

УДК 687.053.64,
687.053.668

ДВОРЖАК В. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТИПОВИХ КУЛІСНИХ МЕХАНІЗМІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Мета. Вдосконалення методів проектування цільових механізмів технологічних машин легкої промисловості із застосуванням прикладних CAD-програм.

Методика. Використані аналітичний метод векторного перетворення координат для розрахунку типових механізмів технологічних машин та чисельний метод розв'язку диференціальних рівнянь.

Результати. Отримані математичні моделі, що описують функції положення рухомих ланок та характерних точок багатоланкового кулісного механізму ниткопритягача для швейної машини та динаміку його роботи. Виконано схемотехнічне моделювання механізму в програмі Mathcad. Побудовані графіки залежності кутових швидкості та прискорення від часу та від кута повороту ведучого кривошипа механізму.

Наукова новизна. Запропонований алгоритм чисельно-аналітичного дослідження динаміки роботи плоского шестиланкового шарнірно-важільного механізму ниткопритягача швейної машини на основі чисельного розв'язку диференціального рівняння руху механізму та проведено комп'ютерне моделювання механізму в програмі Mathcad.

Практична значимість роботи полягає у використанні одержаних результатів при динамічному дослідженні цільових механізмів швейних машин.

Ключові слова: динаміка механізмів, кулісний механізм ниткопритягача, швейна машина.

Вступ. Системний підхід при проектуванні об'єктів різного ступеня складності механіко-технологічної системи реалізується в автоматизованому режимі і базується на математичному моделюванні процесів функціонування як окремих складових елементів, так і всієї системи в цілому. Застосування математичних моделей дозволяє в певній мірі відмовитися від виготовлення макетів і дослідних зразків, а також істотно скоротити обсяг робіт з доведення виробу і його натурних випробувань [1]. Функціональні математичні моделі посідають центральне місце в новій інформаційній технології проектування функціонально-досконалих механізмів машин легкої промисловості [2].

Ця робота є продовженням досліджень оберненого шестиланкового кулісного механізму ниткопритягача швейної машин, метричний синтез якого розглядався в роботах [3, 4, 5]. Обов'язковим компонентом математичної моделі при дослідженні динаміки є аналітичні вирази основних кінематичних характеристик механізму. Тому метою цієї роботи є розробка математичної моделі динаміки багатоланкового кулісного механізму ниткопритягача швейної машини, а також визначення законів руху механізму в узагальнених координатах та розв'язку частинних задач при різних початкових умовах.

Інструментом для дослідження кінематики та динаміки плоских механізмів може бути аналітичний метод векторного перетворення координат, на базі якого виконується приведення диференціального рівняння руху механізму до системи диференціальних рівнянь з початковими умовами та чисельним розв'язком задачі Коші методом Рунге-Кутти [3] з використанням прикладних комп'ютерних програм.

Постановка завдання. Завданням цього дослідження є створення математичних

моделей, які описують динаміку роботи плоского шестиланкового кулісного механізму ниткопритягача швейної машини, на основі векторних рівнянь кінематики та диференціальних рівнянь динаміки методом Рунге-Кутти; створення програмного коду на основі вказаних математичних залежностей; проведення схемотехнічного моделювання механізму з побудовою графіків візуалізації та анімації в прикладній програмі Mathcad.

Результати дослідження. Дослідження механізму проводиться в правій декартовій системі координат (далі ПСК) з початком в точці P_1 (рис. 1); механізм розташовується у вертикальній площині XOY . Структуру механізму приймемо отриману в роботі [4, 5]. Механізм представимо в довільному положенні з прикладеними до його ланок силами ваги G_i ($i=1,2..5$), у відповідних точках центрів мас ланок S_i ($i=1,2..5$), прикладеним до ведучої ланки рушійним моментом M_1 та прикладеними активними силами: F_1 – корисного опору, що діє на голку в точці P_3 , та F_2 – корисного опору, що діє на ниткопритягач в точці P_7 . Механізм за класифікацією Ассура [7] є механізмом 2-го класу з однією ведучою ланкою у вигляді механізму 1-го класу 1-го виду. Таким чином, механізм розглядається як механічна система з одним ступенем вільності з узагальненою координатою – кутом повороту ведучого кривошипа $q_1 = \varphi_1$.

Кінематичний розрахунок механізму проводиться векторним методом перетворення координат [3, 4], у результаті якого отримуються математичні моделі, що описують функції положення та передаточні функції рухомих ланок та характерних точок механізму.

Динамічний розрахунок проводиться за такою послідовністю [6]: складання виразів для визначення приведенного моменту інерції J_Σ та узагальненої сили Q_1 механізму; складання та чисельний розв'язок диференціального рівняння руху механізму методом Рунге-Кутти; представлення результатів у вигляді схемотехнічного моделювання та візуалізації кінематичної схеми механізму в Mathcad, графіків закону руху кривошипа $\varphi_1(t)$, його кутових швидкості $\omega_1(t)$ та прискорення $\varepsilon_1(t)$.

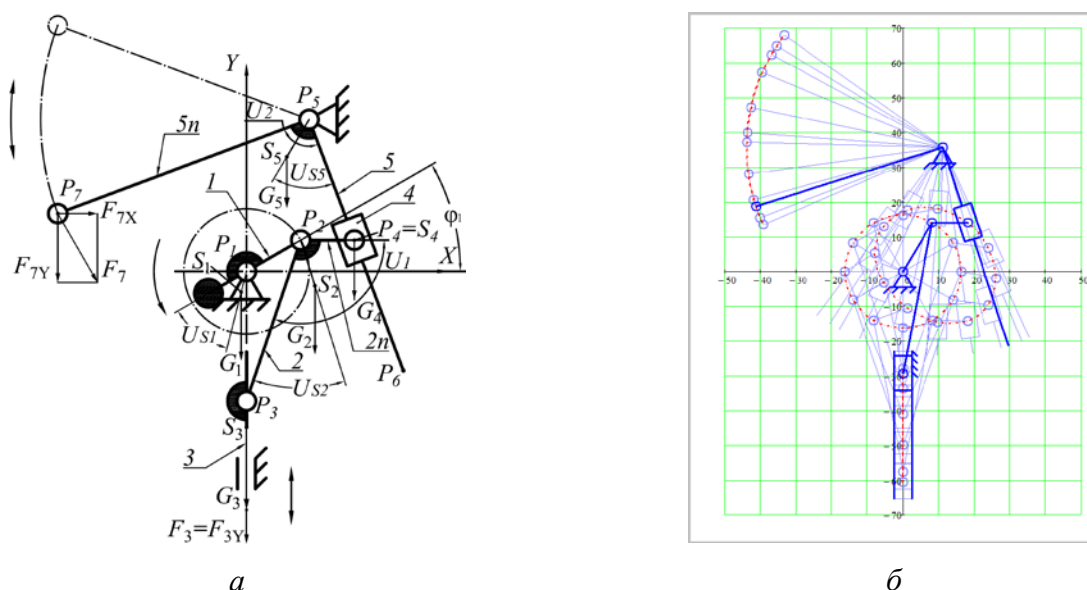


Рис. 1. Схеми шестиланкового кулісного механізму ниткопритягача швейної машини: а – розрахункова; б – 2D візуалізації в Mathcad, суміщена з 12 положеннями механізму

Визначимо радіуси-вектори характерних точок механізму – центрів обертальних кінематичних пар ланок P_2, P_3, P_4 , робочої точки ниткопритягача P_7 та центрів мас ланок S_1, S_2, S_3, S_4, S_5 в проекціях на осі ПСК залежно від кута повороту ведучого кривошипа φ_1 . Відомими є такі параметри: довжини ланок l_i , координати стояків $P_1 := (P_{1X} \ P_{1Y} \ 0)^T$, $P_5 := (P_{5X} \ P_{5Y} \ 0)^T$, відстані до центрів мас ланок l_{Si} , кути, що визначають положення центрів мас ланок U_{Si} , та кути, які характеризують конструктивне виконання шатуна 2 – кут U_2 та куліси 5 – кут U_5 .

$$P_{2X}(\varphi_1) := P_{1X} + l_1 \cdot \cos(\varphi_1); \quad P_{2Y}(\varphi_1) := P_{1Y} + l_1 \cdot \sin(\varphi_1); \quad (1)$$

$$P_{3X}(\varphi_1) := P_{1X}; \quad P_{3Y}(\varphi_1) := P_{1Y} + l_1 \cdot \sin(\varphi_1) - l_2 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{l_1 \cdot \cos(\varphi_1)}{l_2} \right)^2}. \quad (2)$$

$$P_{4X}(\varphi_1) := P_{2X}(\varphi_1) + [P_{2-3X}(\varphi_1) \cdot \cos(U_1) - P_{2-3Y}(\varphi_1) \cdot \sin(U_1)] \cdot \frac{l_{2n}}{l_2}; \quad (3)$$

$$P_{4Y}(\varphi_1) := P_{2Y}(\varphi_1) + [P_{2-3X}(\varphi_1) \cdot \sin(U_1) + P_{2-3Y}(\varphi_1) \cdot \cos(U_1)] \cdot \frac{l_{2n}}{l_2}. \quad (4)$$

$$l_{5-4}(\varphi_1) := \sqrt{(P_{4X}(\varphi_1) - P_{5X})^2 + (P_{4Y}(\varphi_1) - P_{5Y})^2}. \quad (5)$$

$$P_{7X}(\varphi_1) := P_{5X} + P_{5-4X}(\varphi_1) \cdot \frac{l_{5n}}{l_{5-4}(\varphi_1)}; \quad P_{7Y}(\varphi_1) := P_{5Y} + P_{5-4Y}(\varphi_1) \cdot \frac{l_{5n}}{l_{5-4}(\varphi_1)}. \quad (6)$$

$$P_{2-3X}(\varphi_1) := P_{3X}(\varphi_1) - P_{2X}(\varphi_1); \quad P_{2-3Y}(\varphi_1) := P_{3Y}(\varphi_1) - P_{2Y}(\varphi_1); \quad (7)$$

$$P_{5-4X}(\varphi_1) := P_{4X}(\varphi_1) - P_{5X}; \quad P_{5-4Y}(\varphi_1) := P_{4Y}(\varphi_1) - P_{5Y}. \quad (8)$$

$$S_{1X}(\varphi_1) := P_{1X} + l_{S1} \cdot \cos(\varphi_1 + U_{S1}); \quad S_{1Y}(\varphi_1) := P_{1Y} + l_{S1} \cdot \sin(\varphi_1 + U_{S1}); \quad (9)$$

$$S_{2X}(\varphi_1) := P_{2X}(\varphi_1) + [P_{2-3X}(\varphi_1) \cdot \cos(U_{S2}) - P_{2-3Y}(\varphi_1) \cdot \sin(U_{S2})] \cdot \frac{l_{S2}}{l_2}; \quad (10)$$

$$S_{2Y}(\varphi_1) := P_{2Y}(\varphi_1) + [P_{2-3X}(\varphi_1) \cdot \sin(U_{S2}) + P_{2-3Y}(\varphi_1) \cdot \cos(U_{S2})] \cdot \frac{l_{S2}}{l_2}; \quad (11)$$

$$S_{3X}(\varphi_1) := P_{3X}(\varphi_1) - l_{S3} \cdot \sin(U_{S3}); \quad S_{3Y}(\varphi_1) := P_{3Y}(\varphi_1) + l_{S3} \cdot \cos(U_{S3}). \quad (12)$$

$$S_{4X}(\varphi_1) := P_{2X}(\varphi_1) + [P_{2-4X}(\varphi_1) \cdot \cos(U_{S4}) - P_{2-4Y}(\varphi_1) \cdot \sin(U_{S4})] \cdot \frac{l_{S4}}{l_{2n}}; \quad (13)$$

$$S_{4Y}(\varphi_1) := P_{2Y}(\varphi_1) + [P_{2-4X}(\varphi_1) \cdot \sin(U_{S4}) + P_{2-4Y}(\varphi_1) \cdot \cos(U_{S4})] \cdot \frac{l_{S4}}{l_{2n}}. \quad (14)$$

$$S_{5X}(\varphi_1) := P_{5X} + [P_{5-4X}(\varphi_1) \cdot \cos(U_{S5}) - P_{5-4Y}(\varphi_1) \cdot \sin(U_{S5})] \cdot \frac{l_{S5}}{l_{5-4}(\varphi_1)}; \quad (15)$$

$$S_{5Y}(\varphi_1) := P_{5Y}(\varphi_1) + [P_{5-4X}(\varphi_1) \cdot \sin(U_{S5}) + P_{5-4Y}(\varphi_1) \cdot \cos(U_{S5})] \cdot \frac{l_{S5}}{l_{5-4}(\varphi_1)}. \quad (16)$$

Диференціальне рівняння руху механізму з одним ступенем вільності запишемо у формі рівняння Лагранжа II роду [2, 8]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_1} = Q_1; \quad q_1 = \varphi_1. \quad (17)$$

Кінетична енергія T механізму з ведучим кривошипом в якості ланки приведення записується у вигляді [2, 8]:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{\Sigma} \cdot \dot{\varphi}_1^2; \quad (18)$$

де J_{Σ} – приведений момент інерції механізму; $\dot{\varphi}_1$ – кутова швидкість ланки приведення; Q_1 – узагальнена сила механізму.

Приведений момент інерції механізму J_{Σ} визначається за виразом [6]:

$$J_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \left[J_{Si} \cdot (\dot{\varphi}_i')^2 + m_i \cdot (\dot{S}_i')^2 \right]; \quad (19)$$

де J_{Si} – моменти інерції ланок відносно осей, які походять через точки центрів мас ланок перпендикулярно до площини їхнього руху; m_i – маси ланок; $|\varphi_i'|$ та $|S_i'|$ і $|\varphi_i''|$ та $|S_i''|$ – модулі векторів перших та других передаточних функцій, які визначаються як перші та другі похідні від функцій кутів положення ланок φ_i та функцій радіус-векторів точок центрів мас ланок S_i по куту φ_1 ; прийmemo, якщо в позначені імені функцій використовується штрих у верхньому індексі, то це означатиме диференціювання по куту φ_1 , якщо крапка над іменем функції – диференціювання по часу t , тобто:

$$\varphi_i' = \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}; \quad \varphi_i'' = \frac{d^2\varphi_i}{d\varphi_1^2}; \quad S_i' = \frac{dS_i}{d\varphi_1}; \quad S_i'' = \frac{d^2S_i}{d\varphi_1^2}; \quad \dot{\varphi}_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \quad \ddot{\varphi}_1 = \frac{d\dot{\varphi}_1}{dt}. \quad (20)$$

З урахуванням виразів (18) та (19) вираз (17) можна представити у вигляді:

$$\sum_{i=1}^n \left[\left(J_{Si} \cdot (\dot{\varphi}_i')^2 + m_i \cdot (\dot{S}_i')^2 \right) \cdot \ddot{\varphi}_1 + (J_{Si} \cdot \varphi_i' \cdot \varphi_i'' + m_i \cdot S_i' \cdot S_i'') \cdot \dot{\varphi}_1^2 \right] = Q_1, \quad (21)$$

Позначимо: $k_1 = \sum_{i=1}^n \left(J_{Si} \cdot (\dot{\varphi}_i')^2 + m_i \cdot (\dot{S}_i')^2 \right), \quad k_2 = \sum_{i=1}^n (J_{Si} \cdot \varphi_i' \cdot \varphi_i'' + m_i \cdot S_i' \cdot S_i'')$

Тоді вираз (21) можна переписати таким чином:

$$k_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + k_2 \cdot \dot{\varphi}_1^2 = Q_1, \quad (22)$$

Для визначення узагальненої сили Q_1 користуватимемось виразом [3, 7]:

$$Q_1 = \sum_{j=1}^f (F_j \cdot P_j') + \sum_{k=1}^m (M_k \cdot \varphi_k'); \quad (23)$$

де F_j – вектори сил, що діють на ланки механізму; P_j' – вектори перших передаточних функцій радіус-векторів точок прикладання сил; M_k – вектори моментів, що діють на ланки механізму; φ_k' – вектори перших передаточних функцій кутів повороту ланок механізму.

Для механізму, що досліджується, запишемо вираз узагальненої сили згідно з виразом (23):

$$Q_1(\varphi_1) := G_{1Y} \cdot S'_{1Y}(\varphi_1) + G_{2Y} \cdot S'_{2Y}(\varphi_1) + G_{3Y} \cdot S'_{3Y}(\varphi_1) + G_{4Y} \cdot S'_{4Y}(\varphi_1) + \dots ; \quad (24)$$

$$\dots + G_{5Y} \cdot S'_{5Y}(\varphi_1) + F_{1Y}(\varphi_1) \cdot P'_{3Y}(\varphi_1) + F_{2X}(\varphi_1) \cdot P'_{7X}(\varphi_1) + F_{2Y}(\varphi_1) \cdot P'_{7Y}(\varphi_1) + M_{1Z}$$

Оскільки складова активної сили $F_{2Z}(\varphi_1)$ не виконує роботи у площині руху механізму, то у вираз (24) вона не включена.

Для визначення похідних від функцій по куту φ_1 в Mathcad будемо користуватися функцією користувача для чисельного диференціювання:

$$r'(r, \varphi_1, \Delta) := \frac{r(\varphi_1 + \Delta) - r(\varphi_1)}{\Delta}; \quad (25)$$

де r – будь-яка вектор-функція; Δ – заданий приріст аргументу вектор-функції r , наприклад $\Delta = 10^{-6}$ рад.

Вектор перших передаточних функцій кутів повороту ланок по куту φ_1 визначатимемо в Mathcad з використанням функції користувача (26):

$$\phi'(r, r') := \frac{r \times r'}{|r|^2}. \quad (26)$$

З використанням виразів (25) та (26) визначаємо складові виразу для розрахунку узагальненої сили (24):

$$\phi'_Z(\varphi_1) = \begin{pmatrix} \phi'_{1Z}(\varphi_1) \\ \phi'_{2Z}(\varphi_1) \\ \phi'_{3Z}(\varphi_1) \\ \phi'_{4Z}(\varphi_1) \\ \phi'_{5Z}(\varphi_1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{[P_{2-3X}(\varphi_1) \cdot r'(P_{2-3Y}, \varphi_1, \Delta) - P_{2-3Y}(\varphi_1) \cdot r'(P_{2-3X}, \varphi_1, \Delta)]}{l_2^2} \\ 0 \\ \frac{[P_{2-3X}(\varphi_1) \cdot r'(P_{2-3Y}, \varphi_1, \Delta) - P_{2-3Y}(\varphi_1) \cdot r'(P_{2-3X}, \varphi_1, \Delta)]}{l_2^2} \\ \frac{[P_{5-4X}(\varphi_1) \cdot r'(P_{5-4Y}, \varphi_1, \Delta) - P_{5-4Y}(\varphi_1) \cdot r'(P_{5-4X}, \varphi_1, \Delta)]}{(l_{5-4}(\varphi_1))^2} \end{pmatrix}; \quad (27)$$

$$\phi''_{iZ}(\varphi_1) = r''(\phi'_{iZ}, \varphi_1, \Delta); \quad (28)$$

$$S'_{iX}(\varphi_1) = r'(S_{iX}, \varphi_1, \Delta); S'_{iY}(\varphi_1) := r'(S_{iY}, \varphi_1, \Delta); S'_i(\varphi_1) := \sqrt{S'_{iX}(\varphi_1)^2 + S'_{iY}(\varphi_1)^2}; \quad (29)$$

$$S''_{iX}(\varphi_1) = r'(S'_{iX}, \varphi_1, \Delta); S''_{iY}(\varphi_1) := r'(S'_{iY}, \varphi_1, \Delta); S''_i(\varphi_1) := \sqrt{S''_{iX}(\varphi_1)^2 + S''_{iY}(\varphi_1)^2}; \quad (30)$$

$$P'_{iX}(\varphi_1) := r'(P_{iX}, \varphi_1, \Delta); P'_{iY}(\varphi_1) := r'(S_{iY}, \varphi_1, \Delta); P'_i(\varphi_1) := \sqrt{P'_{iX}(\varphi_1)^2 + P'_{iY}(\varphi_1)^2}; \quad (31)$$

У виразах (28)-(30) індекс i вказує на номер точки прикладання сил S_i , у виразах (31) – на номер точки прикладання активних сил.

Для врахування дисипативної складової до рівняння (22) введемо доданок, який враховує вплив непружних сил на механічну систему (наприклад, моменту сил тертя в кінематичних парах) та дорівнює добутку коефіцієнта дисипації b на кутову швидкість ланки приведення $\dot{\varphi}_1$ [9]:

$$k_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + k_2 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + b \cdot \dot{\varphi}_1 = Q_1. \quad (32)$$

Для розв'язку в Mathcad диференціального рівняння другого порядку (32) скористаємося чисельним методом Рунге-Кутти [10], застосовуючи вбудовану до Mathcad функцію «rkfixed» [10]. Для цього понизимо порядок диференціального рівняння (32), виконавши заміну параметрів відповідно до виразів (33), і з використанням нових параметрів

запишемо систему з двох диференціальних рівнянь першого порядку (34):

$$Y_1 = \varphi_1; \quad Y_2 = \dot{Y}_1; \quad (33)$$

$$\begin{cases} \dot{Y}_1 = Y_2 \\ k_1 \cdot \dot{Y}_2 + k_2 \cdot Y_2^2 + b \cdot Y_2 = Q_1 \end{cases}; \quad (34)$$

З урахуванням семантики Mathcad функція «rkfixed» вимагає введення аргументів, якими виступають [10]: вектор початкових значень параметрів системи диференціальних рівнянь I , а саме кута $\varphi_1 = f_0$ та його похідної по часу $\dot{\varphi}_1 = df_0$ (35); початкові та кінцеві значення інтервалу розрахунку відповідно t_0 та $t_{\max}$; кількість кроків розрахунку $n_{\max}$ (36); вектор $D(t, Y)$ перших похідних $\dot{Y}_1$ та $\dot{Y}_2$ (35). Значення початкового кута f_0 вибиралося таким чином, щоб воно відповідало положенню «рівноваги» механізму, тобто такому положенню, коли на рухомі ланки механізму діяли б тільки сили ваги G_1, G_2, G_3 , прикладені у відповідних точках центрів мас ланок S_1, S_2, S_3 .

Запишемо обчислювальний блок в Mathcad для розв'язку диференціального рівняння руху (32):

$$I := \begin{pmatrix} f_0 \\ df_0 \end{pmatrix}; \quad D(t, Y) := \begin{pmatrix} Y_2 \\ \frac{1}{k_1(Y_1)} \cdot [Q_1(Y_1) - (k_2(Y_1) \cdot Y_2^2 + b \cdot Y_2)] \end{pmatrix} \quad (35)$$

$$t_0 := 0; \quad t_{\max} := 10; \quad n_{\max} := 10^3; \quad (36)$$

$$B := \text{rkfixed}(I, t_0, t_{\max}, n_{\max}, D). \quad (37)$$

Результатом обчислення функції B у Mathcad [10] за виразом (37) є матриця значень розміром $(n_{\max} + 1 \times 3)$, першим стовпчиком якої є значення часу t , другим – кут $\varphi_1(t)$, третім – кутова швидкість $\omega_1(t)$. Для визначення кутового прискорення $\varepsilon_1(t)$ та представлення результатів дослідження у вигляді графіків введемо в розгляд дискретну змінну i , початкове значення якої дорівнюватиме одиниці, а кінцеве значення – номеру останнього рядка таблиці результатів B .

$$i := 1..rows(B). \quad (38)$$

За допомогою дискретної змінної i сформуємо в Mathcad таблиці значень часу t_i , кута f_{1i} , кутової швидкості ω_{1i} :

$$t_i := (B^{(1)})_i; \quad f_{1i} := (B^{(2)})_i; \quad \omega_{1i} := (B^{(3)})_i. \quad (39)$$

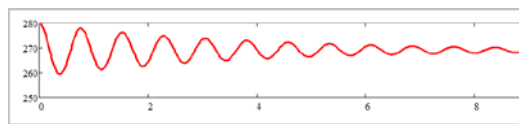
З рівняння (32) з використанням (39) визначаємо кутове прискорення ε_{1i} :

$$\varepsilon_{1i} := \frac{1}{k_1(f_{1i})} \cdot [Q_1(f_{1i}) - (k_2(f_{1i}) \cdot (\omega_{1i})^2 + b \cdot \omega_{1i})]. \quad (40)$$

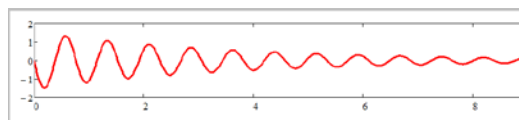
За результатами розрахунку були побудовані графіки кута повороту, кутових швидкості та прискорення ведучої ланки при вільних коливаннях від положення рівноваги механізму (рис. 2, а-в) та при дії зовнішнього моменту (рис. 3, а-в).

Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що з часом при синтезованих в роботі [3, 4] метричних та прийнятих маса-інерційних параметрах, механізм

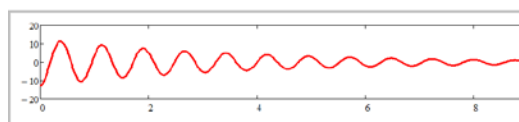
виходить в режим усталеного нерівномірного обертання кривошипа, амплітуди коливання кутової швидкості кривошипа досягають значних величин, період коливань зменшується.



a

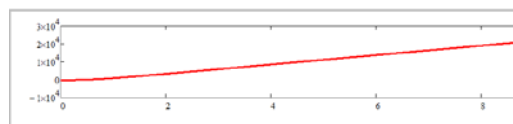


б

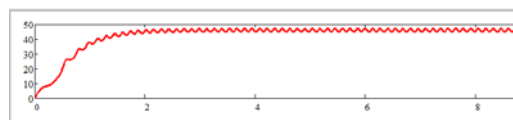


в

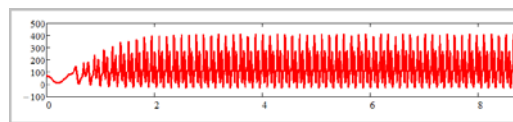
Рис. 2. Графіки залежності від часу *t*:
a – кута кривошипа; *б* – кутової швидкості
кривошипа; *в* – кутового прискорення
кривошипа (вільні згасаючі коливання)



a



б



в

Рис. 3. Графіки залежності від часу *t*:
a – кута кривошипа; *б* – кутової швидкості
кривошипа; *в* – кутового прискорення
кривошипа (режим під дією зовнішнього
моменту M_1)

Для дослідження були прийняті такі геометричні параметри механізму (в мм): координати стояків $P_1 := (0 \ 0 \ 0)^T$; $P_5 := (11,7 \ 35,69 \ 0)^T$; довжини ланок (в мм): $l_1 := 16,3$; $l_2 := 44,2$; $l_{2n} := 10$; $l_5 := 60$; $l_{5n} := 55$; відстані до центрів мас (в мм): $l_{s1} := 5$; $l_{s2} := 10$; $l_{s3} := 10$; $l_{s4} := 0$; $l_{s5} := 15$; кутові параметри (в град.): $U_1 := 100,37$; $U_2 := -90$; $U_{s1} := 180$; $U_{s2} := 30$; $U_{s3} := 0$; $U_{s4} := 0$; $U_{s5} := 45$; моменти інерції ланок (в $\text{кг} \cdot \text{м}^2$): $J_{s1} := 325 \times 10^{-6}$; $J_{s2} := 70 \times 10^{-6}$; $J_{s3} := 0$; $J_{s4} := 25 \times 10^{-6}$; $J_{s5} := 50 \times 10^{-6}$; маси ланок (в г): $m_1 := 200$; $m_2 := 55$; $m_3 := 100$; $m_4 := 20$; $m_5 := 60$; рушійний момент (в Н·м): $M_1 := 0,025$; коефіцієнт опору (в Н·м·с): $b := 2 \times 10^{-4}$; початковий кут кривошипа (в град.): $\varphi_0 := 269,18$ – відповідає положенню рівноваги при дослідженні руху механізму під дією зовнішнього моменту M_1 ; $\varphi_0 := 280$ – при дослідженні вільних згасаючих коливань.

Зміна величини зовнішнього моменту та маса-інерційних параметрів механізму викликають зміну амплітуди кутової швидкості ведучого кривошипа та градієнта його кутового прискорення. Таким чином, зміною конструктивних та масових параметрів механізму можна досягти зменшення нерівномірності усталеного руху механізму. Подальші дослідження будуть спрямовані на отримання раціональної конструкції обернених шестиланкових механізмів кулісного ниткопритягача з використанням отриманих

динамічних моделей в програмі Matcad.

Висновки. Отримані математичні вирази за методом векторного перетворення координат, що в явному вигляді виражають функції кутів повороту рухомих ланок та функції положення характерних точок оберненого шестиланкового механізму ниткопритягача через узагальнену координату φ_1 . Складено диференціальне рівняння руху, розв'язок якого виконаний чисельним методом Рунге-Кутти із застосуванням програми Mathcad. Побудовані графіки залежності кутового прискорення кривошипа від часу $\varepsilon_1(t)$ та від кута повороту $\varepsilon_1(\varphi_1)$, за допомогою яких можна зробити висновок про характер зміни амплітуд кутових швидкості та прискорення кривошипа та дослідити нерівномірність усталеного руху механізму при синтезованих геометричних та прийнятих конструктивних параметрах механізму. Результати можуть використовуватись для дослідження динаміки подібних механізмів в CAD-програмах.

Література

1. Попов В. Б. Моделирование и многокритериальная оптимизация гидронавесных систем с/х мобильных машин: Дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. – Минск, 1994. – 212 с.
2. Sherban V. Yu. Software components of the system for the kinematic and dynamic analysis of machines for sewing, textile and shoe industries / V. Yu. Sherban // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції, 15 червня 2017 р. – Київ : КНУТД, 2017. – С. 28-29.
3. Орловський Б. В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягача швейної машини. Повідомлення 1 [електронний ресурс] / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. – 2011. – № 1. – Режим доступу до журн.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-1.html.
4. Орловський Б. В. Метричний синтез оберненого кулісного механізму ниткопритягача швейної машини. Повідомлення 2 [електронний ресурс] / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак, Є. С. Радченко // Технології та дизайн. – 2012. – № 1. – Режим доступу до журн.: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2012_1/2012-1.html.
5. Пищиков В. О. Проектирование швейных машин / В. О. Пищиков, Б. В. Орловський – К.: Видавничо-поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с.
6. Дворжак В. М. Аналітичне дослідження

References

1. Popov V. B. (1994) *Modelirovaniye i mnogokriterialnaya optimizatsiya gidronavesnykh sistem s/kh mobilnykh mashin* [Modeling and multicriteria optimization of hydraulic systems for agricultural mobile machines]. – Minsk: [in Russian].
2. Sherban, V. Yu. (2017). *Software components of the system for the kinematic and dynamic analysis of machines for sewing, textile and shoe industries*. Mechatronic Systems: Innovation and Engineering: Abstracts of the International Scientific and Practical Conference (June 15, 2017, pp. 28-29). Kyiv: KNUTD.
3. Orlovskyy, B. V., Dvorzhak, V. M. & Radchenko, Ye. S. (2011). *Metrichnyy syntez obrnenoho kulisnoho mekhanizmu nytkoprytyahuvacha shveyanoi mashyny. Povidomlennya 1* [Metric synthesis is wrapped in a wedge-shaped manner to the mechanism of the sewing machine. Priority 1]. Kyiv: Tekhnolohiyi ta dyzayn, 1. Retrieved from: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-1.html [in Ukrainian].
4. Orlovskyy, B. V., Dvorzhak, V. M. & Radchenko, Ye. S. (2011). *Metrichnyy syntez obrnenoho kulisnoho mekhanizmu nytkoprytyahuvacha shveyanoi mashyny. Povidomlennya 2* [Metric synthesis is wrapped in a wedge-shaped manner to the mechanism of the sewing machine. Priority 2]. Kyiv: Tekhnolohiyi ta dyzayn, 1. Retrieved from: http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2012_1/2012-1.html [in Ukrainian].
5. Pyshchikov V. O., Orlovskyy B. V. (2007). *Proektuvannia shveinykh mashyn* [Designing sewing machines]. – Kyiv: Format [in Ukrainian].
6. Dvorzhak V. M. (2017). *Analychne doslidzhennia dynamiky typovykh dvokryvshyprnykh mekhanizmiv*

динаміки типових двокривошипних механізмів технологічних машин легкої промисловості / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2017. – № 5. – С. 54-64.

7. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

8. Смирнов Д. А. Исследование динамики кулисного механизма с одной степенью свободы с неподвижными вращательными кинематическими парами // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 11-4. – С. 793-798; URL:<http://www.fundamental-research.ru/ru/article/view?id=35634>.

9. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 576 с.

10. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в MathCAD. / Е. Г. Макаров – СПб. : Питер, 2005. – 448 с.

tekhnolohichnykh mashyn lehkoi promyslovosti [Analytical study of dynamics of typical two-crank mechanisms of technological light industry machines]. Kyiv: Bulletin of the KNUTD [in Ukrainian].

7. Artobolevskiy, I. I. (1988). *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow: Nauka [in Russian].

8. Smirnov D. A. (2014). *Issledovaniye dinamiki kulisnogo mekhanizma s odnoy stepenyu svobody s nepodvizhnymi vrashchatelnymi kinematcheskimi parami* [Investigation of the dynamics of a rocking mechanism with one degree of freedom with stationary rotational kinematic pairs]. *Fundamentalnyye issledovaniya*: URL: <http://www.fundamental-research.ru/ru/article/view?id=35634>. [in Russian].

9. Levitskiy, N. I. (1979). *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory mechanisms and machines]. Moscow: Nauka [in Russian].

10. Makarov, E. G. (2005). *Inzhenernye raschety v MathCAD*. [Engineering calculations in MathCAD]. St. Petersburg: Piter [in Russian].

DVORZHAK VOLODYMYR

v_dvorjak@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1693-9106>

Researcher ID: P-5907-2018

Kiev National University of Technologies & Design

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТИПОВЫХ КУЛИСНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ДВОРЖАК В. М.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Совершенствование методов проектирования целевых механизмов технологических машин легкой промышленности с применением прикладных САД-программ.

Методика. Использованы аналитический метод векторного преобразования координат для расчета типовых механизмов технологических машин и численный метод решения дифференциальных уравнений.

Результаты. Получены математические модели, описывающие функции положения подвижных звеньев и характерных точек многозвенного кулисного механизма нитепритягивателя для швейной машины и динамику его работы. Выполнено схемотехническое моделирование механизма в программе Mathcad. Построены графики зависимости угловых скорости и ускорения от времени и от угла поворота ведущего кривошипа механизма.

Научная новизна. Предложен алгоритм численно-аналитического исследования динамики работы плоского шестизвенного шарнирно-рычажного механизма кулисного нитепритягивателя швейной машины на основе численного решения дифференциального уравнения движения механизма и проведено компьютерное моделирование механизма в программе Mathcad.

Практическая значимость работы заключается в использовании полученных результатов при динамическом исследовании целевых механизмов швейных машин.

Ключевые слова: динамика механизмов, кулисный механизм нитепритягивателя, швейная машина.

ANALYTICAL STUDY OF THE DYNAMICS OF TYPICAL MILLING MECHANISMS OF TECHNOLOGICAL MACHINES OF LIGHT INDUSTRY

DVORZHAK V. M.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Improving methods of designing technological machines mechanisms of light industry in CAD-programs.

Methodology. The analytical method of vector transformation of coordinates for calculation of typical mechanisms of technological machines and a numerical method for solving differential equations are used.

Findings. Mathematical models describing the functions of the position of the moving links and the characteristic points of the multi-link mechanism of the thread take-up mechanism for the sewing machine and the dynamics of its operation are obtained. Schematic modeling of the mechanism in the Mathcad program was performed. The graphs of the dependence of the angular velocity and acceleration on time and on the angle of rotation of the crank mechanism.

Originality. The algorithm of numerical and analytical investigation of the dynamics of the flat six-link articulated mechanism of the thread take-up of the sewing machine is proposed on the basis of the numerical solution of the differential equation of motion of the mechanism and a computer simulation of the mechanism in the program Mathcad.

Practical Value is to use the results of research in kinematic and dynamic study of the target sewing machine mechanisms.

Keywords: dynamics of mechanisms, rocker mechanism of thread take-up, sewing machine.