

УДК 621.01; 687.053.242

В.А. ГОРОБЕЦЬ, О.П. МАНОЙЛЕНКО, І.В. СИСЕНКО  
Київський національний університет технологій та дизайну**ДО ПИТАННЯ СИНТЕЗУ БАГАТОЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ  
З МАСИВНОЮ ВЕДЕНОЮ ЛАНКОЮ**

*В роботі розглянута методика, яка враховує нові підходи до кінематичного синтезу багатоланкових важільних механізмів. Вперше запропоновано застосувати при синтезі багатоланкових важільних механізмів з масивною веденою ланкою закономірності, які в існуючих літературних джерелах вважались хибними. Виконаний для прикладу за цією методикою синтез 6-ланкового механізму голки швейної машини показує ефективність запропонованого підходу проектування, а також демонструє шляхи його практичного застосування. Дана методика може застосовуватись при синтезі багатоланкових важільних механізмів швидкісного обладнання, або механізмів з масивними веденими ланками.*

*Ключові слова: кінематичний синтез механізмів, проектування механізмів, швейна машина, вплив параметрів ланок на динаміку, важільний механізм.*

V. A. GOROBETS, O. P. MANOILENKO, I. V. SYSENKO  
Kyiv National University of Technologies and Design, Kyiv, Ukraine**THE QUESTION OF SYNTHESIS MULTI-LINK MECHANISM WITH A MASSIVE SLAVE LINK**

*In this work the technique, which allows for new approaches to kinematic synthesis multilink lever mechanisms. The first time the use in the synthesis multilink lever mechanisms massive slave link patterns that are in the existing literature were considered false. Executed, for example by this method synthesis 6-lever mechanism needle sewing machine shows the effectiveness of the proposed design approach and demonstrates ways of practical application. This technique can be used in the synthesis multilink lever mechanisms for speed equipment, or equipment with massive slave units.*

*Keywords: kinematic synthesis of mechanisms, design mechanisms, sewing machine, parts on impact parameters dynamics, linkage.*

**Постановка задачі**

Важливим фактором при синтезі важільних механізмів є друга передаточна функція, або аналог прискорення. Особливу вагу має його максимальне значення, наприклад, 1 грам маси голководо швидкісної швейної машини ( $n=6000$  об/хв) може призвести до  $6 \div 10$  Н інерційних сил, в залежності від структури механізму голки та величини її ходу. Тому зменшення величини максимального прискорення веденої ланки, поряд зі зменшенням маси ланок є важливим критерієм кінематичного синтезу цих механізмів.

Аналіз досліджень та публікацій

В багатьох літературних джерелах [1–3] при кінематичному синтезі багатоланкових важільних механізмів враховуються в основному кінематичні та динамічні показники без урахування зміни якості їх функціональності. При цьому в роботах [1, 2], стверджується, що оптимальні значення максимального прискорення веденої ланки цих механізмів отримують в ході реалізації симетричного закону її руху. Для шестиланкового механізму (рис. 1 а) такий закон забезпечується рівністю кутів  $\psi_1$  і  $\psi_2$  розмаху верхнього коромисла  $BO_2C$ , а також рівністю в цих положеннях та середньому положенні кутів нахилу шатуна  $CD$  ( $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ ) при симетричному розташуванні його відносно лінії руху повзуна  $D$ . Однак автори не згодні з таким твердженням, оскільки при цьому не врахований взаємовплив обох двоповодкових груп Ассура на значення даного критерію. Крім того при порівнянні варіантів отриманих значень параметрів механізму не враховуються вимоги до його функціональності. Усуненню цих недоліків і присвячена дана робота.

**Виклад основного матеріалу**

Максимальне значення аналога прискорення повзуна центрального кривошипно-повзунного механізму досягається в крайніх його положеннях.

$$\frac{d^2S}{d\varphi^2} = r \left( 1 \pm \frac{r}{l} \right),$$

де  $r, l$  – відповідно довжини кривошипа та шатуна.

Цей додаток величиною  $\lambda = r/l$  до гармонічної складової прискорення пальця кривошипа, що утворюється групою Ассура шатун-повзун, по-перше, нічим не може бути компенсований, по-друге, він утворює два максимуми різної величини, що впливає на шумові та вібраційні характеристики механізму.

При більш складних структурах механізмів ця залежність не така однозначна. Так, наприклад для шестиланкового механізму (рис. 1) наявність двох двоповодкових груп Ассура дозволяє за рахунок взаємного їх впливу зменшити величини цих максимумів, а також вирівняти їх значення.

Пояснення цієї тези можна дуже наглядно проілюструвати планами прискорень механізму для даних положень (рис. 1 б). Як видно при значенні параметрів  $l'_2$ , при якому реалізується асиметричний закон руху повзуна  $D$ , значення прискорень його в цих положеннях, які близькі до максимальних, по-перше, приблизно однакові, а по-друге, в обох випадках відбувається зменшення цього показника порівняно з прискоренням гармонічного закону. При цьому  $\psi_1 \neq \psi_2$  та  $\alpha_1 \neq \alpha_2$ . І, навпаки, якщо просто поміняти значення

кутів  $\psi_1$  та  $\psi_2$  на зворотні (рис.1 б), то значення максимального прискорення повзуна D збільшується на 25–30%, а значення максимумів цього показника будуть суттєво відрізнятись.

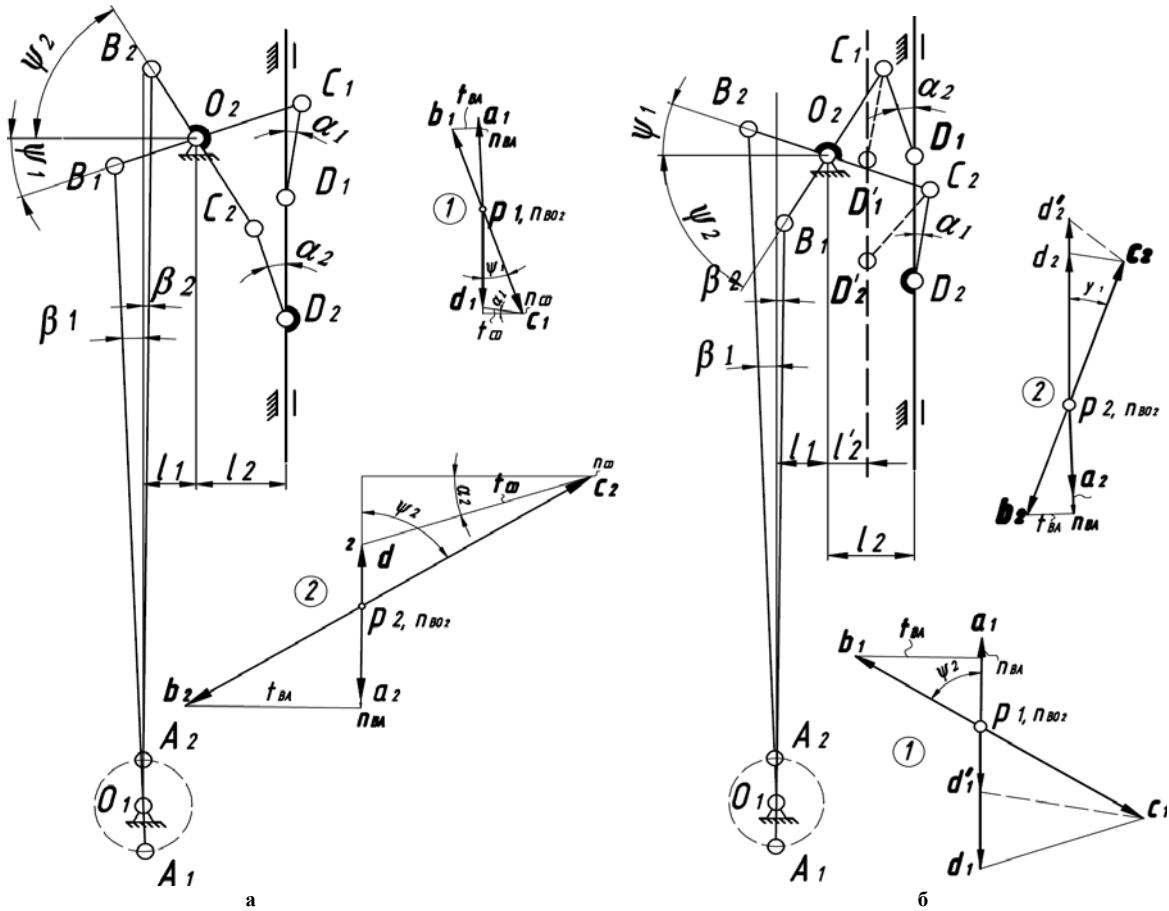


Рис. 1. Варіанти виконання шестиланкових плоских механізмів:  
а) варіант 1, б) варіант 2

Тому наявність симетричного закону веденої ланки в багатоланкових механізмах не гарантує мінімального значення максимумів прискорення веденої ланки, враховуючи різноплановий вплив на цей показник кожної групи Ассура.

Для підтвердження цієї тези виконаємо оптимізаційний синтез шестиланкового механізму голки плоскошовної швейної машини (рис. 2), взявши за функцію мети мінімізацію максимального прискорення голководо.

При синтезі механізмів потрібно, в першу чергу, враховувати його функціональність. Тому при порівнянні отриманих варіантів механізму, необхідно привести їх до функціонально-адекватного виду.

Для механізму голки показниками функціональності служить задані величини ходу голки в матеріалі  $S_m$  та кут  $\varphi$  повороту головного вала протягом якого голка знаходиться над матеріалом [4].

Дані характеристики можна враховувати у вигляді обмежень при синтезі, математичні вирази яких мають вид:

$$\begin{cases} S(\varphi_1) = S(\varphi_2) = S(\varphi_m) \\ \varphi_2 - \varphi_1 = \varphi_t \end{cases}$$

Оскільки закони руху голки кожного варіанта механізму асиметричні, то дані обмеження при синтезі можна врахувати методом ітерації.

Для прикладу розрахунку оберемо механізми типових швейних машин типу 876 кл. ПМЗ, 164 кл. ф. Rimoldi (рис. 2 а), які мають наступні значення геометричних параметрів [5, 6] (табл. 1):

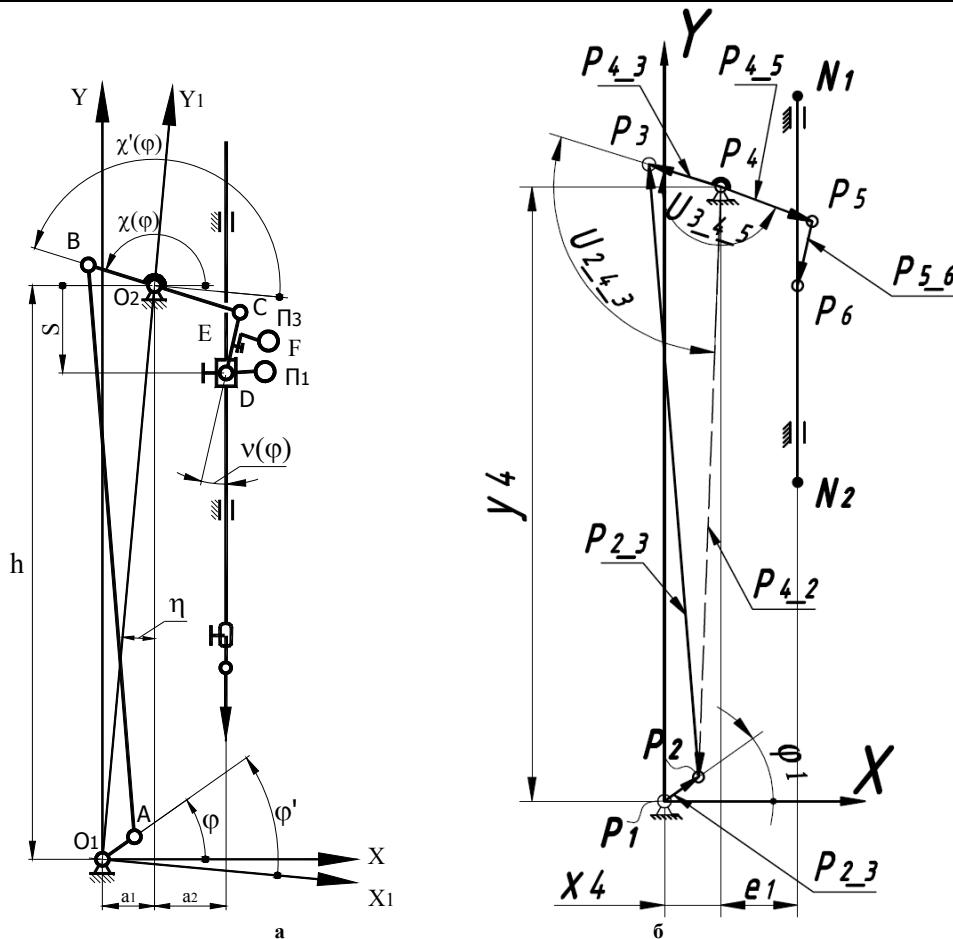


Рис. 2. Розрахункова схеми механізму голки швейної машини плоского ланцюгового стібка: а) кінематична, б) векторна

Таблиця 1

Значення параметрів механізму голки

Найменування параметрів	Одиниці виміру	Значення параметра	
		876 кл. ПМЗ	164 кл.ф. «Rimoldi»
$l_{O1A}$	мм	12	12,5
$l_{AB}$		175	180
$l_{O2B}$		21,3	28
$l_{O2C}$		27,5	29
$l_{CD}$		19	21
$a_1$		16	15,5
$a_2$		22	24
$h$		175	180
$\angle BO_2C$	град.	180	180

Математична модель механізму голки описана методом векторного перетворення координат з початком у точці  $P_1$  (рис. 2 б).

Початок координат виберемо в точці  $P_1$ . Визначимо вектор-ланку кривошип  $P_{1,2}$ , використовуючи обчислювальний блок функції користувача  $Turn(V, V_0, \alpha, r)$  в MathCAD для 3-D повороту вектора [3, 7] в загальному вигляді:

$$P_{roj}(V, V_0) := V \cdot Ort(V_0) \cdot Ort(V_0), \quad Norm(V, V_0) := V - P_{roj}(V, V_0),$$

$$Turn(V, V_0, \alpha, r) := \left( P_{roj}(V, V_0) + Norm(V, V_0) \cdot \cos(\alpha) + Ort(V_0) \times Norm(V, V_0) \cdot \sin(\alpha) \right) \cdot \frac{r}{|V|}, \quad (1)$$

де  $V$  – вектор, що повертається; цим вектором є орт осі  $Y - e_Y := (0 \ 1 \ 0)^T$  (верхній індекс Т вказує на транспонування матриці-рядка);

$V_0$  – вектор, навколо якого здійснюється поворот вектора  $V$ ; цим вектором є орт осі  $X (X - e_X := (1 \ 0 \ 0)^T)$ ;

$\alpha$  – кут повороту вектора  $V$ , цьому куту відповідає кут  $\varphi_1$  повороту кривошипа, який відраховується від осі  $Y$  (при обертанні кривошипа проти годинникової стрілки кут  $\varphi_1$  має додатне значення, при обертанні кривошипа за годинниковою стрілкою – від’ємне);

$r$  – довжина вектора  $V$  після повороту; відношення  $\frac{r}{|V|}$  у виразі (1) є масштабним коефіцієнтом, який визначає довжину вектора  $V$  після його повороту;

$Ort(V_0)$  – функція для визначення орта вектора  $V_0$ ,  $Ort(V_0) = \frac{V}{|V_0|}$ .

Для визначення проєкцій векторів на осі координат в MathCAD визначимо параметри:

$$X := ORIGIN + 1, Y := ORIGIN + 1, Z := ORIGIN + 2$$

Приймаємо в загальному вигляді матриці повороту векторів  $T(\alpha)$ , аналогічно, схематехнічному моделюванню просторових механізмів [7]:

$$T_X(\alpha) := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) \\ 0 & \sin(\alpha) & \cos(\alpha) \end{pmatrix}, T_Y(\alpha) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & 0 & \sin(\alpha) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\alpha) & 0 & \cos(\alpha) \end{pmatrix}, T_Z(\alpha) := \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & -\sin(\alpha) & 0 \\ \sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Тоді проєкція одиничного орта на вісі  $X, Y, Z$ :

$$\rho_X(r_1, \alpha_X, r_2) := T_X(\alpha_X) \cdot Ort(r_1) \cdot r_2, \quad \rho_Y(r_1, \alpha_Y, r_2) := T_Y(\alpha_Y) \cdot Ort(r_1) \cdot r_2,$$

$$\rho_Z(r_1, \alpha_Z, r_2) := T_Z(\alpha_Z) \cdot Ort(r_1) \cdot r_2$$

$$e_X := \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, e_Y := \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}, e_Z := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

Функція вектора-ланки кривошипа  $\vec{P}_{1\_2}(\varphi_1, \kappa)$  визначається виразом:

$$\vec{P}_{1\_2}(\varphi_1, \kappa) := Turn(e_X, e_Y, \varphi_1, l_{1\_2}, \kappa), \text{ або } \vec{P}_{1\_2}(\varphi_1, \kappa) := \rho_Z(e_X, \varphi_1, l_{1\_2}, \kappa)$$

де  $\varphi_1$  – кут повороту кривошипа  $\varphi_1$  визначається дискретною функцією *rangeable* в інтервалі значень  $\varphi_0 \div \varphi_{\max}$  з кроком  $\Delta\varphi_1$ ;

$$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_1 + \Delta\varphi_1, \dots, \varphi_{\max},$$

$l_{1\_2}$  – довжина кривошипа  $O_1A$ , мм;

$\kappa$  – аргумент функції вектора, змінного кута поточних значень параметрів ланок;

$\kappa_i$  –  $i$ -й параметр ланки, розмір якої змінюється при оптимізації.

$$\kappa = \kappa_i, \kappa_{i+1}, \dots, \kappa_n, \quad (2)$$

З урахуванням параметрів, які досліджуються виріз (2) приймає вид:

$$\kappa = l_{2\_3}, U_{3\_4\_5}, l_{5\_6}, x_4, e_1,$$

де  $l_{2\_3}$  – довжина шатуна  $AB$ , мм;

$l_{5\_6}$  – довжина шатуна  $CD$  плеча  $AM$ , мм;

$x_4, e_1$  – величина дезаксіалів відповідно  $a_1$  та  $a_2$  (рис. 1), мм;

$U_{3\_4\_5}$  – величина кута між плечима коромисел  $BO_2$  та  $O_2C$ , град.

Функція вектора-точок кінематичних пар  $\vec{P}_2(\varphi_1, \kappa)$  та  $\vec{P}_{4\_2}(\varphi_1, \kappa)$ :

$$\vec{P}_2(\varphi_1, \kappa) = \vec{P}_1 + \vec{P}_{1\_2}(\varphi_1, \kappa), \quad (3)$$

$$\vec{P}_{4\_2}(\varphi_1, \kappa) = \vec{P}_2(\varphi_1, \kappa) - \vec{P}_4(\kappa), \quad (4)$$

де  $P_1$  – вектор-стовпчик координат стояка 1 (рис. 1);

$P_4(\kappa)$  – вектор-стовпчик координат стояка 4 з урахуванням параметра  $\kappa = x_4$ ;

$$P_1 := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad P_4(x_4) := \begin{pmatrix} x_4 \\ y_4 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Функція змінного кута  $U_{2\_4\_3}(\varphi_1, \kappa)$  між векторами  $P_{4\_2}$  та  $P_{4\_3}$ :

$$U_{2\_4\_3}(\varphi_1, \kappa) = T \cos \left( \left| \vec{P}_{4\_2}(\varphi_1, \kappa) \right|, l_{4\_2}, l_{2\_3} \right),$$

де  $\vec{P}_{4\_2}(\varphi_1, \kappa)$  – вектор-стовпчик координат стояка 4.

Функція повороту  $T \cos$  :

$$T\cos(l_1, l_2, l_3) := \arccos\left(\frac{l_1^2 + l_2^2 - l_3^2}{2 \cdot l_1 \cdot l_2}\right)$$

$$P_{4\_3}(\varphi_1, \kappa) := \rho_Z(P(\varphi_1, \kappa) - W_{2\_3\_4} \cdot U_{2\_4\_3}(\varphi_1, \kappa), l_{4\_3}),$$

де  $W_{2\_3\_4}$  – параметр, який визначає варіант складання механізму ( $W_{2\_3\_4} = 1$ , якщо обхід контуру виконується за годинниковою стрілкою  $P2 \rightarrow P3 \rightarrow P4 \rightarrow P2$ , здійснюється за годинниковою стрілкою та  $W_{2\_3\_4} = -1$ , якщо проти годинникової стрілки);

$l_{4\_3}$  – довжина першого плеча ВО<sub>2</sub> двоплечого коромисла, мм;

Функція вектора-точки кінематичної пари  $\vec{P}_3(\varphi_1, \kappa)$ :

$$\vec{P}_3(\varphi_1, \kappa) = \vec{P}_4(x_4) + \vec{P}_{4\_3}(\varphi_1, \kappa). \tag{5}$$

Функції вектора-ланки шатуна АВ –  $\vec{P}_{2\_3}(\varphi_1, \kappa)$ :

$$\vec{P}_{2\_3}(\varphi_1, \kappa) = \vec{P}_3(\varphi_1, \kappa) - \vec{P}_2(\varphi_1, \kappa).$$

Функції вектора-ланки другого плеча О<sub>2</sub>С двоплечого коромисла  $\vec{P}_{4\_5}(\varphi_1, \kappa)$ :

$$P_{4\_3}(\varphi_1, \kappa) := \rho_Z(P_{4\_3}(\varphi_1, \kappa), U_{3\_4\_5}, l_{4\_5}),$$

де  $l_{4\_5}$  – довжина другого плеча О<sub>2</sub>С двоплечого коромисла, мм.

Функція вектора-точки кінематичних пар  $\vec{P}_5(\varphi_1, \kappa)$  та  $\vec{P}_6(\varphi_1, \kappa)$ :

$$\vec{P}_5(\varphi_1, \kappa) = \vec{P}_4(x_4) + \vec{P}_{4\_5}(\varphi_1, \kappa),$$

$$\vec{P}_6(\varphi_1, \kappa) = \text{Повзун}(\vec{P}_5(\varphi_1, \kappa), N_1(\kappa), N_2(\kappa), l_{5\_6}),$$

де  $N_1(\kappa), N_2(\kappa)$  – координати точок N<sub>1</sub> та N<sub>2</sub>, які задають напрямну повзуна,

$$N_1(e_1, x_4) = \begin{pmatrix} P_4(x_4)_X + e_1 \\ y_4 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad N_2(e_1, x_4) = \begin{pmatrix} P_4(x_4)_X + e_1 \\ y'_4 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$l_{5\_6}$  – довжина шатуна CD, мм;

$y'_4$  – ордината N<sub>2</sub>, мм.

Програмний код функції користувача в MathCAD для опису орта  $p$  повзуна в загальному випадку:

$$\begin{aligned} \text{Ĥacoi}(P_1, P_2, P_3, L_{1\_4}, P) := & \begin{cases} P_{1\_2} \leftarrow P_2 - P_1 \\ P_{2\_3} \leftarrow P_3 - P_2 \\ L_{1\_5} \leftarrow (P_{1\_2} \times \text{Ort}(P_{2\_3}))_Z \\ P_{1\_5} \leftarrow \rho_Z(P_{2\_3}, -\text{sign}(L_{1\_5}) \cdot 90, |L_{1\_5}|) \\ U_{4\_1\_5} \leftarrow \arccos\left(\frac{|L_{1\_5}|}{L_{1\_4}}\right) \\ P_{1\_4} \leftarrow \begin{cases} \rho_Z(P_{1\_5}, -\text{sign}(L_{1\_5}) \cdot U_{4\_1\_5}, L_{1\_4}) & \text{if } P = P_2 \\ \rho_Z(P_{1\_5}, \text{sign}(L_{1\_5}) \cdot U_{4\_1\_5}, L_{1\_4}) & \text{if } P = P_3 \end{cases} \\ P_4 \leftarrow P_1 + P_{1\_4} \end{cases} \end{aligned}$$

Функції вектора-ланки шатуна CD –  $\vec{P}_{5\_6}(\varphi_1, \kappa)$ :

$$\vec{P}_{5\_6}(\varphi_1, \kappa) = \vec{P}_6(\varphi_1, \kappa) - \vec{P}_5(\varphi_1, \kappa).$$

Аналог прискорення повзуна (голковода) в загальному вигляді представлений матрицями проєкцій на вісі координат:

$$r''(P, \varphi_1, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7) = \begin{bmatrix} \frac{d^2}{d\varphi_1^2} (P(\varphi_1, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7)_X) \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2} (P(\varphi_1, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7)_Y) \\ \frac{d^2}{d\varphi_1^2} (P(\varphi_1, l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6, l_7)_Z) \end{bmatrix}.$$

Аналоги прискорення  $A_6$  для повзуна визначаються виразами:

$$A_6(\varphi_1, \kappa) = r''(P_6, \varphi_1, \kappa).$$

Для визначення фактора впливу величини параметрів  $\kappa_i$  на аналог прискорення повзуна визначимо його значення шляхом дискретної зміни кожного з параметрів  $\kappa_i$  (рис. 3-8) при фіксованому значенні решти параметрів. Рациональні параметри механізму будемо знаходити шляхом наближення аналога прискорення повзуна до гармонічного закону (на діаграмах рис. 3-8 представлений штрих-пунктирною лінією – крива 1, а аналог прискорення рационального варіанта механізму зображений кривою 4). Також для порівняння з базовими механізмами швейних машин 876 кл. та 164 кл.ф. «Rimoldi» аналоги прискорення їхніх голководів зображені відповідно кривими 2 та 3. Оскільки закон голководу швейної машини 876 кл. більш наближений до гармонічного, то пошук рациональних значень параметрів будемо виконувати в околиці значень параметрів механізму голки саме цієї машини. Параметри, які підлягали варіюванню наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Значення параметрів механізму голки				Інтервал значень	Крок варіювання
$l_{O1A}$	$l_{1\ 2}$	мм	12	const	–
$l_{AB}$	$l_{2\ 3}$		175	Var	$\pm 8$
$l_{O2B}$	$l_{3\ 4}$		21,3	const	–
$l_{O2C}$	$l_{4\ 5}$		27,5		
$l_{CD}$	$l_{5\ 6}$		19	Var	2
$a_1$	$x_4$		16		
$a_2$	$e_1$		22		
$h$	$y_4$		175	const	–
$\angle BO_2C$	$U_{3\ 4\ 5}$	град.	180	Var	$\pm 12$

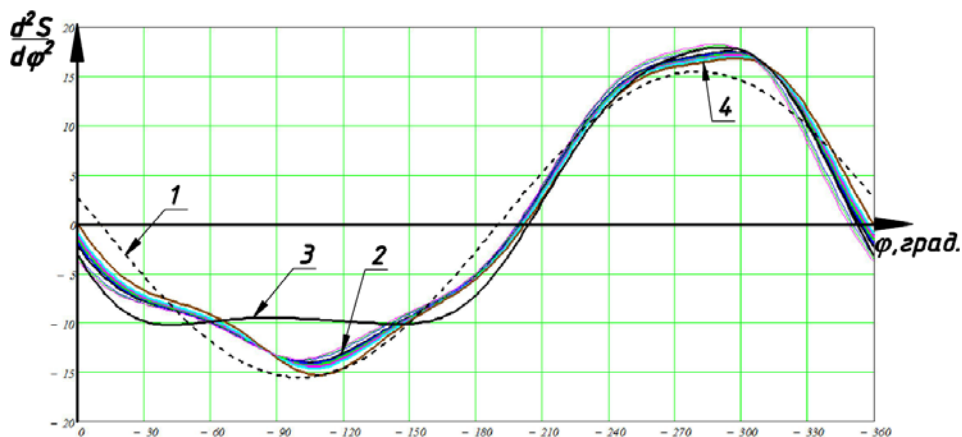


Рис. 3. Діаграма величини впливу параметра  $x_4$  в діапазоні значень  $x_4 + 12 > x_4 > x_4 - 10$  (раціональне значення при  $x_4 + 12$ )

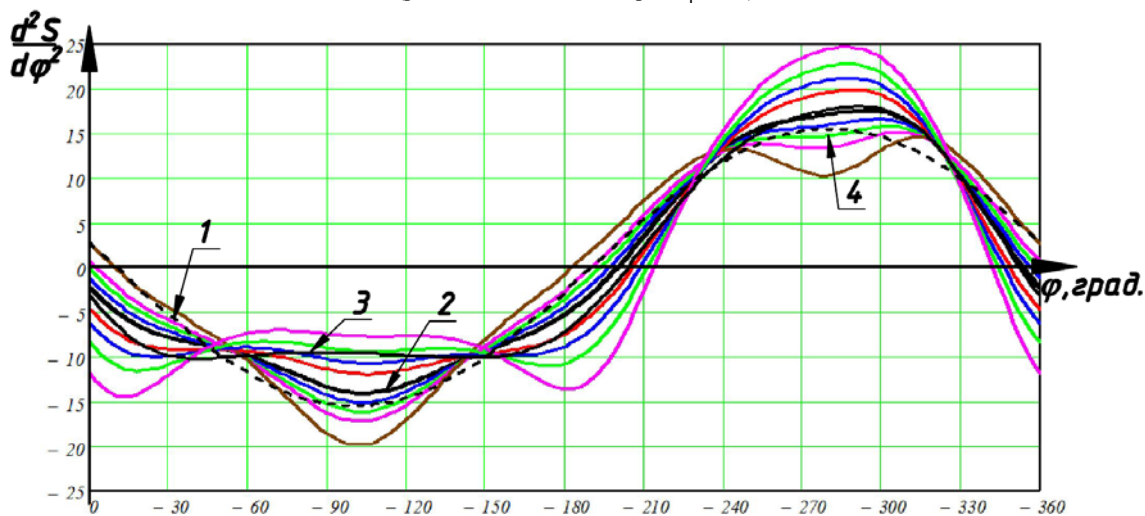


Рис. 4. Діаграми значень аналога прискорення при варіюванні параметра  $e_1$  в діапазоні значень  $e_1 + 10 > e_1 > e_1 - 10$  (раціональне значення при  $e_1 + 2$ )

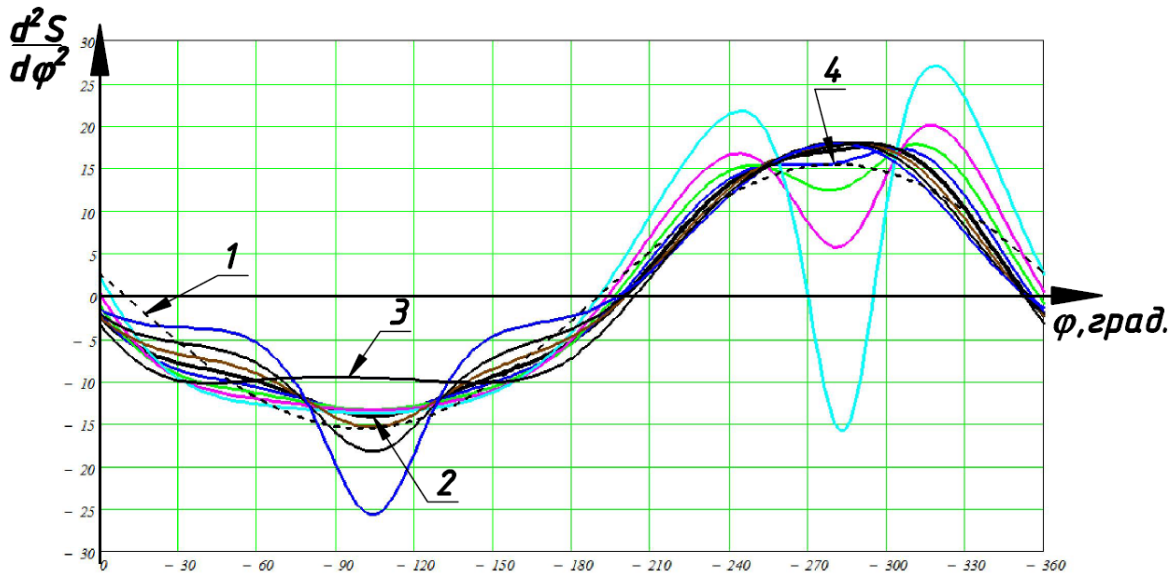


Рис. 5. Діаграми значень аналога прискорення при варіюванні параметра  $l_{2,3}$  в діапазоні значень  $l_{2,3} + 8 > l_i > l_{2,3} - 6$  (раціональне значення при  $l_{2,3} + 2$ )

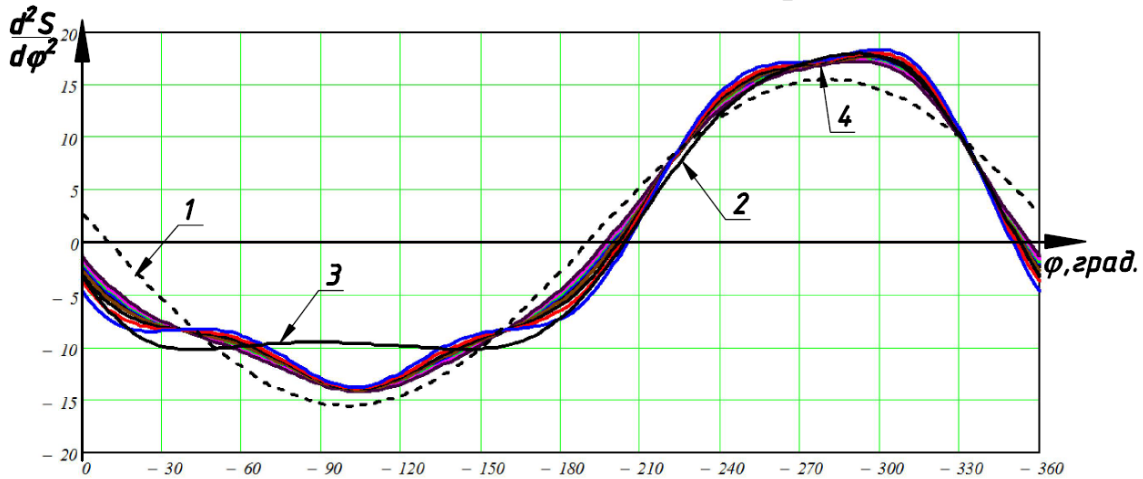


Рис. 6. Діаграми значень аналога прискорення при варіюванні параметра  $l_{5,6}$  в діапазоні значень  $l_{5,6} + 10 > l_i > l_{5,6} - 10$  (раціональне значення при  $l_{5,6} + 10$ )

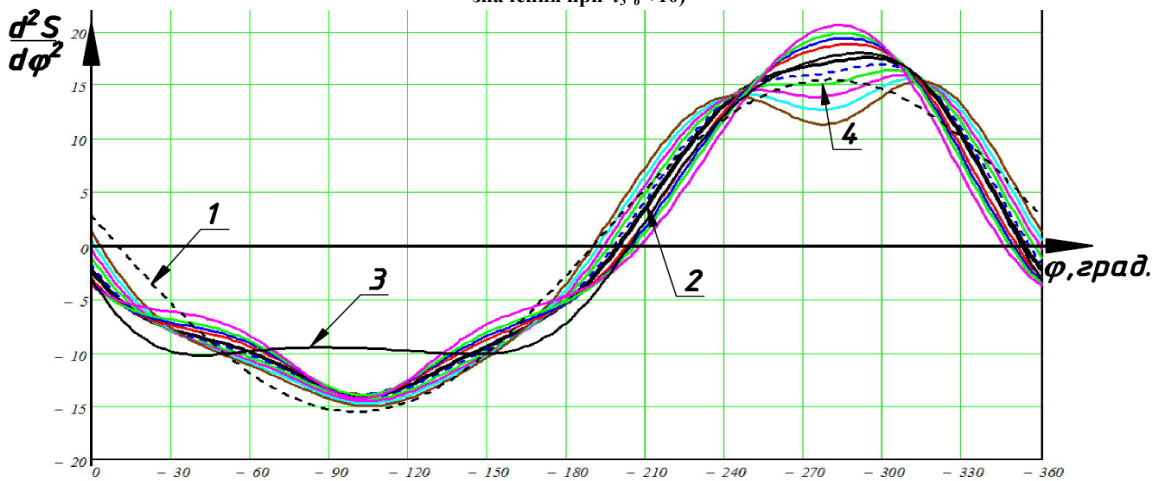


Рис. 7. Діаграми значень аналога прискорення при варіюванні параметра  $U_{3,4,5}$  в діапазоні значень  $U_{3,4,5} + 12 > U_{3,4,5_i} > U_{3,4,5} - 12$  (раціональне значення при  $l_{5,6} + 10$ )

Також методом повного перебору параметрів ланок механізму знайдено раціональні їх значення, закон аналога прискорення повзуна яких найбільш наближений значення до гармонічного (рис. 9), а максимальна його величина найменша.

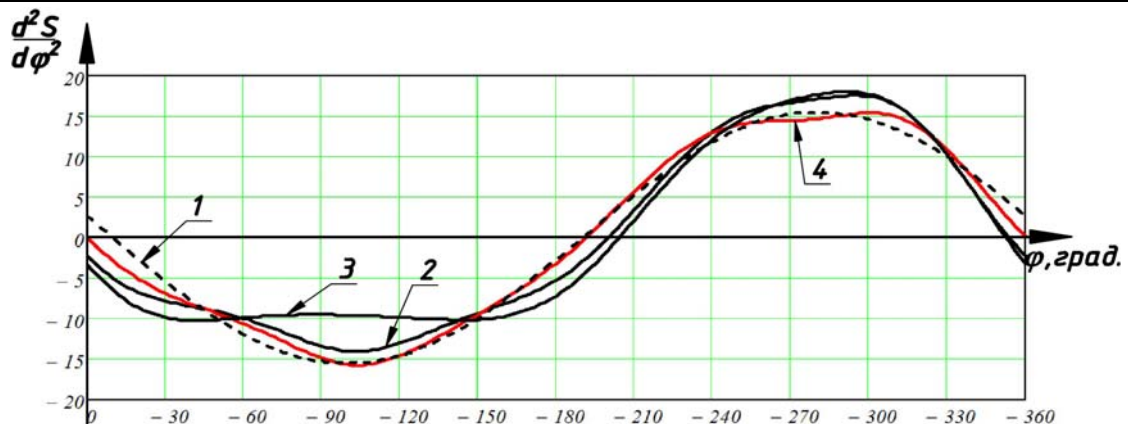


Рис. 8. Діаграми значень аналога прискорення при значеннях параметрів  $l_{2,3}=173,6$  мм,  $l_{5,6}=26$  мм,  $e_1=23,2$  мм,  $x_4=14,5$  мм  $U_{3,4,5}=172^\circ$  – крива 3 в порівнянні з кривими 1 – базовими параметрами 876 кл., та 2 – гармонічним законом

В результаті дослідження було встановлено, що параметр  $x_4$  несуттєво впливає на закон прискорення повзуна, натомість, довжина шатуна  $l_{2,3}$  та величина дезаксиалу  $e_1$  суттєво змінює аналог прискорення повзуна в зонах його максимумів. Так зменшення параметрів призводить до появи подвійного екстремуму в інтервалі значень  $\varphi \approx 0,5\pi$ , а збільшення параметра – до появи аналогічного екстремумів в інтервалі  $\varphi \approx 1,5\pi$ . В цей же час збільшення довжини шатуна  $l_{5,6}$  призводить до незначного згладжування «сідлоподібного» екстремуму в околиці значень  $\varphi \approx 1,5\pi$ . Слід відмітити, що зміна кута  $U_{3,4,5}=170^\circ$  між плечима коромисел суттєво впливає на зміну величини максимального значення аналога прискорення в цих інтервалах.

### Висновки

1. Максимальне прискорення веденої ланки багатоланкових важільних механізмів залежить від взаємовпливу груп Ассура, що входять до його складу.
2. Мінімальні значення максимального прискорення та приблизна рівність обох екстремумів досягається при асиметричному законі руху веденої ланки, що спростовує рекомендації деяких літературних джерел.
3. Запропонована методика може бути застосована для синтезу будь-яких багатоланкових важільних механізмів, особливо з масивною веденою ланкою.

### Література

1. Полухин В.П. Проектирование механизмов швейно-обметочных машин / Полухин В.П. – М. : Машиностроение, 1972. – 280 с.
2. Рейбарх Л.Б. Кинематическое исследование механизма игл плоскошовной швейной машины 876 кл. ПМЗ / Л.Б. Рейбарх, М.Н. Григоренко // ИВ ТЛП. – 1979. – № 3. – С. 108–111.
3. Орловський Б.В. Комп'ютерне моделювання та синтез типового механізму технологічних машин / Б.В. орловський, В.М. Дворжак // Вісник КНУТД. – 2014. – № 5 (57). – С. 103–108.
4. Пищиков В.О. Проектування швейних машин / В.О. Пищиков, Б.В. Орловський. – К. : Видавничо-поліграфічний дім Формат, 2007. – 320 с.
5. Полухин В.П. Швейные машины цепного стежка / В.П. Полухин, Л. Б Рейбарх. – М. : Легкая индустрия, 1976. – 352 с.
6. Полухин В.П. Швейные машины цепного стежка зарубежных фирм / В.П. Полухин, Л. Б Рейбарх. – М. : Легкая индустрия, 1979. – 344 с.
7. Дворжак В.М. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем просторових чотириланкових кривошипно-коромислових механізмів технологічних машин / В.М. Дворжак // Вісник КНУТД. – 2016. – № 2 (96). – С. 16–26.

Рецензія/Peer review : 20.12.2016 р.

Надрукована/Printed : 7.2.2017 р.

Рецензент: д.т.н., професор Орловський Б.В.