

УДК 687.053.64,
687.053.668

БЕЗРЯДІН В. М., ДВОРЖАК В. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОКРИВОШИПНОГО ЧОТИРИЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ НИТКОПРИТЯГУВАЧА ШВЕЙНОЇ МАШИНИ

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

Методика. Використані методи метричного синтезу та кінематичного аналізу типових механізмів технологічних машин легкої промисловості на основі векторного перетворення координат.

Результати. Отримані геометричні параметри чотириланкового двокривошипного механізму для швейної машини конструктивно-уніфікованого ряду КУР-97 кл.; отримані математичні моделі, що описують функції положення рухомих ланок та характерних точок механізму; виконано схематехнічне моделювання механізму в прикладній CAD-програмі; побудовані графіки необхідної та дійсної подачі голкової нитки механізмом, що досліджується.

Наукова новизна. Запропонований метод аналітичного дослідження двокривошипних механізмів на основі чисельного розв'язку векторних рівнянь кінематики, за допомогою якого створені математичні моделі та проведено схематехнічне комп'ютерне моделювання механізму ниткопритягувача швейної машини в програмі Mathcad.

Практична значимість роботи полягає у використанні одержаних результатів при проектуванні та кінематичному дослідженні типових механізмів ниткопритягувачів швейних машин.

Ключові слова: ниткопритягувач, двокривошипний чотириланковий механізм, швейна машина.

Вступ. Удосконалення існуючих та створення нових машин легкої промисловості пов'язано з процесом створення функціонально-досконалих його механізмів, який включає метричний (геометричний) синтез кінематичної схеми, дослідження траєкторій характерних точок, законів руху рухомих ланок та робочих органів тощо.

В сучасних машинах легкої промисловості переважно застосовуються шарнірно-важільні механізми, які забезпечують доволі високі швидкісні показники роботи у порівнянні з кулачковими механізмами, але поступаються останнім у відтворенні необхідних законів руху робочих органів [1, 2]. Наприклад, найбільш поширений типовий чотириланковий кривошипно-коромисловий механізм ниткопритягувача швейних машин має суттєвий функціональний недолік, пов'язаний з відмінністю кількості нитки, що подається, та кількості нитки, що споживається у процесі утворення стібка. При роботі механізму надлишок голкової нитки, який досягає екстремальних значень при утворенні петлі-напуску, при неефективній роботі компенсатора натягу нитки може призвести до її обриву [1, 2, 3, 4].

Для зменшення надлишку голкової нитки рядом авторів [3, 4] були запропоновані функціонально-адекватні механізми ниткопритягувачів, серед яких цікавим є чотириланковий двокривошипний механізм [3]. Авторами доведена доцільність застосування чотириланкового двокривошипного механізму в якості механізму ниткопритягувача швейної машини. Дослідження механізму проводились на основі аналітичного методу векторних замкнутих контурів В. А. Зинов'єва [5], зокрема цим методом отримана функція кута φ повороту шатуна з відростком ниткопритягувача (робоча точка D) [3].

Застосування методу векторних замкнутих контурів ускладнює процес розрахунку

саме двокривошипних механізмів, оскільки вимагає врахування так званого «дефекту галуження» [6], коли при одних і тих самих геометричних параметрах при зміні узагальненої координати можна отримати різні варіанти складання механізму. Для плоского двокривошипного чотириланкового механізму кількість варіантів складання дорівнює двом. Тому для визначення потрібного варіанту складання слід вводити до математичної моделі механізму додаткові умови, які дозволять відслідкувати «дефект галуження» та перевірити стабільність обчислення.

Таким чином, при метричному синтезі двокривошипного чотириланкового механізму для складання цільової функції, а також при кінематичному дослідженні для складання функцій положення, швидкостей та прискорень слід використати метод дослідження вільний від «дефекту галуження». Таким методом дослідження може бути аналітичний метод векторного перетворення координат, за допомогою якого успішно досліджуються як плоскі, так і просторові шарнірно-важільні механізми машин легкої промисловості [7, 8, 9, 10].

Постановка завдання. У теперішній час при проектуванні механізмів машин легкої промисловості важливого значення набуває математичне моделювання з використанням CAD-програм. Розробка методів комп'ютерного моделювання механізмів технологічних машин та застосування для цього сучасних прикладних комп'ютерних програм є своєчасним завданням.

Тому завданням цього дослідження є створення математичних моделей, які описують цільову функцію для метричного синтезу механізму, функції положення рухомих ланок та характерних точок чотириланкового двокривошипного механізму, який застосований для приводу робочого органу – ниткопритягувача швейної машини конструктивно-уніфікованого ряду КУР-97 кл., на основі аналітичного розв'язку векторних рівнянь кінематики методом векторного перетворення координат; створення програмного коду на основі вказаних математичних залежностей; проведення схематичного моделювання кінематичної схеми з побудовою графіків закону необхідної та дійсної подачі голкової нитки, візуалізації та анімації в прикладній CAD-програмі.

Результати досліджень. Відомо [3, 5], що двокривошипний механізм ниткопритягувача є чотириланковим механізмом з одною ведучою ланкою – ведучим кривошипом 1-2 (рис. 1, а, рис. 1, б), одною веденою ланкою – веденим кривошипом 3-4 і одною з'єднувальною ланкою – шатуном 2-3, що утворює дві обертальні кінематичні пари з ведучим та веденим кривошипами. У відростка 3-5 шатуна 2-3 є вічко 5 для голкової нитки H , яке, рухаючись по плоскій замкненій шатунній кривій, змінює довжину контуру голкової нитки від максимальної до мінімальної величини у залежності від кута повороту кривошипа 1-2. Різниця вказаних довжин контурів голкової нитки, що подається, визначає дійсну подачу нитки P_0 .

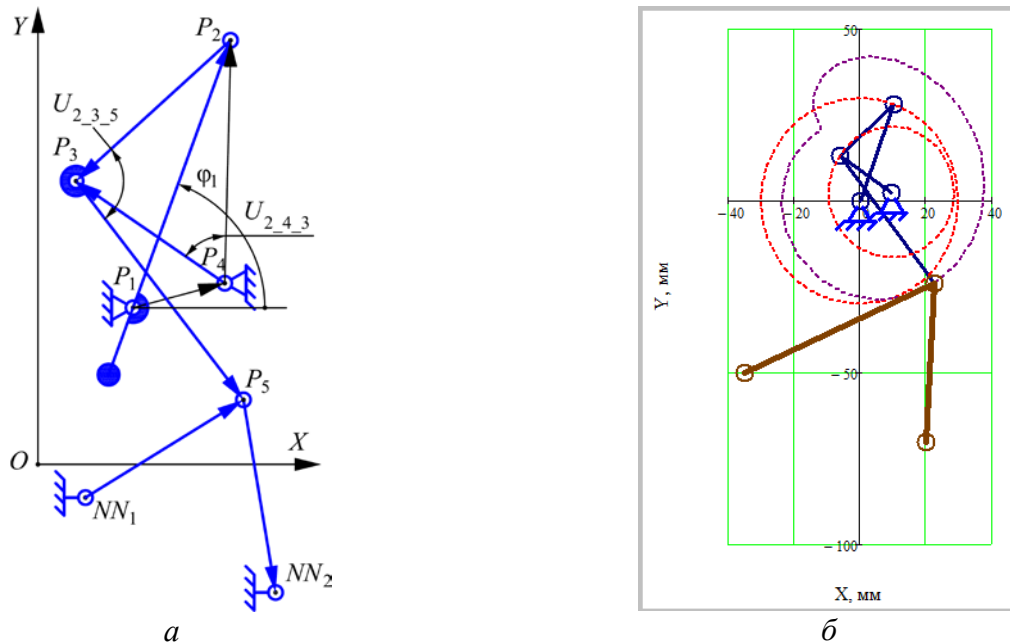


Рис. 1. Схема двокривошипного механізму ниткопритягувача:
а – розрахункова; б – 2D візуалізації в Mathcad, суміщена з графіками траєкторій характерних точок механізму

При метричному синтезі механізму, що розглядається, основною задачею є визначення геометричних параметрів механізму, які забезпечували б передбачене діаграмою необхідної подачі нитки $P_n(\varphi_1)$ співвідношення фазових кутів руху ниткопритягувача вниз і вгору [4], урахуваючи певні обмеження (умови), при яких закон дійсної подачі голкової нитки $P_d(\varphi_1)$ з певною точністю відтворював би закон необхідної подачі голкової нитки $P_n(\varphi_1)$. Як зазначено у роботі [4], відповідність указаних законів подачі нитки оцінюється за співставленням характерних тотожних точок на діаграмі необхідної та дійсної подачі голкової нитки. Розв'язок основної задачі зводиться до визначення довжин ведучого та веденого кривошипів, шатуна, відростка ниткопритягувача, кута, що характеризує його положення відносно шатуна, та вектора-стовпчика P_4 координат кінематичної пари 4 стояк-ведений кривошип, при яких би забезпечувалося співвідношення фазових кутів повороту кривошипа при русі ниткопритягувача вниз та вгору згідно з діаграмою необхідної подачі нитки $P_n(\varphi_1)$.

Таким чином, для метричного синтезу двокривошипного механізму ниткопритягувача заданим повинен мати бути закон необхідної подачі голкової нитки $P_n(\varphi_1)$ у вигляді графіка функції $P_n = f(\varphi_1)$.

Довжина контуру голкової нитки (дійсна подача голкової нитки), яка забезпечується двокривошипним ниткопритягувачем швейної машини, залежить від функції положення вічка ниткопритягувача 5 (рис. 1, а) та місць розташування нитконапрямлячів NN_1 та NN_2 для голкової нитки [4].

Для визначення функції положення вічка ниткопритягувача, яка входить до цільової функції при метричному синтезі механізму, згідно з методом векторного перетворення координат необхідно виконати схемотехнічне моделювання механізму.

При створенні математичної моделі досліджуваного механізму за методом векторного перетворення координат введемо позначення всіх вихідних і розрахункових параметрів.

Вектор P_i ($i = 1, 2, \dots, n$) визначатиме абсолютну (відносну) координату відповідної точки механізму у прийнятій системі координат. Вектор $P_{i,j}$, ($i = 1, 2, \dots, n$; $j = 1, 2, \dots, n$) визначатиме взаємне розташування двох точок механізму, що мають відповідний порядковий номер (точок P_i і P_j). Значення $l_{i,j}$ ($i = 1, 2, \dots, n$; $j = 1, 2, \dots, n$) визначатиме довжину ланки механізму як відстань між двома точками, які з'єднують дану ланку. Кути між ланками механізму позначатимуться $U_{i,j,k}$ ($i = 1, 2, \dots, n$; $j = 1, 2, \dots, m$, $k = 1, 2, \dots, n$), де середня цифра індексу відповідатиме вершині кута.

Схемотехнічне моделювання механізму виконується у правій декартовій системі координат з початком у точці P_1 (рис. 1, а). Вісь абсцис спрямовується перпендикулярно до осі головного вала швейної машини, вісь ординат – перпендикулярно до осі головного вала вгору, вісь аплікату – уздовж осі головного вала.

Складаємо вектори-стовпчики координат стояків P_1 та P_4 (рис. 1, а):

$$P_1 := (X_1 \ Y_1 \ Z_1)^T; \quad P_4 := (X_4 \ Y_4 \ Z_4)^T = (l_{1,4} \cdot \cos(\varphi_{1,4}) \quad l_{1,4} \cdot \sin(\varphi_{1,4}) \quad Z_4)^T; \quad (1)$$

де $l_{1,4}$ – довжина стояка механізму; $\varphi_{1,4}$ – кут нахилу вектора стояка до осі X .

З використанням афінних перетворень та функції повороту вектора у вигляді: $\rho_z(r_1, \alpha_z, r_2) := T_z(\alpha_z) \cdot \text{Ort}(r_1) \cdot r_2$ [7, 8, 10], визначаються вектор кривошипа $P_{1,2}$ та радіус-вектор точки P_2 :

$$P_{1,2}(\varphi_1) := \rho_z(e_X, \varphi_{M1}(\varphi_1), l_{1,2}); \quad P_2(\varphi_1) := P_1 + P_{1,2}(\varphi_1); \quad (2)$$

де $e_X := (1 \ 0 \ 0)^T$ – орт осі X ;

φ_1 – поточний кут повороту головного вала;

$\varphi_{M1}(\varphi_1)$ – кут повороту ведучого кривошипа, який залежить від кута φ_1 .

r_1 – вектор, що повертається; $\text{Ort}(r_1)$ – орт вектора r_1 ;

r_2 – довжина вектора r_1 після його повороту на кут α_z .

$T_z(\alpha_z)$ – матриця повороту розміром 3×3 .

Кут φ_1 задається у вигляді дискретної змінної, значення якої змінюється від початкового φ_0 до кінцевого $\varphi_{\max}$ з кроком $\Delta\varphi_1$:

$$\varphi_1 := \varphi_0, \varphi_0 + \Delta\varphi_1, \dots, \varphi_{\max}. \quad (3)$$

Кут $\varphi_{M1}(\varphi_1)$ ведучого кривошипа залежить від початкового кута встановлення:

$$\varphi_{M1}(\varphi_1) := \varphi_1 + \varphi_{M1,0}. \quad (4)$$

де $\varphi_{M1,0}$ – початковий кут встановлення ведучого кривошипа.

Вектор функція положення шатуна з відростком ниткопритягувача (вектор-ланка $P_{2,3}$) визначається як різниця векторів-точок P_3 та P_2 :

$$P_{2,3}(\varphi_1) := P_3(\varphi_1) - P_2(\varphi_1). \quad (5)$$

Для визначення вектора-точки P_3 в розгляд вводиться додатковий вектор $P_{4,2}$ змінної довжини та напрямку:

$$P_{4,2}(\varphi_1) := P_2(\varphi_1) - P_4. \quad (6)$$

Кут $U_{2,4,3}$ змінної величини визначатиме розташування вектора веденого кривошипа $P_{4,3}$ відносно вектора $P_{4,2}$:

$$U_{4,2,3}(\varphi_1) := T \cos\left(\left|P_{4,2}(\varphi_1)\right|, l_{3,4}, l_{2,3}\right). \quad (7)$$

З використанням афінних перетворень та функції повороту вектора визначається

вектор веденого кривошипа P_{4_3} :

$$P_{4_3}(\varphi_1) := \rho_z(P_{4_2}(\varphi_1), -W_{2_3_4} \cdot U_{4_2_3}(\varphi_1), l_{3_4}); \quad (8)$$

До виразу (8) входить співмножник другого аргументу $W_{2_3_4}$, який дозволяє визначити конструктивно правильне розташування веденого кривошипа в механізмі.

Вектор-точка P_3 визначається як сума вектора-ланки P_{4_3} та координат стояка веденого кривошипа P_4 :

$$P_3(\varphi_1) := P_{4_3}(\varphi_1) + P_4. \quad (9)$$

Вектор відростка шатуна P_{3_5} (при відомому куті $U_{2_3_5}$, який характеризує положення відростка на шатуні) визначається з використанням афінних перетворень та функції повороту вектора:

$$P_{3_5}(\varphi_1) := \rho_z(-P_{2_3}(\varphi_1), U_{2_3_5}(\varphi_1), l_{3_5}). \quad (10)$$

Вектор-точка вічка ниткопритягувача P_5 визначається як сума вектора-ланки P_{3_5} та координат точки P_2 :

$$P_5(\varphi_1) := P_{3_5}(\varphi_1) + P_2(\varphi_1). \quad (11)$$

Для побудови діаграми дійсної подачі нитки кулісним ниткопритягувачем складемо вектори-стовпчики координат нитконапрямлячів NN_1 та NN_2 :

$$NN_1 := (X_{NN1} \ Y_{NN1} \ Z_{NN1})^T \quad NN_2 := (X_{NN2} \ Y_{NN2} \ Z_{NN2})^T. \quad (12)$$

Товщиною нитконапрямлячів NN_1 та NN_2 та вічка ниткопритягувача 7 нехтуємо.

Контур нитки, який визначає довжину нитки, що подається оберненим механізмом кулісного ниткопритягувача, складається з довжин першої ділянки нитки між нитконапрямлячем NN_1 та вічком 5 ниткопритягувача та другої ділянки нитки між вічком ниткопритягувача та нитконапрямлячем NN_2 .

Вектор P_{NN1_5} , який визначає ділянку нитки від нитконапрямляча NN_1 до вічка ниткопритягувача P_5 визначається як різниця між NN_1 та P_5 :

$$P_{NN1_5}(\varphi_1) := P_5(\varphi_1) - NN_1. \quad (13)$$

Вектор P_{5_NN2} , який визначає ділянку нитки від нитконапрямляча NN_2 до вічка ниткопритягувача P_5 визначається як різниця між P_5 та NN_2 :

$$P_{5_NN2}(\varphi_1) := NN_2 - P_5(\varphi_1). \quad (14)$$

Миттєве (поточне) значення довжини контуру нитки P_{Fil} , що подається ниткопритягувачем, залежно від кута повороту φ_1 кривошипа визначається як сума модулів векторів P_{NN1_5} та P_{5_NN2} :

$$P_{Fil}(\varphi_1) := |P_{NN1_5}(\varphi_1)| + |P_{5_NN2}(\varphi_1)|. \quad (15)$$

Довжина контуру нитки D'_{Fil} , яка вимірюється відносно довжини контуру нитки у початковому положенні механізму при $\varphi_1 = \varphi_0$, визначається як різниця між поточним значенням довжини контуру нитки $P_{Fil}(\varphi_1)$ та довжини контуру нитки в початковому положенні механізму $P_{Fil}(\varphi_0)$:

$$D'_{Fil}(\varphi_1) := P_{Fil}(\varphi_1) - P_{Fil}(\varphi_0). \quad (16)$$

Для побудови графіка дійсної подачі нитки з урахуванням того, що довжина контуру нитки D_{Fil} вимірюється відносно положення механізму, при якому вічко ниткопритягувача P_5 розташовується в крайньому верхньому положенні, потрібно визначити відповідний кут

кривошипа $\varphi_{P5\max}$. Для цього спочатку присвоїмо змінній $P_{5\max_min}$ значення вектора-точки вічка ниткопритягувача по осі Y :

$$P_{5\max_min}(\varphi_1) := P_5(\varphi_1)_Y. \quad (17)$$

Потім задаємося, як це вимагає *MathCAD*, початковим значенням кута, наприклад, $\varphi_{1\max} := 50^\circ$ (у разі відліку від нульового положення механізму, коли голка розміщується у крайньому верхньому положенні, що відповідає куту повороту кривошипа $\varphi_1 = 150^\circ$ від осі X проти годинникової стрілки), в околиці якого *MathCAD* буде здійснювати пошук значення потрібного нам кута $\varphi_{P5\max}$. Використовуючи вбудовану в *MathCAD* функцію визначення екстремуму «*Maximize*» [7, 11], записуємо вираз для визначення кута $\varphi_{P5\max}$:

$$\varphi_{P5\max} := \text{Maximize}(P_{5\max_min}, \varphi_{1\max}). \quad (18)$$

Довжина контуру нитки D_{Fil} визначається як різниця між поточним значенням довжини контуру нитки $P_{Fil}(\varphi_1)$ та довжини контуру нитки в крайньому верхньому положенні механізму $P_{Fil}(\varphi_{P7\max})$:

$$D_{Fil}(\varphi_1) := P_{Fil}(\varphi_1) - P_{Fil}(\varphi_{P7\max}). \quad (19)$$

З урахуванням параметра $\Delta P \approx 6$ мм [4], який характеризує подовження нитки, поточне значення дійсної подачі $P_\delta(\varphi_1)$ голкової нитки у залежності від кута φ_1 повороту кривошипа визначається за виразом (20):

$$P_\delta(\varphi_1) := D_{Fil}(\varphi_1) - D_{Fil}(\varphi_{P5\min}) + \Delta P. \quad (20)$$

де $D_{Fil}(\varphi_{P5\min})$ – довжина контуру нитки на куті повороту $\varphi_{P7\min}$ кривошипа. Цей кут визначається з використанням вбудованої в *MathCAD* функції визначення екстремуму «*Minimize*» [7, 11]. Так само як і при визначенні кута $\varphi_{P5\max}$, необхідно задатися початковим значенням кута $\varphi_{1\min}$, наприклад, $\varphi_{1\min} := 300^\circ$ (у разі відліку від нульового положення механізму, коли голка розміщується у крайньому верхньому положенні, що відповідає куту повороту кривошипа $\varphi_1 = 30^\circ$ від осі X проти годинникової стрілки), в околиці якого *MathCAD* буде здійснювати пошук значення потрібного нам кута $\varphi_{P7\min}$. Тепер записуємо вираз для визначення кута $\varphi_{P7\min}$:

$$\varphi_{P5\min} := \text{Minimize}(P_{5\max_min}, \varphi_{1\max}). \quad (21)$$

$$\text{Тоді} \quad D_{Fil}(\varphi_{P5\min}) := P_{Fil}(\varphi_1) - P_{Fil}(\varphi_{P5\min}). \quad (22)$$

На рис. 2 побудований графік одного з можливих законів $P_\delta = f(\varphi_1)$ дійсної подачі голкової нитки згідно з виразом (22), який реалізується механізмом при отриманих в результаті метричного синтезу значеннях його геометричних параметрів. Вираз (22) є одним із складових цільової функції при виконанні оптимізації кінематичних параметрів досліджуваного механізму ниткопритягувача.

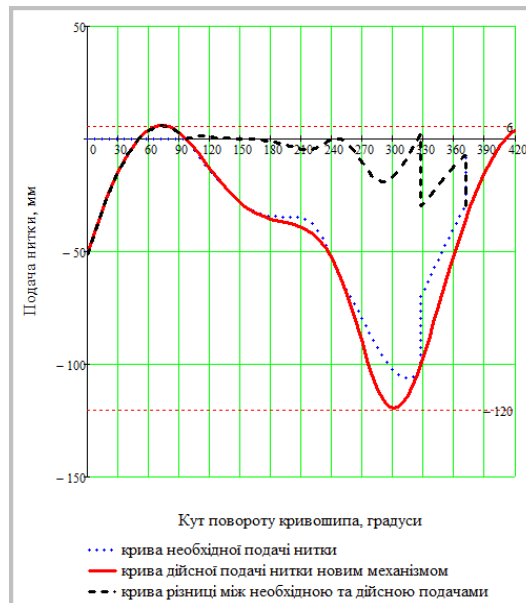


Рис. 2. Графіки необхідної, дійсної подач голкової нитки та графік різниці між ними

Як зазначено у роботі [4], якщо при зіставленні одержаного графіка $P_n = f(\varphi_1)$ із законом $P_o = f(\varphi_1)$ дійсної подачі голкової нитки при прийнятих параметрах синтезованого механізму не досягнуто необхідної відповідності величини подачі нитки в основних точках ($1 \approx 2$; $3 \approx 4$; $5 \approx 6$), то потрібно прийняті параметри цілеспрямовано змінювати доти, доки не буде досягнута раціональна різниця указаних функцій, тобто якщо цільова функція прямуватиме до нуля.

Висновки. Результати розрахунку дозволяють виконати метричний (геометричний) синтез типового чотириланкового двокривошипного механізму ниткопритягувача швейної машини з урахуванням функціональних; отримані математичні моделі можуть бути використані при оптимізації кінематичних параметрів досліджуваного механізму ниткопритягувача із застосуванням системи MathCAD. Подальші дослідження будуть направлені на дослідження динаміки типового двокривошипного чотириланкового механізму ниткопритягувача швейної машини.

Література

1. Франц В. Я. Оборудование швейного производства / В. Я. Франц – М. : Издательский центр «Академия», 2010. – 448 с.
2. Проектирование и расчёт машин обувных и швейных производств : [учеб. пособие для вузов по специальности «Машины и аппараты легкой промышленности»] / А. И. Комиссаров, В. В. Жуков, В. М. Никифоров, В. В. Сторожев : Под. ред. А. И. Комиссарова – М. : Машиностроение, 1978. – 431 с.
3. Семин А.Г. Двухкривошипный четырехзвенный нитепритягиватель швейной машины / А.Г.Семин, Д.В.Корнеев, А.Г.Кириллов, Н.И.Михеева // Вісник Київського національного університету

References

1. Pyschikov, V.O., & Orlovskiy, B.V. (2007). Proektuvannya shvejnykh mashyn [Design sewing machine]. Kyiv: Vydavnycho-polihrafichnyj dim «Format». [in Ukrainian].
2. Orlovskiy, B.V., Dvorzhak, V.M., Radchenko, Ye.S. (2011). Metrichnyj syntez obratenoho kulisnogo mekhanizmu nytkoprytiahuvacha shvejnoj mashyny [Metric synthesis of the reverse control mechanism of the thread take-up lever of the sewing machine]. Technology and design, 1. Retrieved from: http://www.nbu.gov.ua/ejournals/td/2011_1/2011-1.html. [in Ukrainian].
3. Semyn, A.H., Korneenko, D.V., Kyryllov, A.H., Mykheeva, N.Y., (2013). Dvukhrivoshypnyj chetyrehzvennyj nyteprytiahvatel' shvejnoj mashyny [Two-cranked four-part sewing machine thread take-up

технологій та дизайну. – 2013. – № 5. – С. 33-37.

4. Пищиков В. О. Проективання швейних машин / В. О. Пищиков, Б. В. Орловський – К. : Видавничо-поліграфічний дім «Формат», 2007. – 320 с.

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

6. Кикин А. Б. Разработка методов и средств для структурно-кинематического проектирования рычажных механизмов машин легкой промышленности : дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (легкая промышленность)» / А. Б. Кикин. – СПб, 2006. – 362 с.

7. 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/ejournals/td/2011_1/2011-1.html.

8. Орловський Б. В. Визначення реакцій в кінематичних парах механізмів основов'язальних машин методом векторного перетворення координат / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2009. – № 3. – С. 34-44.

9. Орловський Б. В. Схемотехнічне проектування машин – нова дисципліна кафедри МЛП КНУТД / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Т.4. – 2010. – № 5. – С. 144-146.

10. Орловський Б. В. Схемотехнічне моделювання кінематичних схем механізмів з двома ступенями вільності основов'язальних машин / Б. В. Орловський, В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2010. – № 1. – С. 33-42.

11. Макаров Е. Г. Инженерные расчеты в MathCAD. Учебный курс. / Е. Г. Макаров – СПб. : Питер, 2005. – 448 с. – ISBN 5-94723-530-7.

machine]. Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design, 4, 33-37 [in Russian].

4. Frants, V.Ya. (2010). Oborudovanye shvejnoho proyzvodstva [Sewing manufacture equipment]. Moscow: Yzdatel'skyj tsentr «Akademyia». [in Russian].

5. Komyssarov, A.Y., Zhukov, V.V., Nykyforov, V.M., Storozhev, V.V., (1978). Proektyrovanye y raschiot mashyn obuvnykh y shvejnykh proyzvodstv [Design and calculation of machines for shoe and sewing industries]. Moscow: Mashynostroenye. [in Russian].

6. Orlovs'kyj B.V., Dvorzhak, V.M. (2009). Vyznachennia reaktsij v kinematychnykh parakh mekhanizmiv osnovov'iazal'nykh mashyn metodom vektornoho peretvorennia koordynat [Determination of reactions in kinematic pairs of mechanisms warp knitting machines technique of vector conversion of coordinates]. Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design, Vol.3, 34-44 [in Ukrainian].

7. Orlovs'kyj, B.V., (2010). Skhemotekhnichne modeliuвання kinematychnykh skhem mekhanizmiv z dvoma stupeniamy vil'nosti osnovov'iazal'nykh mashyn [Circuit simulation of kinematic diagrams of mechanisms with two degrees of freedom osnovu azalina machines]. Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design, Vol.1, 33-42 [in Ukrainian].

8. Makarov, E.H. (2005) Ynzhenernye raschety v MathCAD. Uchebnyj kurs. [Engineering calculations in MathCAD. Training course] Saint-Petersburg: Pyter. [in Russian].

9. Artobolevskij, Y.Y. (1988). Teoryia mekhanizmov y mashyn [Theory of mechanisms and machines]. Moscow: Nauka. [in Russian].

10. Kykyn, A.B. (2006). Razrabotka metodov y sredstv dlja strukturno-kinematycheskoho proektyrovanyia rychaznykh mekhanizmov mashyn lehkoj promyshlennosti [Development of methods and tools for structural-kinematic design of linkage of machines of light industry]. Doctor's thesis. Saint-Petersburg [in Russian].

11. Orlovs'kyj, B.V., Dvorzhak, V.M., (2010). Skhemotekhnichne proektuvannya mashyn – nova dysyplina kafedry MLP KNUITD [Schematic design – a new discipline of the Department MLI KNYTД]. Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design, Vol.4, 5, 144-146 [in Ukrainian].

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХКРИВОШИПНОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА НИТЕПРЯГИВАТЕЛЯ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

БЕЗРЯДИН В. М., ДВОРЖАК В. М.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

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

Методика. Использованы методы метрического синтеза и кинематического анализа типовых механизмов технологических машин легкой промышленности на основе векторного преобразования координат.

Результаты. Получены геометрические параметры четырехзвеного двухкривошипного механизма для швейной машины конструктивно-унифицированного ряда КУР-97 кл.; получены математические модели, описывающие функции положения подвижных звеньев и характерных точек механизма; выполнено схематическое моделирование механизма в прикладной CAD-программе; построены графики необходимой и действительной подачи игольной нитки исследуемым механизмом.

Научная новизна. Предложены метод аналитического исследования двухкривошипных механизмов на основе численного решения векторных уравнений кинематики, с помощью которого получены математические модели и проведено схематическое компьютерное моделирование механизма нитепротягивателя швейной машины в программе Mathcad.

Практическая значимость работы заключается в использовании полученных результатов при проектировании и кинематическом исследовании типовых механизмов нитепротягивателей швейных машин.

Ключевые слова: нитепротягиватель, двухкривошипный четырёхзвенный механизм, швейная машина.

CALCULATION OF THE TWO-CRANK FOUR-EARTH MECHANISM OF THE SEWING MACHINE NON-TRIPLE

BEZRYADIN V. M., DVORZHAK V. M.

Kyiv National University of Technology and Design

Purpose. Improvement of methods of designing target mechanisms of light industrial process machinery with the use of applied CAD programs.

Methodology. Methods of metric synthesis and kinematic analysis of typical mechanisms of technological light industry machines based on vector transformation of coordinates are used.

Findings. The geometrical parameters of a quadrilateral two-crank mechanism for a sewing machine of a series 97; obtained mathematical models describing the functions of the position of moving parts and characteristic points of the mechanism; Schematic design of the mechanism in the CAD program; Graphs of necessary and actual supply of needle filaments are constructed by the investigated mechanism.

Originality. The proposed method of analytical research of two-crank mechanisms on the basis of numerical solution of vector equations of kinematics, with the help of which mathematical models were created, and a schematic computer simulation of the thread take-up mechanism of a sewing machine in the applied program Mathcad.

Practical Value is to use the obtained results in designing and kinematic research of typical mechanisms of sewing machine pullers.

Keywords: thread take-up mechanism, two-crank mechanism, sewing machine.