



УДК 687.053.242

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ГОЛКИ ШВЕЙНОЇ МАШИНИ ПЛОСКОГО ЛАНЦЮГОВОГО СТІБКА

Студ. І.В. Сисенко, гр. МГМ-16
Науковий керівник проф. В.А. Горобець
Київський національний університет технологій та дизайну

Мета і завдання. Метою дослідження є визначення впливу геометричних параметрів ланок на закон руху голководу в багатоланкових механізмах голки швейних машин ланцюгового стібка. Запропонувати методіку, яка враховує нові підходи до кінематичного синтезу багатоланкових важільних механізмів.

Об'єкт та предмет дослідження. Об'єктом дослідження є параметри механізмів голки багатоланкової структури, у яких ведена ланка виконана у вигляді масивного голководу. Предметом дослідження є вплив параметрів ланок важільного багатоланкового механізму голки на другу передаточну функцію, або аналог прискорення веденої ланки.

Методи та засоби дослідження. В роботі застосована відома методіка оптимізаційного синтезу важільних механізмів з застосуванням систем математичного моделювання.

Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів. Виконаний вперше за цією методикою синтез 6-ланкового механізму голки швейної машини показує ефективність запропонованого підходу проектування, а також демонструє шляхи його практичного застосування. Дана методіка може застосовуватись при синтезі багатоланкових важільних механізмів швидкісного обладнання, або механізмів з масивними веденими ланками.

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

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

де r, l – відповідно довжини кривошипа та шатуна.

Цей додаток величиною $\lambda = r/l$ до гармонічної складової прискорення пальця коромисла, 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 [1] наявність двох двохповодкових груп Ассура дозволяє за рахунок взаємного їх впливу зменшити величини цих максимумів, а також вирівняти їх значення.

Для підтвердження цієї тези був виконаний оптимізаційний синтез шестиланкового механізму голки плоскошовної швейної машини, при цьому функція мети є мінімізація максимального прискорення голководу зі збереженням його функції.

Для механізму голки показниками функціональності служать задані величини ходу голки в матеріалі s_m та кути повороту головного вала протягом якого голка знаходиться над матеріалом φ_t [2].

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

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

Раціональний механізм знайдений шляхом наближення аналога прискорення повзуна до гармонічного закону – крива 1 (рис. 1) також з метою порівняння з базовим механізмом аналог прискорення його повзуна швейних машин 876 кл. та 164 кл.ф. «Rimoldi» зображені відповідно кривими 2 та 3, аналогу прискорень раціонального варіанта механізму відповідає крива 4.

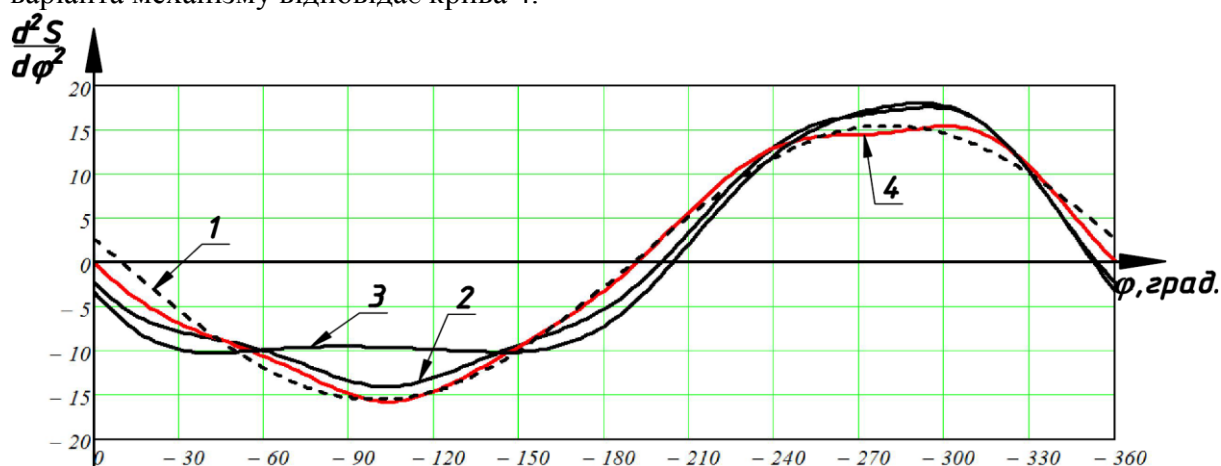


Рисунок 1 - Діаграми значень аналога прискорення веденої ланки .

В результаті дослідження було встановлено, що 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 другого 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.

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

ЛІТЕРАТУРА:

1. Полухин В.П. Швейные машины цепного стежка / В.П. Полухин, Л. Б Рейбарх. – М. : Легкая индустрия, 1976. – 352 с.
2. Пищиков В.О. Проективання швейних машин / В.О. Пищиков, Б.В. Орловський. – К. : Видавничо-поліграфічний дім Формат, 2007. – 320 с.