

УДК 677.055

## РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ШВЕЙНИХ МАШИН ДЛЯ ВИКОНАННЯ СТІБКІВ 301 ТИПУ

Студ. М.М. Руденко, гр. МГЗМ-17(л)

Науковий керівник доц. В.М. Дворжак

Київський національний університет технологій та дизайну

**Мета і завдання.** Мета полягає в розробці математичних моделей механізмів швейних машин для виконання стібків 301 типу. Завдання полягає в оптимізації метричних параметрів механізму зубчатої рейки швейної машини на основі кінематичних та кінетостатичних досліджень механізму.

**Об'єкт дослідження.** Об'єктом дослідження виступає процес утворення стібка, а предметом дослідження виступає механізм зубчатої рейки швейної машини.

**Методи та засоби дослідження.** Теоретичною основою при вирішенні науково-технічної проблеми є праці провідних учених в галузях легкої промисловості, теорії механізмів і машин, математичного моделювання. У теоретичних дослідженнях використано методи дослідження плоских механізмів машин.

**Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів.** На основі кінематичних та кінетостатичних досліджень механізму удосконалена конструкція механізму зубчатої рейки швейної машини.

**Результати дослідження.** Механізм зубчатої рейки швейної машини включає в себе дві ведучі ланки першого класу першого виду та чотири приєднані до них групи другого класу другого порядку першого виду за класифікацією Ассур [1]. На рисунку 1 представлена схема механізму зубчатої рейки швейної машини, отримана за математичними моделями в САПР Mathcad.

Для розрахунку механізму використовується векторний метод перетворення координат [2], який дозволяє явно виразити функції кутів повороту рухомих ланок та функції положення характерних точок механізму через узагальнену координату  $\phi_1$ . Дослідження проводяться за такою послідовністю: складання математичних моделей, що описують функції положення та передаточні функції рухомих ланок та характерних точок механізму; складання виразу для визначення

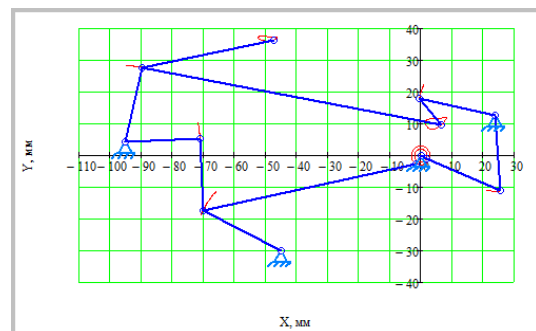


Рисунок 1 – Схема механізму зубчатої рейки швейної машини в Mathcad

приведеного моменту інерції механізму  $J_{\Sigma}$  та його похідної по куту повороту ведучого кривошипа  $J'_{\Sigma}$ ; складання виразу для визначення узагальненої сили механізму  $Q_1$ ; складання диференціального рівняння руху механізму з початковими умовами та чисельним розв'язком задачі Коші методом Рунге-Кутти; представлення результатів дослідження у вигляді схемотехнічного моделювання та візуалізації кінематичної схеми механізму в Mathcad, графіків закону руху ведучого кривошипа  $\phi_1(t)$ , його кутової швидкості  $\omega_1(t)$  та кутового прискорення  $\varepsilon_1(t)$ .

Радіус-вектори  $P_i$  характерних точок механізму (кінематичних пар та центрів мас ланок) складаються за методом векторного перетворення координат [2]:

$$P_i(\alpha_Z, r_1, r_2) := P_j(\alpha_Z) + T_Z(\alpha_Z) \cdot \text{Ort}(r_1) \cdot r_2, \quad (1)$$

де  $\alpha_Z$  – кут повороту рухомої ланки;  $r_1$  – вектор, що повертається;  $r_2$  – довжина вектора  $r_1$  після його повороту на кут  $\alpha_Z$ ;  $P_j$  – координати точки початку рухомої системи координат.

Оскільки в механізмі зубчатої рейки дві ведучі ланки здійснюють солідарний рух разом з валом, то для дослідження можна прийняти одну узагальнену координату механізму, наприклад, кут повороту  $\phi_1$  ведучої ланки функціональної групи горизонтального переміщення зубчатої рейки. Диференціальне рівняння руху механізму з одним ступенем вільності записується у формі [3]:

$$J_\Sigma \cdot \ddot{\phi}_1 + \frac{1}{2} \cdot J'_\Sigma \cdot \dot{\phi}_1^2 = Q_1, \quad (2)$$

де  $J_\Sigma$  – приведений момент інерції механізму;  $\dot{\phi}_1$  та  $\ddot{\phi}_1$  – кутові швидкість та прискорення ланки приведення;  $Q_1$  – узагальнена сила механізму.

Приведений момент інерції механізму  $J_\Sigma$  визначається за виразом [3]:

$$J_\Sigma = \sum_{i=1}^n [J_{S_i} \cdot (\phi'_i)^2 + m_i \cdot (S'_i)^2]; \quad (3)$$

де  $J_{S_i}$  – моменти інерції ланок відносно осей, які походять через точки центрів мас ланок перпендикулярно до площини їхнього руху;  $m_i$  – маси ланок;  $|\phi'_i|$  та  $|S'_i|$  модулі векторів перших передаточних функцій, які визначаються як похідні від функцій кутів положення ланок  $\phi_i$  та функцій радіус-векторів точок центрів мас ланок  $S_i$  по куту  $\phi_1$ ; (штрих у верхньому індексі означає диференціювання по куту  $\phi_1$ , крапка над іменем функції – диференціювання по часу  $t$ ).

Узагальнена сила механізму  $Q_1$  визначається за виразом [3]:

$$Q_1 = \sum_{j=1}^f (F_j \cdot P'_j) + \sum_{k=1}^m (M_k \cdot \phi'_k); \quad (4)$$

де  $F_j$  – вектори сил;  $P'_j$  – вектори перших передаточних функцій радіус-векторів точок прикладання сил;  $M_k$  – вектори моментів;  $\phi'_k$  – вектори перших передаточних функцій кутів повороту ланок механізму.

**Висновки.** Розроблено математичні моделі для забезпечення автоматизованого проектування механізму зубчатої рейки швейної машини, яке дозволяє удосконалити конструкцію механізму.

**Ключові слова:** швейна машина, механізм зубчатої рейки.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. 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 до журн.: [http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2011\\_1/2011-1.html](http://www.nbu.gov.ua/e-journals/td/2011_1/2011-1.html)
3. 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.