

УДК 687.05

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОСТОРОВИХ МЕХАНІЗМІВ ЗИГЗАГ МАШИН І НАПІВАВТОМАТІВ

Б.В. ОРЛОВСЬКИЙ, Г.В. КОШЕЛЬ, В.М. ДВОРЖАК

Київський національний університет технологій та дизайну

Розглянуто застосування аналітичного методу векторного перетворення координат для кінематичного дослідження просторових механізмів на прикладі механізму поперечного переміщення голки зигзаг машин і напівавтоматів, для яких визначено функцію положення, швидкості та прискорення за цикл утворення одного стібка

Об'єкти та методи дослідження

Об'єктом дослідження є вдосконалення просторових механізмів циклових швейних напівавтоматів. При вирішенні задач, що поставлені у цій роботі, був використаний метод перетворення координат для кінематичного дослідження просторових механізмів [1].

Постановка завдання

Завданням дослідження є вдосконалення етапу проектування просторового двокулісного механізму поперечного переміщення голки для використання його в сучасних швидкісних зигзаг машинах і напівавтоматах.

Результати та їх обговорення

Для підвищення швидкісних режимів роботи машин з просторовими механізмами, при розширенні функціональних можливостей напівавтоматів з підвищенням точності позиціонування голки машини відносно носика човника при правому та лівому відхиленні голки на задану величину зигзагу потрібне вдосконалення методів проектування просторових механізмів, в тому числі застосування сучасних аналітичних методів [2].

Просторовий механізм поперечного переміщення голки циклового швейного напівавтомата (рис. 1) містить ведучу кулісу, що встановлена з можливістю коливання у вертикальній площині, та ведена кулісу, що встановлена з можливістю коливання у горизонтальній площині. Ведуча та ведена куліса утворюють циліндричні кінематичні пари з кулісним каменем. Ступінь рухомості механізму складає $W = 1$ і його робота не залежить від наявності зазорів у кінематичних парах, на відміну від існуючих механізмів [3]. При цьому ведена куліса кінематично з'єднана з голководом з голкою. Механізм такої конструкції можна запропонувати для застосування в сучасних напівавтоматах, в яких рух ведучій ланці задається кроковим серводвигуном, вісь ротору якого повинна бути розташована в горизонтальній площині перпендикулярно головному валу, а також пропонується використовувати таку конструкцію механізму при модернізації існуючих напівавтоматів. Розрахунки виконуємо методом векторного перетворення координат для сталої кутової швидкості ведучої ланки I ($\omega_1 = \text{const}$) [4]. Розрахункова схема наведено на рис. 2.

На розрахунковій схемі механізму ведуча куліса зображена вектором P_{2-3} , ведена куліса вектором P_{4-3} ; координати стояків описуються векторами-точками P_2 для ведучої куліси, та P_4 для веденої куліси. Позначимо вектором-точкою P_3 точку яка належить кулісам та кулісному каменю, що рухається по прямій лінії перетину вертикальної та горизонтальної площин руху куліс.

До другого плеча $P_{3,4}$ веденої куліси приєднана двоповодкова група Асура другого виду, яка складається з вектора-ланки шатуна $P_{5,6}$, першого плеча коромисла $P_{6,7}$, та другого плеча коромисла $P_{7,8}$, координати стояка описуються вектором-точкою P_7 . На осі голки розміщується вектор-точка P_8 .

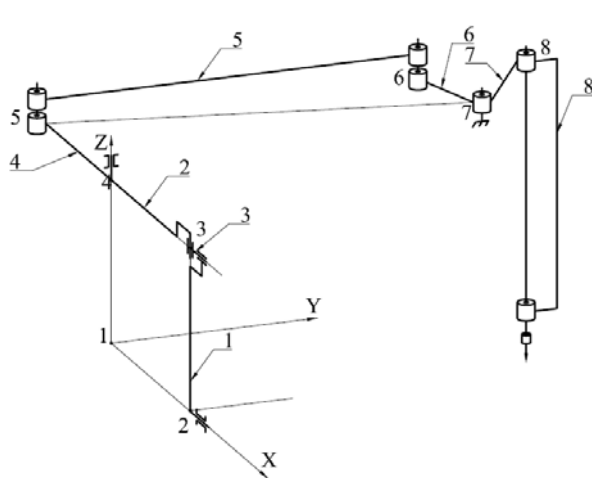


Рис. 1. Кінематична схема механізму поперечного переміщення голки

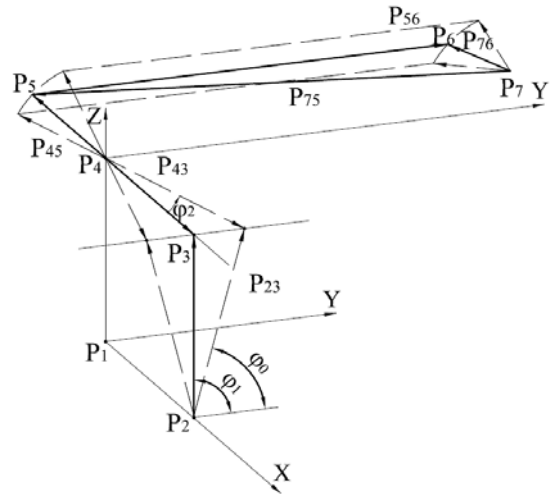


Рис. 2. Розрахункова схема механізму поперечного переміщення голки

Проведемо кінематичний аналіз важільного механізму з коливальним рухом вхідної ланки залежно від зміни узагальненої координати (φ_1), тобто визначимо функції положення всіх його характерних точок (кінематичних пар). У відповідності з кінематичною схемою, наведеною на рис. 1, прив'язка кута повороту ведучої ланки здійснюється до осі Y .

Прийmemo, що ведуча куліса здійснює коливальний рух за гармонічним законом (без зупинок у крайніх положеннях) (рис. 2):

$$\varphi_1 = k \cdot (1 - \cos(\varphi_k + \varphi_{k0})) + \varphi_0, \tag{1}$$

де k – амплітуда коливань ведучої куліси:

$$k = \frac{\psi_{1max}}{2}, \tag{2}$$

де ψ_{1max} – розмах коливань ведучої куліси; $\psi_{1max} = 14,667^\circ$; φ_{k0} – початкове значення фази коливань; $\varphi_{k0} = 0^\circ$; φ_k – поточне значення фази коливань; $\varphi_k = \text{від } (\varphi_{k0}) \dots \text{ до } (360^\circ + \varphi_{k0})$ з кроком $\Delta\varphi_1$; φ_0 – початковий кут установки ведучої куліси відносно осі Y ; $\varphi_0 = 83^\circ$.

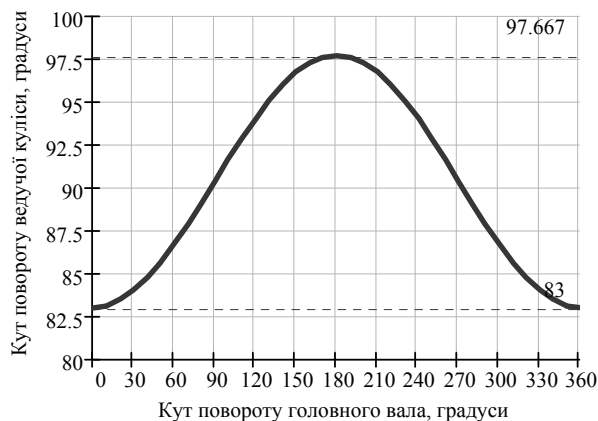


Рис. 3. Графік закону руху ведучої куліси

Складаємо вектори-стовпчики координат стояків P_2, P_4, P_7 :

$$P_2 = \begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ Z_3 \end{pmatrix}; \quad P_4 = \begin{pmatrix} X_4 \\ Y_4 \\ Z_4 \end{pmatrix}; \quad P_7 = \begin{pmatrix} X_7 \\ Y_7 \\ Z_7 \end{pmatrix}; \quad (3)$$

Модуль змінної довжини ведучої куліси (L_{2-3}) в залежності від її кута повороту (φ_1):

$$L_{2-3} = \frac{L_{ведуча}}{\sin \varphi_1}, \quad (4)$$

де $L_{ведуча}$ – відстань по осі Z між віссю коливання ведучої куліси та лінією перетину площин, в яких рухаються ведуча й ведена куліси.

Функцію положення кінематичної пари «ведуча куліса» та «ведена куліса» визначимо як вектор-точку P_3 :

$$P_3 = \begin{pmatrix} X_2 \\ L_{2-3} \cdot \cos \varphi_1 \\ L_{ведуча} \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Функцію положення вектора змінної довжини P_{2-3} визначимо як різницю векторів-точок P_3 та P_2 :

$$P_{2-3} = P_3 - P_2. \quad (6)$$

Функцію положення вектора змінної довжини P_{4-3} визначимо як різницю векторів-точок P_3 та P_4 :

$$P_{4-3} = P_3 - P_4. \quad (7)$$

Визначаємо переміщення повзуна при його відносному русі по ведучій кулісі (паралельно площині XZ):

$$\Delta L_{повз.XZ} = L_{2-3} - L_{ведуча}, \quad (8)$$

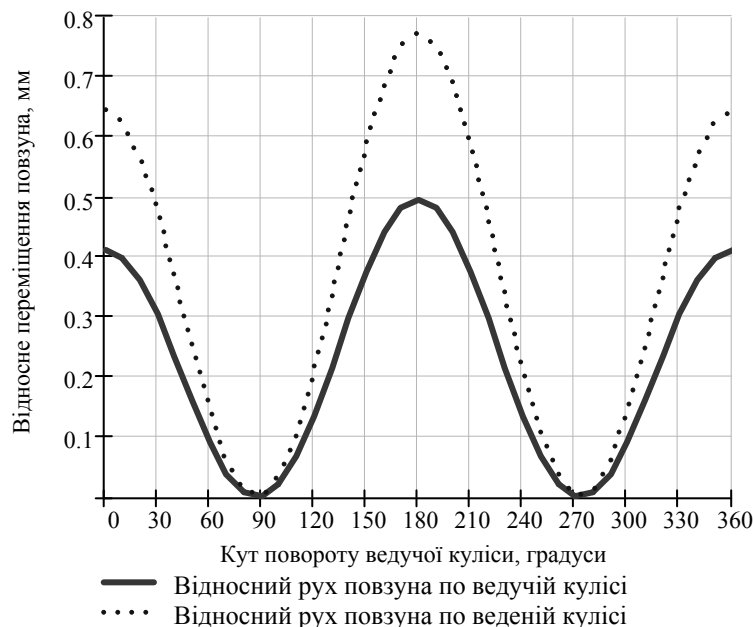


Рис. 4. Графіки відносного переміщення повзуна (за нульове положення при побудові графіка прийнято положення ведучої куліси, яка повернута на кут φ_0 від осі Y в сторону осі Z проти годинникової стрілки)

Визначаємо переміщення повзуна при його відносному русі по веденій кулісі (паралельно площині XU):

$$\Delta L_{повз.XU} = |P_{4-3}| - L_{ведена}, \quad (9)$$

де $L_{ведена}$ – відстань по осі X між віссю коливання веденої куліси та лінією перетину площин, в яких рухаються ведуча й ведена куліси.

Абсолютне переміщення повзуна (траєкторією повзуна є пряма лінія, паралельна осі Y , що утворена лінією перетину площин, в яких рухаються ведуча й ведена куліси):

$$\Delta L_{повз.} = [P_3(\varphi_0) - P_3(\varphi_1)]_Y. \quad (10)$$

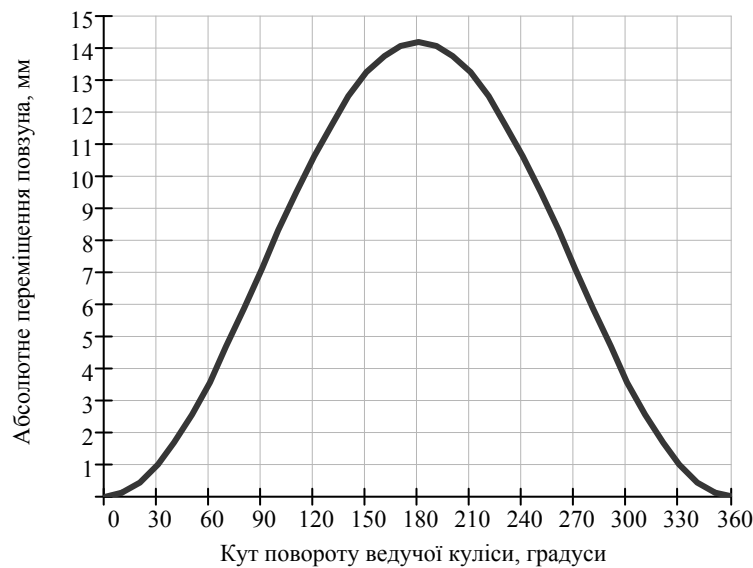


Рис. 5. Графік абсолютного переміщення повзуна (за нульове положення при побудові графіка прийнято положення ведучої куліси, яка повернута на кут $\varphi_0 = 83^\circ$ від осі Y в сторону осі Z проти годинникової стрілки)

Кут повороту веденої куліси відносно осі Z чисельно дорівнює куту взаємного повороту повзуна та веденої куліси та визначається з такого виразу:

$$\varphi_2 = \arccos\left(\frac{P_{4-3} \cdot e_X}{|P_{4-3}| \cdot |e_X|}\right) \cdot \text{sign}(P_{4-3})_Y, \quad (11)$$

де e_X – одиничний орт осі X :

$$e_X = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad (12)$$

$\text{sign}(P_{4-3})_Y$ – функція, яка визначає знак проекції вектора P_{4-3} на вісь Y .

Вектор функції положення другого плеча веденої куліси (вектор-ланка P_{4-5}):

$$P_{4-5} = \begin{pmatrix} \cos(K_{3-4-5}) & -\sin(K_{3-4-5}) & 0 \\ \sin(K_{3-4-5}) & \cos(K_{3-4-5}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot P_{4-3} \cdot \frac{L_{4-5}}{|P_{4-3}|}, \quad (13)$$

де L_{4-5} – довжина другого плеча веденої куліси. З метою регулювання поперечного відхилення голки,

довжина L_{4-5} встановлюється в границях $L_{4-5} = L_{4-5\min} \dots L_{4-5\max}$;

K_{3-4-5} – кут між плечима веденої куліси.

Функцію положення кінематичної пари «друге плече веденої куліси 4–5» та «шатун 5–6» визначаємо як вектор-точку P_5 , тобто як суму вектора-точки P_4 та вектора-ланки P_{4-5} :

$$P_5 = P_4 + P_{4-5}. \tag{14}$$

Функцію положення вектора змінної довжини P_{7-5} визначаємо як різницю векторів-точок P_5 та P_7 :

$$P_{7-5} = P_5 - P_7. \tag{15}$$

Кут K_{5-7-6} між векторами-ланками P_{7-5} та P_{7-6} :

$$K_{5-7-6} = \arccos\left(\frac{|P_{7-5}|^2 + L_{6-7}^2 - L_{5-6}^2}{2 \cdot |P_{7-5}| \cdot L_{6-7}}\right). \tag{16}$$

Вектор функції положення коромисла (вектор-ланка P_{7-6}):

$$P_{7-6} = \begin{pmatrix} \cos(-W \cdot K_{5-7-6}) & -\sin(-W \cdot K_{5-7-6}) & 0 \\ \sin(-W \cdot K_{5-7-6}) & \cos(-W \cdot K_{5-7-6}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot P_{7-5} \cdot \frac{L_{6-7}}{|P_{7-5}|}, \tag{17}$$

де W – параметр, який визначає варіант складання двоповодкової групи. Він може приймати значення +1 та -1. Знак параметру W вибирається за таким правилом: якщо обхід діади, починаючи від початкового механізму, виконується за годинниковою стрілкою, то параметр $W = +1$, якщо ж проти – $W = -1$. Для приєднаної двоповодкової групи механізму, який досліджується, $W = +1$.

Функцію положення кінематичної пари «шатун 5-6» та «коромисло 6-7» визначаємо як вектор-точку P_6 , тобто як суму вектора-точки P_7 та вектора-ланки P_{7-5} :

$$P_6 = P_7 + P_{7-5}. \tag{18}$$

Вектор функції положення другого плеча коромисла-напрямної голковода (вектор-ланка P_{7-8}):

$$P_{7-8} = \begin{pmatrix} \cos(K_{6-7-8}) & -\sin(K_{6-7-8}) & 0 \\ \sin(K_{6-7-8}) & \cos(K_{6-7-8}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot P_{7-6} \cdot \frac{L_{7-8}}{|P_{7-6}|}, \tag{19}$$

де L_{7-8} – довжина другого коромисла-напрямної голковода; K_{6-7-8} – кут між плечима коромисла.

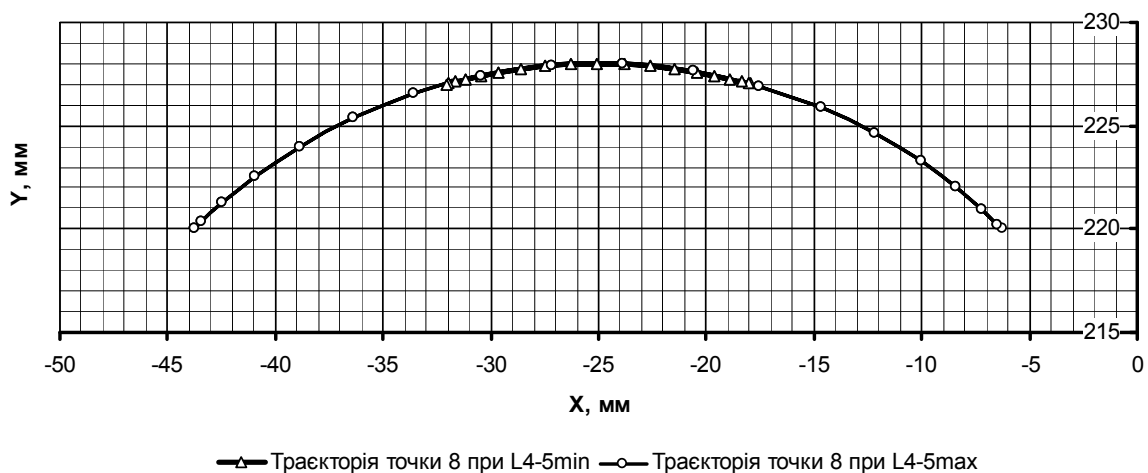


Рис. 6. Графік траєкторій точки 8 при мінімальній та максимальній довжинах другого плеча веденої куліси

Функцію положення осі голковода в площині XU визначаємо як вектор-точку P_8 , тобто як суму вектора-точки P_7 та вектора-ланки P_{7-8} :

$$P_8 = P_7 + P_{7-8}. \tag{20}$$

При мінімальній довжині другого плеча веденої куліси поперечний хід голки дорівнює $Z_1 = 14,10$ мм; при максимальній – $Z_2 = 37,54$ мм. При цьому кути тиску в кінематичних парах механізму не перевищуватимуть 60° . При розрахунку за виразом (19) кут K_{6-7-8} при $L_{4-5\min}$ дорівнює $K_{6-7-8} = 184,795^\circ$, при $L_{4-5\max}$ – $K_{6-7-8} = 180^\circ$; це забезпечує взаємну симетричність траєкторій точки δ .

З використанням отриманих залежностей у MathCAD побудований 3D графік (рис. 7) візуалізації кінематичної схеми механізму та реалізована її анімація.

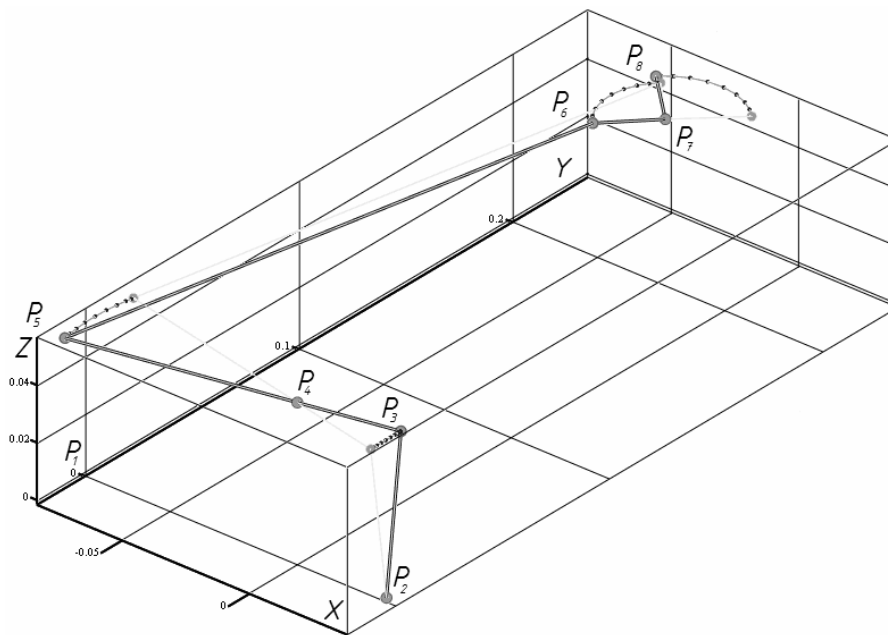


Рис. 7. Візуалізація кінематичної схеми механізму, що досліджується у MathCAD з траєкторіями точок механізму

Аналоги лінійних швидкостей (V_{ai}), аналоги кутових швидкостей (ω_{ai}) та кутові швидкості (ω_i) векторів-ланок P_{4-3} (P_{4-5}), P_{5-6} , та P_{6-7} (P_{7-8}) визначаємо з урахуванням вектора-ланки P_{5-6} :

$$V_{a4-3} = \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1}(P_{4-3})_X \\ \frac{d}{d\varphi_1}(P_{4-3})_Y \\ \frac{d}{d\varphi_1}(P_{4-3})_Z \end{pmatrix}; \quad V_{a5-6} = \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1}(P_{5-6})_X \\ \frac{d}{d\varphi_1}(P_{5-6})_Y \\ \frac{d}{d\varphi_1}(P_{5-6})_Z \end{pmatrix}; \quad V_{a6-7} = \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1}(P_{6-7})_X \\ \frac{d}{d\varphi_1}(P_{6-7})_Y \\ \frac{d}{d\varphi_1}(P_{6-7})_Z \end{pmatrix}; \tag{21}$$

де

$$P_{5-6} = P_6 - P_5. \tag{22}$$

$$\omega_a(r, V_a) := \frac{Ort(r) \times V_a}{|r|}. \tag{23}$$

Вирази для визначення аналогів і дійсних значень кутових швидкостей ланок:

$$\omega_{a4-3} = \frac{Ort(P_{4-3}) \times V_{a4-3}}{|P_{4-3}|}; \quad \omega_{a5-6} = \frac{Ort(P_{5-6}) \times V_{a5-6}}{|P_{5-6}|}; \quad \omega_{a6-7} = \frac{Ort(P_{6-7}) \times V_{a6-7}}{|P_{6-7}|}; \quad (24)$$

$$\omega_{4-3} = \omega_{a4-3} \cdot \omega_1; \quad \omega_{5-6} = \omega_{a5-6} \cdot \omega_1; \quad \omega_{6-7} = \omega_{a6-7} \cdot \omega_1. \quad (25)$$

Вирази для визначення аналогів лінійних прискорень (a_{ai}) та аналогів кутових прискорень (ε_{ai}) векторів-ланок P_{4-3} (P_{4-5}), P_{5-6} , та P_{6-7} (P_{7-8}):

$$a_{a4-3} = \begin{pmatrix} \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{4-3})_X \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{4-3})_Y \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{4-3})_Z \end{pmatrix}; \quad a_{a5-6} = \begin{pmatrix} \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{5-6})_X \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{5-6})_Y \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{5-6})_Z \end{pmatrix}; \quad a_{a6-7} = \begin{pmatrix} \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{6-7})_X \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{6-7})_Y \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2}(P_{6-7})_Z \end{pmatrix}; \quad (26)$$

$$\varepsilon_{a4-3} = \frac{Ort(P_{4-3}) \times a_{a4-3}}{|P_{4-3}|}; \quad \varepsilon_{a5-6} = \frac{Ort(P_{5-6}) \times a_{a5-6}}{|P_{5-6}|}; \quad \varepsilon_{a6-7} = \frac{Ort(P_{6-7}) \times a_{a6-7}}{|P_{6-7}|}. \quad (27)$$

Тоді вирази дійсних значень кутових прискорень ланок мають наступний вигляд:

$$\varepsilon_{4-3} = \varepsilon_{a4-3} \cdot \omega_1^2 + \omega_{a4-3} \cdot \varepsilon_1; \quad \varepsilon_{5-6} = \varepsilon_{a5-6} \cdot \omega_1^2 + \omega_{a5-6} \cdot \varepsilon_1; \quad \varepsilon_{6-7} = \varepsilon_{a6-7} \cdot \omega_1^2 + \omega_{a6-7} \cdot \varepsilon_1. \quad (28)$$

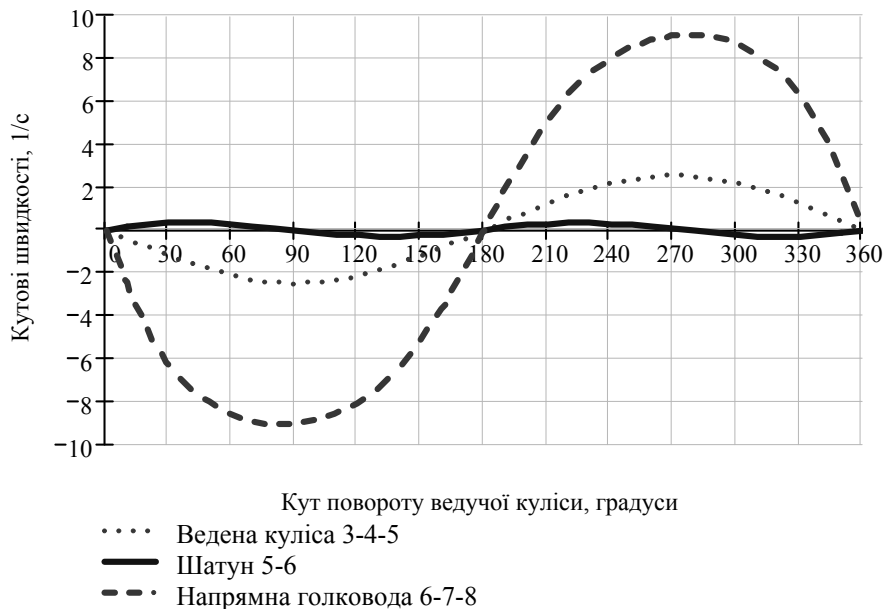


Рис. 8. Функція кутових швидкостей ланок механізму при L_{4-5max} (за нульового положення при побудові графіків прийнято положення ведучої куліси, яка повернута на кут $\varphi_0 = 83^\circ$ від осі Y в сторону осі Z проти годинникової стрілки)

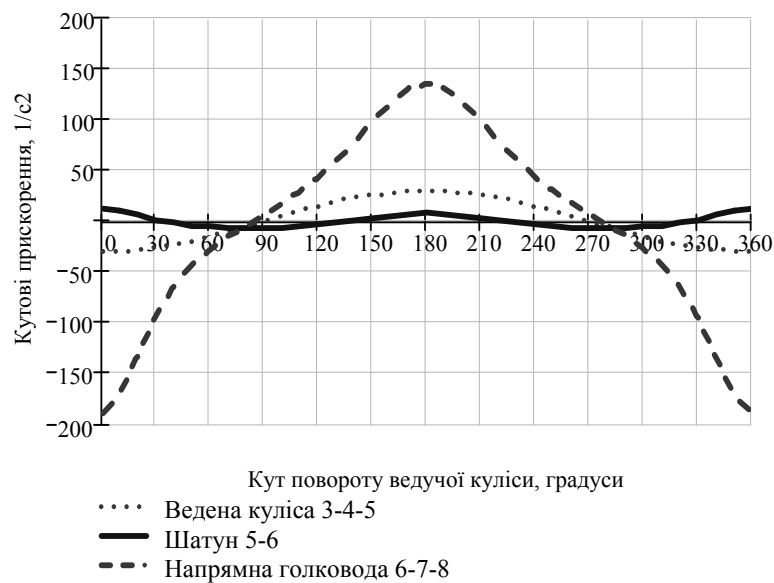


Рис. 9. Функція куткових прискорень ланок механізму при L_{4-5max} (за нульове положення при побудові графіків прийнято положення ведучої куліси, яка повернута на кут $\varphi_0 = 83^\circ$ від осі Y в сторону осі Z проти годинникової стрілки)

Висновки

Отримані математичні моделі для кінематичного аналізу просторового механізму, які в своїй структурі містять двоповодкові групи Асура першого виду, дозволяють виконати автоматизований силовий розрахунок з використанням персонального комп'ютера. Результати кінематичного аналізу можуть бути використані для анімації роботи кінематичної схеми механізмів машини у режимі реального часу, і для силового аналізу роботи механізмів просторових механізмів, а саме для конструювання кінематичних пар за критерієм міцності на згин циліндричних пальців P_2 , P_3 , P_5 , та P_7 . Просторові механізми, що спроектовані з урахуванням сучасних вимог машинобудування за допомогою автоматизованих методів конструювання, задовольняють точність позиціонування робочого органу механізму при розширенні функціональних можливостей напівавтомату в умовах підвищення швидкісних режимів роботи обладнання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. Кошель Г. В. Вдосконалення просторових механізмів циклових швейних напівавтоматів: дис. кандидата технічних наук: 05.05.10 «Машина легкої промисловості» / Кошель Ганна Володимирівна. – К., 2009. – 228 с.
3. Пат 51397А Україна, МПК D 05 B 3/12. Механізм голки швейної машини / Б.В. Орловський, В.О. Пищиков, Г.В. Кошель (Україна). – № 2002032022 Заявл. 13.03.2002; Опубл. 15.11.2002, Бюл. № 11.
4. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Визначення реакцій в кінематичних парах механізмів основних зв'язальних машин методом векторного перетворення координат // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 3. – с. 34–44.

Надійшла 08.12.2009