi_1) := P_4(\varphi_1) + P_{4_7}(\varphi_1). \quad (39)$$

Переходимо до моделювання приєднаної до структурної групи 3 класу 4 порядку структурної групи 2 класу 1 виду. Спочатку визначаємо вектор функцію положення вектора-ланки P_{12_5} повідка групи 3 класу 4 порядку як різницю векторів-точок P_5 та P_{12} :

$$P_{12_5}(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) - P_{12}. \quad (40)$$

Оскільки поводок P_{12_5} виконаний двоплечим, то визначаємо функцію положення вектора-ланки P_{12_13} його другого плеча з використанням функції повороту вектора (3) та кута $U_{5_12_3}$ між плечима 12-5 та 12-13 зі спільною вершиною у точці 12 (тут слід зазначити, що значення кута $U_{5_12_3}$ є від'ємним, оскільки менший кут між векторами 12-5 та 12-13 відлічується за годинниковою стрілкою):

$$P_{12_13}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{12_5}(\varphi_1), U_{5_12_3}, L_{12_13}). \quad (41)$$

Функцію положення кінематичної пари P_{13} визначаємо як суму вектора-точки P_{12} та вектора-ланки P_{12_13} :

$$P_{13}(\varphi_1) := P_{12} + P_{12_13}(\varphi_1). \quad (42)$$

Згідно з методом векторного перетворення координат далі визначається функція положення вектора змінної довжини P_{15_13} як різниця векторів-точок P_{13} та P_{15} :

$$P_{15_13}(\varphi_1) := P_{13}(\varphi_1) - P_{15}. \quad (43)$$

Визначаємо змінний кут $U_{13_15_14}$ між векторами P_{15_13} та P_{15_14} за функцією користувача згідно з [0]:

$$U_{13_14_15}(\varphi_1) := T \cos(P_{15_13}(\varphi_1), L_{14_15}, L_{13_14}). \quad (44)$$

Вектор функцію положення вектора-ланки P_{15_14} коромисла з тримачем платин визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та кута $U_{13_14_15}$, визначеного за виразом (44):

$$P_{15_14}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{15_13}(\varphi_1), -W_{13_14_15} \cdot U_{13_14_15}, L_{14_15}), \quad (45)$$

де $W_{13_14_15}$ – параметр варіанту складання діади 13-14-15; для діади, що розглядається $W_{13_14_15} = -1$.

Функцію положення кінематичної пари P_{14} визначаємо як суму вектора-точки P_{15} та вектора-ланки P_{15_14} елемента базисної ланки:

$$P_{14}(\varphi_1) := P_{15} + P_{15_14}(\varphi_1). \quad (46)$$

Вектор функцію положення вектора-ланки P_{15_16} тримача платин визначаємо з використанням функції повороту вектора (3) та кута $U_{14_15_16}$ між плечима коромисла 14-15 та 15-16 зі спільною вершиною у точці 15:

$$P_{15_16}(\varphi_1) := \rho_Z(P_{15_14}(\varphi_1), U_{14_15_16}, L_{15_16}). \quad (47)$$

Функцію положення робочої точки платини P_{16} визначаємо як суму вектора-точки P_{15} та вектора-ланки P_{15_16} :

$$P_{16}(\varphi_1) := P_{15} + P_{15_16}(\varphi_1). \quad (48)$$

Виконаємо перехід від коливального руху важеля P_{15_16} до робочої точки P_{16} за залежністю $S = R \cdot \psi$ [0], де R – відстань від робочої точки до осі коливання; ψ – кут повороту важеля.

Згідно з [0] визначимо кут коливання відростка 7-8, використовуючи вбудовану в *MathCAD* функцію $\text{atan2}(x,y)$:

$$\Psi_{15-16}(\varphi_1) := \text{atan2}(P_{15-16}(\varphi_1)_Y, P_{15-16}(\varphi_1)_Z) \cdot \text{deg}^{-1}, \quad (49)$$

Переміщення робочої точки платини визначиться з наступного виразу:

$$S_{16}(\varphi_1) := \left[|P_{15-16}(\varphi_1)| \cdot \Psi_{15-16}(\varphi_1) - |P_{15-16}(\varphi_0)| \cdot \Psi_{15-16}(\varphi_0) \right] \cdot \text{deg}. \quad (50)$$

Геометричні параметри механізму, за якими проводилися дослідження, були визначені згідно з кінематичною схемою, представленою в [0, с. 285, рис. 18.2, а], та від масштабовані до реальних розмірів механізму:

$P_{1X} = 0$ мм; $P_{1Y} = 0$ мм; $P_{1Z} = 0$ мм; $P_{9X} = 100$ мм; $P_{9Y} = 0$ мм; $P_{9Z} = 0$ мм; $P_{11X} = 155$ мм; $P_{11Y} = 0$ мм; $P_{11Z} = 0$ мм; $P_{12X} = 285$ мм; $P_{12Y} = 185$ мм; $P_{12Z} = 0$ мм; $P_{15X} = 155$ мм; $P_{15Y} = 270$ мм; $P_{15Z} = 0$ мм; $L_{1_2} = 25$ мм; $L_{2_3} = 110$ мм; $L_{3_4} = 180$ мм; $L_{3_5} = 100$ мм; $L_{4_5} = 90$ мм; $L_{4_6} = 125$ мм; $L_{4_7} = 80$ мм; $L_{6_7} = 190$ мм; $L_{6_8} = 65$ мм; $L_{7_10} = 140$ мм; $L_{8_9} = 15$ мм; $L_{10_11} = 15$ мм; $L_{5_12} = 175$ мм; $L_{12_13} = 80$ мм; $L_{13_14} = 75$ мм; $L_{14_15} = 65$ мм; $L_{15_16} = 70$ мм; $U_{5_12_13} = -20^\circ$; $U_{14_15_16} = 70^\circ$.

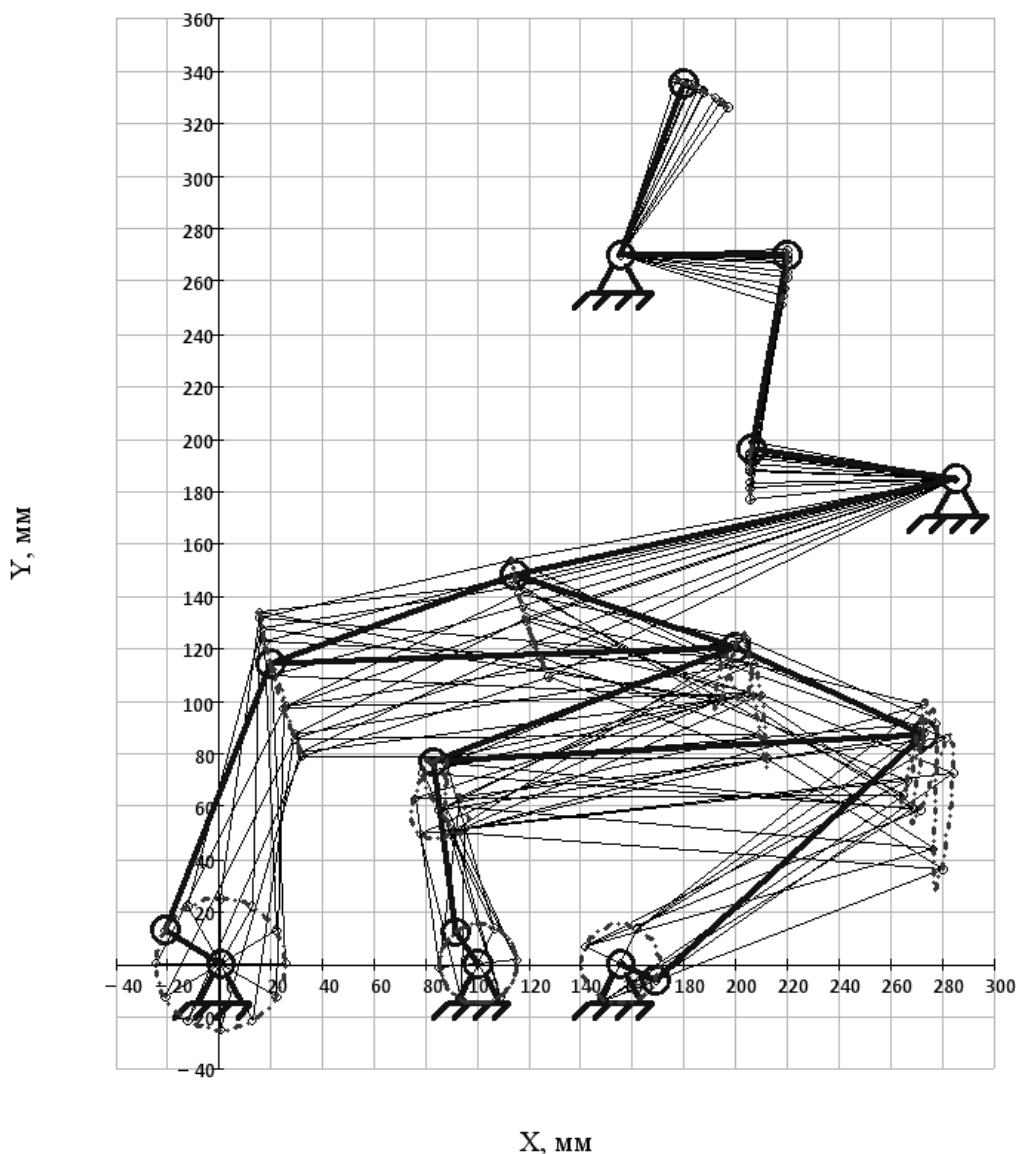


Рис. 3. Графік візуалізації в *MathCAD* кінематичної схеми механізму, що досліджується із зображеними на ньому 12 положеннями та траєкторіями рухомих точок (анімація представлена в [0])

Згідно з виразом (50) побудований графік функції положення робочої точки платини механізму основов'язальної машини (рис. 4).

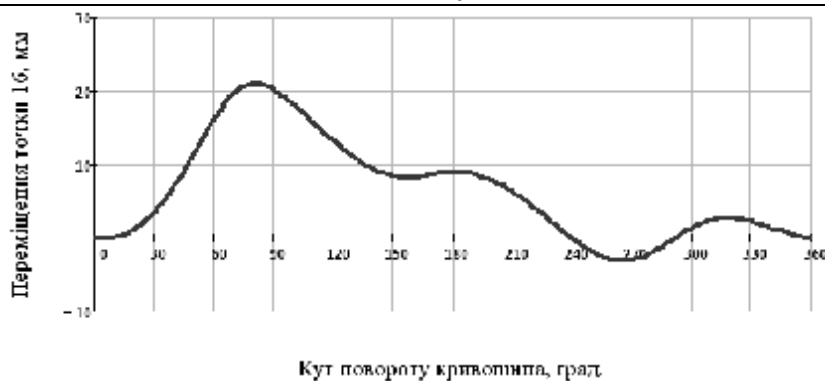


Рис. 4. Графік переміщення робочої точки механізму III класу 4 порядку

Слід зазначити, що варіюванням початкових кутів встановлення трьох кривошипів можна отримати потрібний закон переміщення робочої точки P_{16} згідно з циклограмою роботи машини; на рис. 4 зображений лише один з можливих законів переміщення вказаної точки при прийнятих початкових кутах встановлення кривошипів, узятих з [0].

Використовуючи математичні моделі (1)...(48), виконана анімація механізму платин 3 класу 4 порядку за цикл петлетворення, відеоролик якої розміщений в [0].

Висновки

Отримані математичні вирази дозволяють виконати моделювання кінематичної схеми шарнірно-важільного механізму III класу IV порядку для приводу робочого органу петлетворення основ'язальної машини за цикл петлетворення та дослідити взаємне переміщення робочих органів петлетворення основ'язальної машини із застосуванням прикладної комп'ютерної програми, створеної в середовищі математичного процесора *MathCAD*. Результати розрахунку впроваджені в навчальну дисципліну «Схемотехнічне проектування машин» за напрямом підготовки бакалаврів 6.050502 «Інженерна механіка» на кафедрі машин легкої промисловості Київського національного університету технологій та дизайну.

Література

1. Дворжак В. Механізм 3 класу 4 порядку [Електронний ресурс]. – 16 лютого 2013. – режим доступу : <http://www.youtube.com/watch?v=xRG6-jK-dlQ>.
2. Гарбарук В.Н. Проектирование трикоотажных машин : [учебник для студ. вузов, обучающихся по спец. «Машины и аппараты текстильной промышленности»] / Гарбарук В.Н. – М. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние 1980. – 472 с.
3. Дворжак В.М. Схемотехнічне моделювання механізмів основ'язальних машин зі структурними групами III класу [Електронний ресурс] / В.М. Дворжак, Б.В. Орловський // Технології та дизайн. – 2012. – № 4. – Режим доступу : http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2012_4/index.html.
4. Евграфов А.Н. Компьютерная анимация кинематических схем в программах Excel и MathCAD [Електронний ресурс] / А.Н. Евграфов, Г.Н. Петров // Теория механизмов и машин. – 2008. – № 1. Т. 6. – С. 71–80. – Режим доступу : <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
5. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин / Левитский Н.И. – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 576 с.
6. Майданюк Т.А. Схемотехнічне моделювання механізму голок основ'язальної машини [Електронний ресурс] / Т.А. Майданюк, Б.В. Орловський, В.М. Дворжак // Технології та дизайн. – 2012. – № 2. – Режим доступу : http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2012_2/index.html.
7. Макаров Е.Г. Инженерные расчеты в MathCAD : [учебный курс] / Е. Г. Макаров – СПб : Питер, 2005. – 448 с. – ISBN 5-94723-530-7.
8. Мацюк И.Н. Кинематический анализ плоских рычажных механизмов высоких классов в программе MathCAD [Електронний ресурс] / И. Н. Мацюк, В. М. Третьяков, Э. М. Шляхов // Теория механизмов и машин. – 2012. – № 1. – Т. 10. – С. 65–70. – Режим доступу : <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
9. Мацюк И.Н. Решение векторных уравнений кинематики механизмов с помощью программы MathCAD [Електронний ресурс] / И.Н. Мацюк, К.А. Зиборов, Э.М. Шляхов // Теория механизмов и машин. – 2008. – № 1. – Т. 6. – С. 64–70. – Режим доступу : <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
10. Митрев Р.П. Компьютерный кинематический анализ шестизвенного механизма для привода рабочих органов строительных и дорожных машин [Електронний ресурс] / Р.П. Митрев // Теория механизмов и машин. – 2008. – № 1. – Т. 6. – С. 81–88. – Режим доступу : <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
11. Мойсеенко Ф.А. Проектирование в'язальных машин : [підручник для вузів] / Ф.А. Мойсеенко – Х. : Основа, 1994. – 336 с. – ISBN 5-7768-0411-6.
12. Орловський Б.В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини. Повідомлення 1 [Електронний ресурс] / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. – 2011. – № 1. – Режим доступу : http://www.nbuv.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-

1.html.

13. Орловський Б.В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягувача швейної машини. Повідомлення 2 [Електронний ресурс] / Б.В. Орловський, В.М. Дворжак, Є.С. Радченко // Технології та дизайн. – 2012. – № 1. – Режим доступу : http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2012_1/2012-1.html.

14. Орловський Б.В. Схемотехнічне моделювання 3D-механізму вушкових голок міні-основов'язальної машини / Б.В. Орловський, В.М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2012. – № 3. – С. 86–93.

15. Орловський Б.В. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем механізмів з двома ступенями вільності основов'язальних машин / Б.В. Орловський, В.М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2010. – № 1. – С. 33–42.

16. Осипова О.И. Кинематический анализ и синтез механизмов с шестизвенной четырехповодковой структурной группой и выстоями выходных звеньев : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.18 «Теория механизмов и машин» / О.И. Осипова. – Омск, 2012. – 26 с.

References

- Vladymyr Dvorzhak. (2013) Mekhanyzm 3 klasa 4 poryadka. 16 lyutoho (<http://www.youtube.com/watch?v=xRG6-jK-dlQ>).
- Harbaruk V. N. Proektyrovanye trykotazhnykh mashyn: [uchebnyk dlya studentov vuzov, obuchayushchysya po spetsyal'nosti «Mashyny u apparaty tekstyl'noy promyshlennosti»] / V. N. Harbaruk – M. : Mashynostroeniye, Lenynhr. otd-nye 1980. – 472 s.
- Dvorzhak V. M. Skhemotekhnichne modelyuvannya mekhanizmiv osnovov'yazalnykh mashyn zi strukturnymy hrupamy III klasu. [elektronnyy resurs] / V. M. Dvorzhak, B. V. Orlovskyy, V. M. Petriv, M. H. Zalyubovskyy // Tekhnolohiyi ta dyzayn. – 2012. 4. – Rezhym dostupu do zhurn.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2012_4/index.html.
- Evhrafov A. N. Komp'yuternaya anymatsyya kynematycheskykh skhem v prohrammakh Excel y MathCAD. [elektronnyy resurs] / A. N. Evhrafov, H. N. Petrov // Teoryya mekhanizmov y mashyn. – 2008. – 1. Tom 6. – S. 71-80. – Rezhym dostupu do zhurn.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
- Levytskyy N. Y. Teoryya mekhanizmov y mashyn / N. Y. Levytskyy – M. : Nauka, Hlavnaya redaktsyya fizyko-matematicheskoy lyteratury, 1979. – 576 s.
- Maydanyuk T. A. Skhemotekhnichne modelyuvannya mekhanizmu holok osnovov'yazalnoy mashyny. [elektronnyy resurs] / T. A. Maydanyuk, B. V. Orlovskyy, V. M. Dvorzhak // Tekhnolohiyi ta dyzayn. – 2012. – 2. – Rezhym dostupu do zhurn.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2012_2/index.html.
- Makarov E. H. Ynzhenerye raschetly v MathCAD. Uchebnyy kurs. / E. H. Makarov – SPb. : Pyter, 2005. – 448 s. – ISBN 5-94723-530-7.
- Matsyuk Y. N. Kynematycheskyy analiz ploskykh rychazhnykh mekhanizmov vysokyykh klassov v prohramme MathCAD. [elektronnyy resurs] / Y. N. Matsyuk, V. M. Tret'yakov, Э. М. Shlyakhov // Teoryya mekhanizmov y mashyn. – 2012. – 1. Tom 10. – S. 65-70. – Rezhym dostupu do zhurn.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
- Matsyuk Y. N. Reshenye vektornykh uravnenyy kynematyky mekhanizmov s pomoshchyu prohrammy MathCAD. [elektronnyy resurs] / Y. N. Matsyuk, K. A. Zyborov, Э. М. Shlyakhov // Teoryya mekhanizmov y mashyn. – 2008. – 1. Tom 6. – S. 64-70. – Rezhym dostupu do zhurn.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
- Mytrev R. P. Komp'yuternyy kynematycheskyy analiz shestyzvennoho mekhanizma dlya pryvoda rabochykh orhanov stroytelnkh y dorozhnykh mashyn. [elektronnyy resurs] / R. P. Mytrev // Teoryya mekhanizmov y mashyn. – 2008. – 1. Tom 6. – S. 81-88. – Rezhym dostupu do zhurn.: <http://tmm.spbstu.ru/journal.html>.
- Moiseyenko F. A. Proektuvannya vyazal'nykh mashyn : [pidruchnyk dlya vuziv] / F. A. Moiseyenko – Kh. : Osnova, 1994. – 336 s. – ISBN 5-7768-0411-6.
- Orlovskyy B. V. Metrychnyy syntez obrnenoho kulisnoho mekhanizmu nytkopryyahuvacha shveynoy mashyny. Povidomlennya 1 [elektronnyy resurs] / B. V. Orlovskyy, V. M. Dvorzhak, Ye. S. Radchenko // Tekhnolohiyi ta dyzayn. – 2011. – 1. – Rezhym dostupu do zhurn. : http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-1.html.
- Orlovskyy B. V. Metrychnyy syntez obrnenoho kulisnoho mekhanizmu nytkopryyahuvacha shveynoy mashyny. Povidomlennya 2 [elektronnyy resurs] / B. V. Orlovskyy, V. M. Dvorzhak, Ye. S. Radchenko // Tekhnolohiyi ta dyzayn. – 2012. – 1. – Rezhym dostupu do zhurn.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2012_1/2012-1.html.
- Orlovskyy B. V. Skhemotekhnichne modelyuvannya 3D-mekhanizmu vushkovykh holok mini-osnovov'yazalnoy mashyny / B. V. Orlovskyy, V. M. Dvorzhak // Visnyk Kyyivs'koho natsional'noho universytetu tekhnolohiy ta dyzaynu. – 2012. – 3. – S. 86-93.
- Orlovskyy B. V. Skhemotekhnichne modelyuvannya kinematychnykh skhem mekhanizmiv z dvoma stupenyamy vilnosti osnovov'yazalnykh mashyn / B. V. Orlovskyy, V. M. Dvorzhak // Visnyk Kyyivs'koho natsional'noho universytetu tekhnolohiy ta dyzaynu. – 2010. – 1. – S. 33-42.
- Osyrova O. Y. Kynematycheskyy analiz y syntez mekhanizmov s shestyzvennoy chetyrekhpovodkovoy strukturnoy hrupпой y vystayamy vykhodnykh zvenev : avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk : spets. 05.02.18 «Teoryya mekhanizmov y mashyn» / O. Y. Osyrova. – Омск, 2012. – 26 s.

Рецензія/Peer review : 19.3.2013 р. Надрукована/Printed : 21.4.2013 р.

Рецензент: д.т.н., проф. кафедри матеріалознавства та технології переробки текстильних волокон, Київський національний університет технологій та дизайну, Защепкіна Н. М.