

<https://doi.org/10.31891/2307-5732-2025-351-36>

УДК 637.5.02

ГОРОБЕЦЬ ВАСИЛЬ

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0001-5174-3224>e-mail: horobets.vs@knutd.edu.ua**МАЧУЛЬСЬКИЙ ВАЛЕРІЙ**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0009-0002-7798-2631>e-mail: machulskyi.vb@knutd.edu.ua**ЗЛОТЕНКО БОРИС**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0002-0870-8535>e-mail: zlotenko.bm@knutd.com.ua

РОЗРОБЛЕННЯ МЕХАНІЗМІВ ПЕТЕЛЬНИКА ШВЕЙНИХ МАШИН З П-ПОДІБНОЮ ПЛАТФОРМОЮ ТА ЇХ КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ

Дослідження спрямоване на розроблення нових механізмів петельників із покращеними динамічними та функціональними характеристиками. Об'єктами досліджень стали запропоновані авторською групою структури механізмів. Для визначення їх параметрів використано методіку кінематичного синтезу механізмів, розроблену кафедрою механічної інженерії Київського національного університету технологій та дизайну, а також відомі методи аналізу та синтезу важільних механізмів.

Розроблено чотири нові механізми для швейних машин із П-подібною платформою, що мають спрощену будову, покращену динаміку, зменшену кількість ланок та розширені технологічні можливості. Також з використанням системи автоматизованого проектування SolidWorks була розроблена їх конструкція, що дозволить спростити їх впровадження у виробництво.

Ключові слова. Структура важільних механізмів, кінематичний ланцюг, кінематична ланка, параметри синтезу, конструкція механізмів, швейна машина.

HOROBETS VASYL, MACHULSKYI VALERII, BORYS ZLOTENKO

Kyiv National University of Technologies and Design

DEVELOPMENT OF LOOPER MECHANISMS FOR SEWING MACHINES WITH A P-SHAPED PLATFORM AND THEIR KINEMATIC SYNTHESIS

The aim of the study was to develop new structures and designs of looper mechanisms with improved dynamic and functional characteristics compared to existing corresponding mechanisms and to determine their parameters using specific equipment units as examples. The objects of the research were the new structures of looper mechanisms proposed by the authors. To determine their parameters, a kinematic synthesis methodology developed by the Department of Mechanical Engineering at Kyiv National University of Technologies and Design was applied. This methodology takes into account not only geometric and kinematic characteristics but also functional aspects as input data.

The study also utilized well-known methods of mechanism and machine theory for kinematic analysis and synthesis of lever mechanisms. The developed looper mechanisms offer significant advantages in terms of dynamics and functionality compared to existing analogs due to their simpler structure and reduced number of links. These advantages make the implementation of the proposed mechanisms in production promising, both for modernizing or repairing existing equipment and for designing new machines.

The authors developed the structure and design of four new looper mechanisms for typical sewing machines with a P-shaped platform. These mechanisms achieve structural simplification and improved dynamic characteristics by using a simple kinematic scheme instead of a branched one, reducing the number of links, and expanding technological capabilities through additional parameter adjustment compared to similar mechanisms in existing sewing machines.

Furthermore, as an example, the parameters of the new mechanisms were determined using the mentioned synthesis methodology, specifically for typical sewing machines with a P-shaped platform. Additionally, the design of these mechanisms was developed using the SolidWorks computer-aided design system, which facilitates their implementation in production.

Keywords: Structure of lever mechanisms, kinematic chain, kinematic link, synthesis parameters, mechanism design, sewing machine.

Стаття надійшла до редакції / Received 11.04.2025

Прийнята до друку / Accepted 26.04.2025

Постановка задачі

Швейні машини з П-подібною платформою є окремою групою швейних машин з циліндричною платформою, до яких також відносяться колонкові та рукавні швейні машини. Вказані машини застосовуються для сточування деталей одягу циліндричної форми двома-трьома паралельними строчками двониткового стібка, розпошивання краєобметувальних швів на трикотажних виробках плоским ланцюговим стібком і, навіть, для розпошивання швів потайним одонитковим стібком. Особливістю цих машин є наявність розподільного валу в платформі, від якого, власне, і отримує рух механізм петельника. Механізм петельника є найскладнішим і найпроблемнішим з точки зору структури та конструкції механізмом машини в зв'язку з тим, що складний еліпсоподібний рух петельника необхідно передати на значну відстань, а сам механізм вписати в дуже обмежений об'єм циліндричної платформи.

Аналіз досліджень та публікацій

На сьогодні виробниками таких машин є такі відомі фірми як «JUKI CORPORATION» [1], «Brother Sewing Machines Europe GmbH» [2], а також «SIP-ITALY S.R.L. SOCIETÀ BENEFIT» [3], «Zhejiang Baoyu Sewing Machine Co.,Ltd» [4], «ZOJE Vietnam HO CHI MINH» [5], «Xi'an Typical Industries Co., Ltd» [6], «KAULIN MFG. CO., LTD» [7], «Jack Sewing Machine Co., Ltd» [8]. Крім того, в експлуатації на виробництві залишається значне число машин 237-го та 474-го класів.

Як показав аналіз будови механізмів петельника сучасних машин з П-подібною платформою, а також проведений авторами патентний пошук [9-18], практично всі відомі механізми петельника мають два кінематичні ланцюги, 7-10 кінематичних ланок та мінімум кілька кінематичних пар 3-4 класу. До цього ще слід додати, що внаслідок великої відстані від розподільчого валу до місця розташування петельників більшість кінематичних ланок досить масивні, що суттєво впливає на динамічні характеристики машин, тим більше, що та частина платформи де ці механізми знаходяться – консольна. В свою чергу, враховуючи те, що дані механізми знаходяться в консольній частині платформи невеликого діаметру це впливає на ергономічні показники машини та її довговічність. При цьому, це відноситься не тільки до машин, що випускалися раніше, а й до найсучасніших швейних машин цього типу. Крім того, в існуючих механізмах петельників відсутнє регулювання поздовжнього ходу петельника, а в деяких сучасних – ще й поперечного, що суттєво звужує діапазон їх технологічних операцій.

Формулювання цілей статті

Виходячи з вищесказаного метою дослідження було створення нових структур механізмів петельника, в яких усунуті повністю або частково перераховані недоліки, розроблення методу їх кінематичного синтезу, визначення на основі цього кінематичних параметрів даних механізмів для конкретних одиниць обладнання та пропрацювання їх конструкції.

Матеріали і методи

Об'єктами досліджень служили механізми петельників швейних машин з П-подібною платформою на основі аналізу відомих структур і конструкцій. За основу для створення нових механізмів, що мають низку суттєвих переваг, були прийняті гілки кінематичних ланцюгів поперечних переміщень петельників існуючих механізмів. Розроблення нових структур відбувалося шляхом введення в дану гілку кінематичного ланцюга нових елементів, в тому числі і регульованих, з одночасним виведенням з будови механізмів гілки кінематичного ланцюга поздовжніх переміщень петельників.

Для визначення параметрів новостворених механізмів були застосовані відомі методи теорії механізмів та машин щодо кінематичного синтезу важільних механізмів [20-27]. Слід відзначити, що в приведених методах, по-перше, не враховуються вимоги до умов функціонування механізмів, а, по-друге, питання синтезу просторових механізмів практично не розглядалися. Тому авторами при виконанні синтезу була застосована методика [28 с. 191-194], розроблена на кафедрі механічної інженерії Київського національного університету технологій та дизайну, кінематичного синтезу саме механізмів петельника, яка забезпечує відповідність розробленого механізму не тільки кінематичним, але й функціональним критеріям. Вона полягає у визначенні фази моментів взаємодії робочих органів (голки та петельника) в загальній синхрограмі цих механізмів і визначенні параметрів механізму, при яких ця фаза досягається, що гарантує надійне функціонування механізмів. Також при синтезі механізмів були застосовані аналітичні залежності (формули 1-7) для визначення координат плоскої шатунної кривої [15]:

$$x_c = x_b + p \cos \beta \quad (1)$$

$$y_c = y_b + p \sin \beta \quad (2)$$

$$x_b = a \cos \varphi + b \cos \alpha + x_{o2} + \cos \psi \quad (3)$$

$$y_b = a \sin \varphi + b \sin \alpha + y_{o2} + c \sin \psi \quad (4)$$

$$\psi = \arctg \frac{-a \sin \varphi}{d - a \cos \varphi} + \arccos \frac{b^2 - c^2 - a^2 - d^2 + 2ad \cos \varphi}{2c\sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos \varphi}} \quad (5)$$

$$\alpha = \arctg \frac{-a \sin \varphi}{d - a \cos \varphi} + \arccos \frac{b^2 - c^2 + a^2 + d^2 - 2ad \cos \varphi}{2b\sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos \varphi}} \quad (6)$$

$$d = \sqrt{x_{o2}^2 + y_{o2}^2} \quad (7)$$

При розробленні конструкції механізмів була використана система автоматизованого проектування AutoCAD 2015 та Solid Works 2021.

Виклад основного матеріалу

Як показав проведений аналіз існують два види розташування механізмів петельників в циліндричній частині платформи: з компоновкою вала петельників в верхній частині платформи (машини фірм Juki [4], Jack [8], швейні машини 474 кл.) і в нижній (швейні машини 237 кл.) та механізми з низки патентних джерел: в верхній частині платформи [14, 15] і в нижній частині платформи [9-13, 16-18].

В літературних джерелах не виявлено відомостей про переваги чи недоліки кожної з цих компоновок, тому авторами були розроблені нові механізми для обох випадків [19].

За основу при створенні цих механізмів було прийнято гілки кінематичних ланцюгів поперечних переміщень петельника існуючих механізмів. Шляхом введення в структуру даної гілки додаткової кінематичної ланки (куліси або повзуна, в залежності від модифікації механізму) була досягнута можливість передачі петельникам цієї гілкою кінематичного ланцюга не тільки поперечних, а й поздовжніх рухів.

При цьому в структурі нових механізмів було передбачене регулювання параметрів додаткових ланок, що дозволяє змінювати величину поздовжнього ходу петельників.

В результаті, в нових механізмах зникає необхідність застосування гілки кінематичного ланцюга поздовжніх переміщень петельників, що суттєво спрощує їх структуру, порівняно з існуючими механізмами в результаті перетворення розгалуженого кінематичного ланцюга в нерозгалужений та зменшення числа кінематичних ланок і пар.

Кінематичні схеми розроблених механізмів приведено на рис.1: модифікації М1,2 (рис.1а,б) – для нижнього розташування валу петельника і модифікації М3,4 (рис.1в,г) – для верхнього.

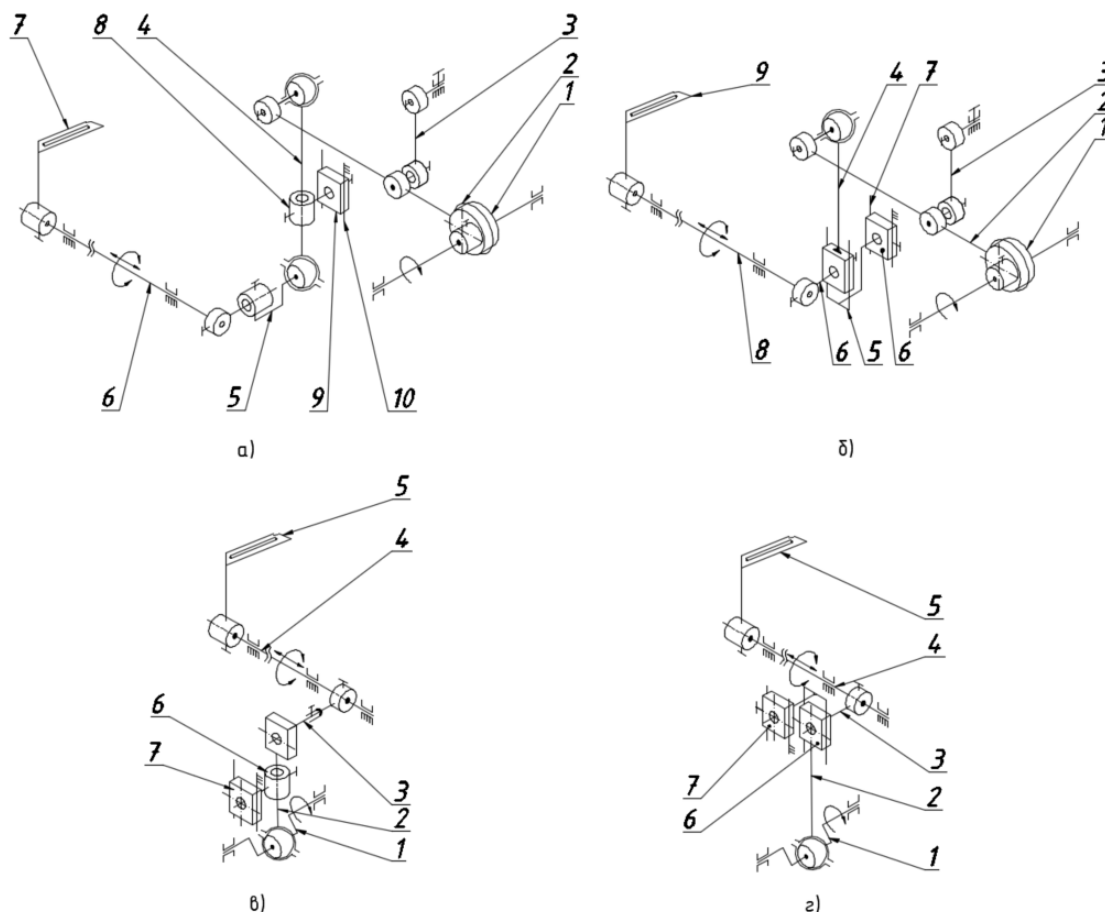


Рис. 1. Кінематичні схеми нових механізмів петельників машин з П-подібною платформою:

а) модифікація М1, б) модифікація М2, в) модифікація М3, г) модифікація М4

Джерело: розроблені авторами на основі проведених досліджень.

Розроблені механізми мають наступну структуру.

Механізм М1. Кривошип 1 у вигляді ексцентрика (рис. 1а) з'єднаний оберальною кінематичною парою з нижньою головкою шатуна 2 з трьома головками. Середня головка цього шатуна з'єднана такою ж парою з коромислом 3, інший кінець якого теж оберальною кінематичною парою з'єднаний з корпусом машини. Третя (верхня) головка шатуна 2 з'єднана сферичною кінематичною парою з верхньою головкою з'єднувальної ланки 4, нижня головка якої такою ж парою з'єднана з коромислом 5, яке з можливістю регулювання закріплене на валу 6 з встановленими на ньому петельниками 7. На з'єднувальній ланці 4 з можливістю регулювання закріплен палець 8, який вільно входить в отвір повзуна пальця 9, що утворює поступальну кінематичну пару з нерухомою напрямною 10. Поздовжні переміщення вал з петельниками отримує за рахунок повороту шатуна 2 відносно пальця 6, який разом з повзуном 7 рухається поступально в напрямній 8. Поперечне переміщення петельники отримують від коліна розподільчого валу 1 через шатун 2, коромисло 3 і вал 4. Поперечний хід петельників регулюється зміною кінематичної довжини коромисла 3, а поздовжній – зміною положення пальця 6 на шатуні 2.

Механізм М2. Даний механізм відрізняється від попереднього тим, що поздовжні переміщення валу з петельниками передаються від куліси 5 (рис. 1б), яка своєю віссю з'єднана з повзуном 6, а він з можливістю регулювання закріплен в нерухомій напрямній 7. В свою чергу куліса

5 з'єднана поступальною кінематичною парою з нижньою головкою з'єднувальної ланки 4, зовнішня поверхня якої виконана у вигляді паралелепіпеда. Ця головка кінематичною парою 4 класу з'єднана з коромислом 6, закріпленим на валу 8 з петельниками 9.

Поперечний хід петельників в даному механізмі регулюються поворотом коромисла 6 відносно вала 7, а поздовжній – зміною положення каменя 8 в пазу напрямної 9.

Механізм М3. Кривошип 1 у вигляді коліна розподільчого вала (рис. 1в) з'єднаний сферичною кінематичною парою з нижньою головкою шатуна 2, верхня головка якого циліндричною кінематичною парою з'єднана з коромислом 3, яке з можливістю регулювання закріплене на валу 4 з закріпленими на ньому петельниками 5. На шатуні 2 з можливістю регулювання закріплений палець 6, який вільно входить в отвір повзуна пальця 7, що утворює поступальну кінематичну пару з нерухомою напрямною 8.

При повороті коліна розподільчого вала 1 через шатун 2 і коромисло 3 поперечні коливні рухи отримує вал 4 з петельниками 5, а поздовжні – за рахунок повороту шатуна 2 відносно осі пальця 7. Поперечний хід петельника регулюються аналогічно механізму М1, тобто відповідно зміну кінематичного положення коромисла і положення пальця на шатуні.

Механізм М4. Відмінності структури даного механізму від механізму М3 аналогічні відмінностям механізму М2 від М1 (рис. 1г), тобто замість повзуна 7 (рис. 2в) в його структурі застосована куліса 6 (рис 2г).

Основними перевагами розроблених механізмів є:

- відсутність розгалуженого кінематичного ланцюга для передачі петельникам відповідно поздовжніх та поперечних переміщень, оскільки обидва переміщення в нових механізмах здійснюються від однієї гілки кінематичного ланцюга;

- зменшення числа кінематичних ланок (з 9-12 до 5-6) та, відповідно, – числа кінематичних пар, що впливає з їх структури;

- в свою чергу, зменшення числа ланок та пар дозволить зменшити масу рухомих елементів механізмів, а значить покращити їх динамічні характеристики;

- більш проста, порівняно з існуючими будова механізмів підвищує їх точність та ремонтпридатність;

- оскільки в розроблених механізмах передбачена можливість регулювання поздовжнього ходу петельників, чого нема в жодній з існуючих структур механізмів, то це дозволить збільшити технологічні можливості машини за рахунок розширення діапазону діаметрів голок, які можуть бути застосовані для виконання технологічних операцій.

Синтез механізмів М1 та М2. Розрахункові схеми механізмів М1 і М2, методи їх кінематичного синтезу та приклади застосування наведені на рис. 2.

Вказані механізми є просторово-плоскі, тобто складаються з плоского шарнірного чотирьохланковика O_1ABO_2C (рис. 2а) та просторової трьохповодкової групи; з двома сферичними (з пальцем), однією циліндричною, однією поступальною та однією обертальною кінематичними парами $CGFH$ (механізм М1) (рис. 2б) та двома циліндричними, однією сферичною (з пальцем), однією поступальною і однією обертальною кінематичними парами $CEGH$ (механізм М2) (рис. 2в).

На рис. 2 також показані: координати стійки O_2 (X_{O_2} ; Y_{O_2}) та координати точки С шатуна (максимальні (X_{Cmax} ; Y_{Cmax}), мінімальні (X_{Cmin} ; Y_{Cmin}) та поточні ($X_{C(\varphi)}$; $Y_{C(\varphi)}$)).

Точка С плоского чотирьохланковика рухається по плоскій шатунній кривій, близькій до кола. Таку ж криву описує і точка С структурних просторових груп. Точка Е коромисел в обох механізмах описує теж шатунну, але вже просторову криву, координата Y точок якої співпадає з координатою точки С, а координата Х буде пропорційна їй в залежності від положення точки D. В свою чергу подібну траєкторію буде описувати і точка Н, носиків петельника.

Геометричні параметри ланок та їх розташування в механізмах – в таблиці 1.

Таблиця 1

Геометричні параметри ланок механізмів

Ланка	OA	AB	O ₂ B	BC	O ₁ O ₂	∠ABC	CE	DE	GE	FH
Позначення	a	b	c	p	d	β	n	m	t	r

Джерело: позначення введені авторами для виконання аналітичних розрахунків.

Функція положення петельників поперек та вздовж строчки (27):

$$L_H(\varphi) = \frac{k}{t} (y_c(\varphi) - y_{cmin}) \quad (8)$$

$$X_H(\varphi) = \frac{n}{m} (x_{Cmax} - x_c(\varphi)), \quad (9)$$

де координати точки С визначені за формулами (1 – 7).

Вихідними параметрами синтезу є величина m, що характеризує положення пальця повзуна D на шатуні, та величина t – кінематична довжина коромисла DE. Вони визначаються після знаходження значень необхідних ходів петельника L_{max} та X_{max} відповідно до методики [28].

Синтез механізмів М3 та М4. Оскільки в структурі даних механізмів відсутня плоска складова, то координати точки С визначаються за формулами (10) та (11), тобто за законом руху ведучої ланки – кривошипа:

$$x_c = \text{acos } \varphi \quad (10)$$

$$y_c = a \sin \varphi \quad (11)$$

Крім того, вихідним параметром синтезу є не положення пальця повзуна, а координата осі куліси (точка D на рис.2 в.)

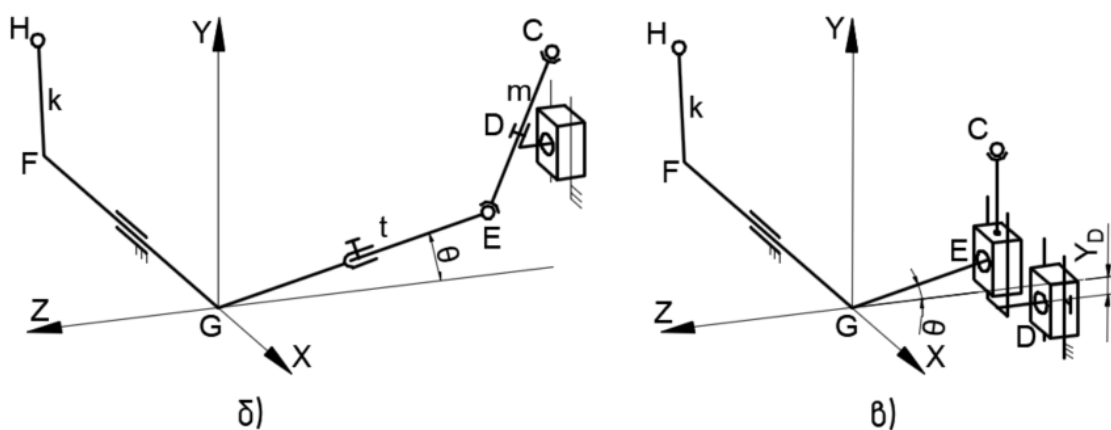
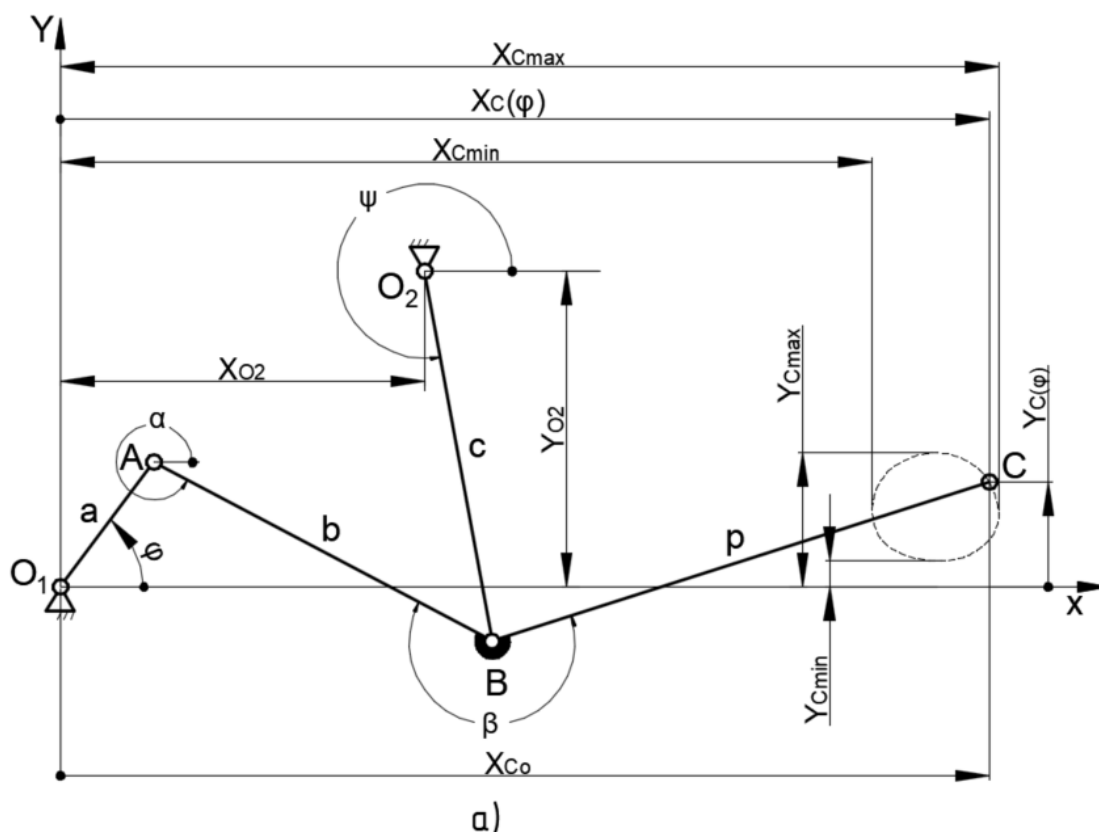


Рис. 2. Розрахункові схеми механізмів M1 та M2

Джерело: розроблені авторами на основі аналізу будови механізмів

Приклад розрахунків. Отримані вище залежності застосовані для визначення параметрів механізмів у випадку встановлення їх в конкретні швейні машини шляхом модернізації, зокрема механізму M1 – в машині 237 кл. (з нижнім розташуванням валу петельників).

При синтезі механізму M1, як базу, використано ланцюг поперечних переміщень петельника. Звідси вхідні параметри синтезу мають значення наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Вхідні параметри синтезу механізмів

Параметр	a, мм	b, мм	c, мм	p, мм	k, мм	β , град	d, мм	t, мм	n, мм
Величина	8	54	26	52	31	210	55	18	18

Джерело: виміряні авторами на діючій одиниці обладнання.

Згідно з [28], для визначення моментів взаємодії робочих органів машини необхідно знати параметри механізму голки вказаної машини ($r = 14\text{мм}$, $l = 48\text{мм}$), максимальний діаметр голки ($d_r =$

1,1мм), відстань від носика петельника до задньої кромки його вушка ($\Delta = 3,5\text{мм}$), а також товщину петельника ($v_0 = 2,4\text{мм}$) (рис. 3а).

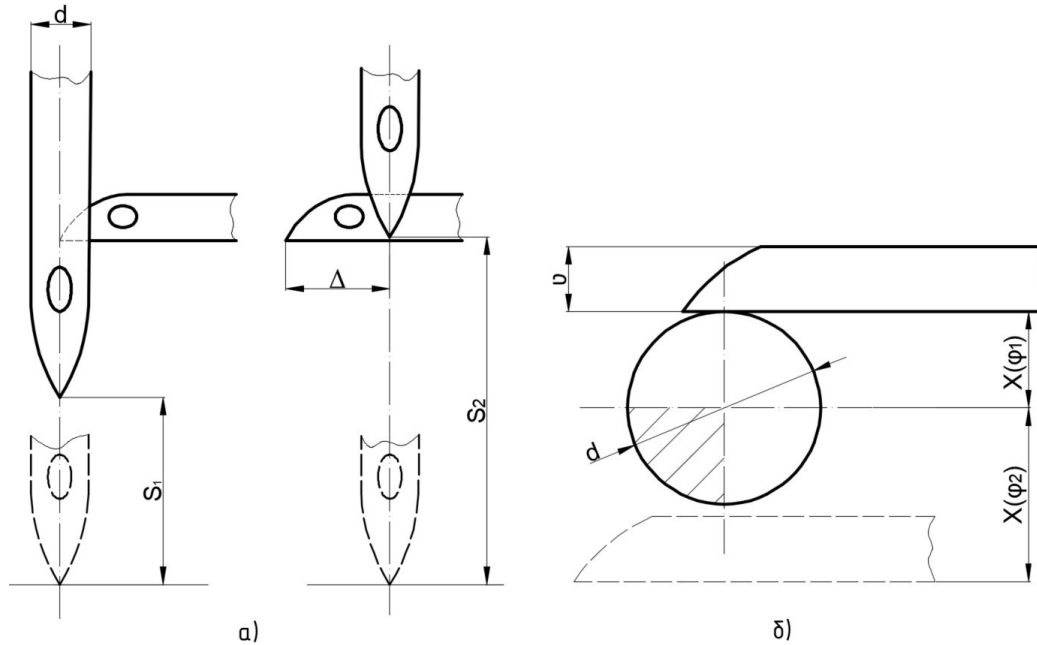


Рис. 3. Параметри механізму голки
Джерело: [28]

1. Значення кутів повороту головного вала, що відповідають моментам захоплення петлі голки петельником (φ_1) та входу голки в петлю петельників (φ_2) [28]:

$$\varphi_{1,2} = \arccos \left(-\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} + \frac{2}{\lambda} - \frac{2S_{1,2}}{r\lambda}} + 1 \right),$$

де $\lambda = \frac{r}{l} = 0,292$;

S_1 та S_2 – положення голки, що відповідають даним моментам ($S_1 = 2,5\text{мм}$, $S_2 = 14\text{мм}$.) (рис. 3). Звідси:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= 30,7^\circ \\ \varphi_2 &= 278,2^\circ \end{aligned}$$

2. Розрахункова величина конструктивного параметра петельника за формулою (8)

$$\Delta' = L(\varphi_2) - L(\varphi_1) = \frac{k}{t} (y(\varphi_2) - y(\varphi_1))$$

де $y(\varphi_1) = 17,7\text{мм}$
 $y(\varphi_2) = 15,7\text{мм}$ (рис.4)

3. Значення масштабного коефіцієнта k_n , який визначає неспівпадіння величини дійсного переміщення петельника поперек строчки з розрахунковим:

$$K_n = \frac{\Delta}{\Delta'} = \frac{3,5\text{мм}}{3,41\text{мм}} = 1,026$$

4. За формулами (2, 3 - 7) вираховані координати Y, що визначають крайні положення петельника при русі поперек строчки (рис.4).

$$\begin{aligned} y_{C\max} &= 18,4\text{мм} \\ y_{C\min} &= 3,5\text{мм} \end{aligned}$$

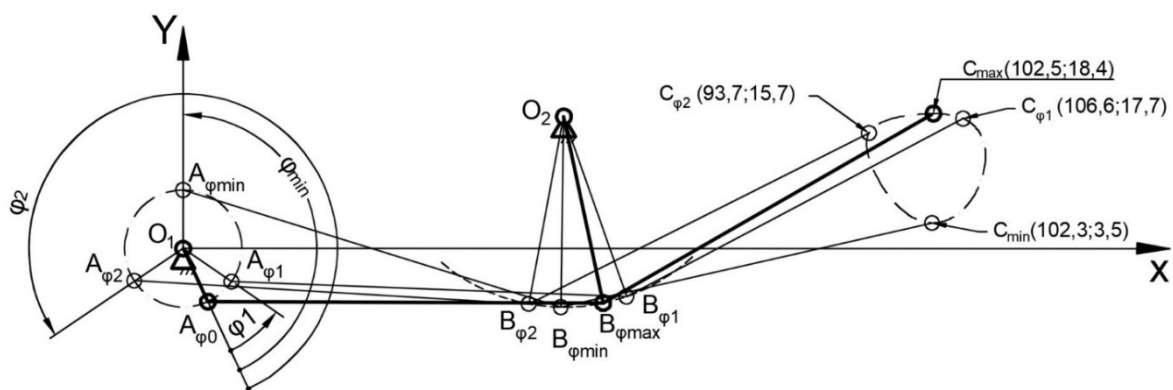


Рис. 4. Положення ланок механізму в моменти взаємодії робочих органів

Джерело: розроблено авторами в результаті проведених досліджень.

5. Дійсний хід петельника поперек строчки:

$$L_{max} = \frac{k}{t} (y_{cmax} - y_{cmin}) = 25,7 \text{ мм}$$

6. Необхідний розрахунковий хід петельника поперек строчки:

$$L'_{max} = L_{max} K_n = 25,7 \text{ мм} \cdot 1,026 = 26,4 \text{ мм}$$

7. Досягти необхідного значення ходу петельників поперек строчки можна за рахунок зміни кінематичної довжини коромисла GE, яка є одним з вихідних параметрів синтезу:

$$t_{max} = \frac{t}{K_n} = \frac{18 \text{ мм}}{1,026} = 17,5 \text{ мм}$$

При розробці конструкції механізму необхідно передбачити можливість зменшення цієї величини при технологічному налагодженні машини.

8. Мінімально необхідне переміщення петельника вздовж строчки між моментами взаємодії з голкою відповідно до формули (9) (рис. 36):

$$X_B = v_0 + d_r = 3,5 \text{ мм} \quad (12)$$

9. Реальне значення цієї величини:

$$X'_B = \frac{m}{n} (x(\varphi_2) - x(\varphi_1)), \quad (13)$$

де за формулами (1,3-7) (рис. 4) $x(\varphi_1) = 106,6 \text{ мм}$,

$$x(\varphi_2) = 93,7 \text{ мм}.$$

10. Прирівнюванням значень (12) та (13) дійсного і розрахункового ходу петельника вздовж строчки було визначено вихідний параметр m :

$$m = \frac{X_B \cdot n}{|x(\varphi_2) - x(\varphi_1)|} = 4,9 \text{ мм}$$

Як і в попередньому випадку при розробленні конструкції механізму необхідно передбачити можливість регулювання цього параметра.

За результатами виконання кінематичного синтезу механізму були розроблені конструкції (рис. 5).

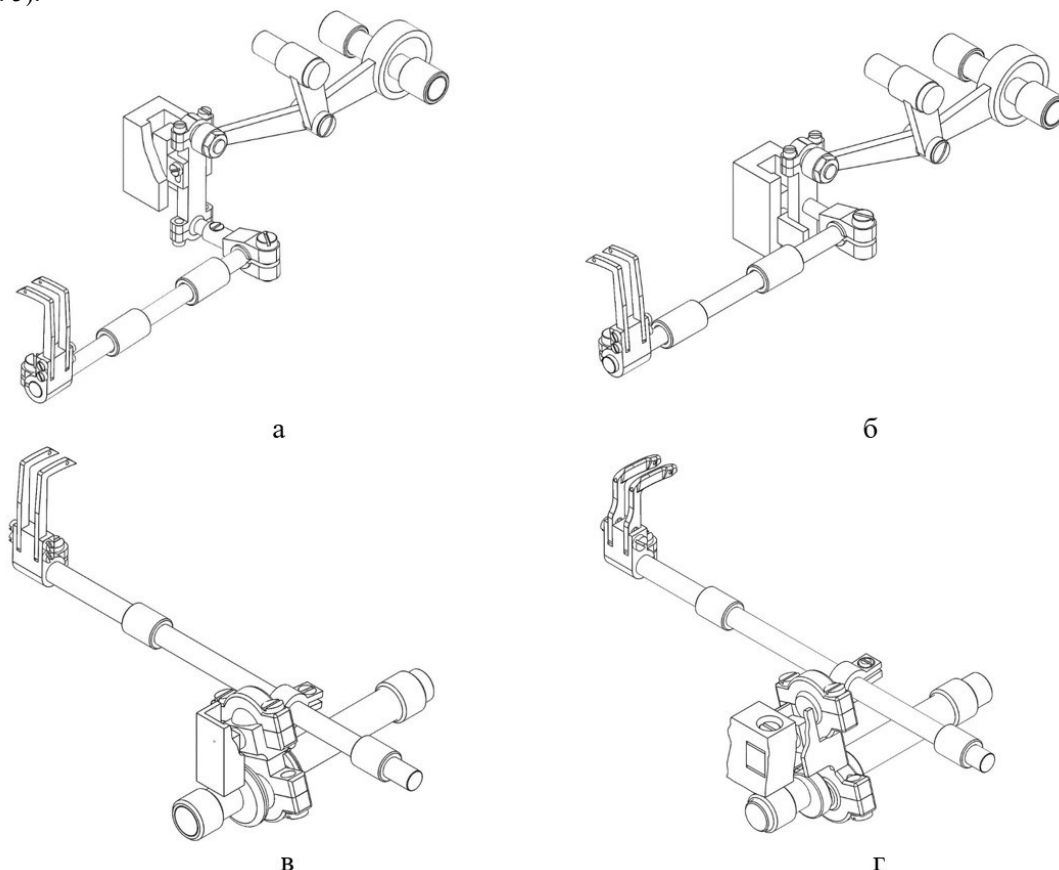


Рис. 5. Аксонометричні проєкції конструкцій нових механізмів петельників
(а – М1, б – М2, в – М3, г – М4)

Джерело: Розроблено авторами за результатами виконаного синтезу механізмів.

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямі

Аналітичний огляд літературних джерел, проведений авторами, показав не тільки практично повну відсутність досліджень напряму розглянутому в даній роботі, а й відсутність нових технічних рішень. Так, в результаті патентного пошуку виконаного авторами за період понад 100 років, та аналізу

будови сучасного обладнання виявлено, що в найновіших видах обладнання (Juki MS1261 Series, JACK JK-T9280D, Siruba FA007D, Sip-Italy FOA261M-SIP, Brother DA-9280, ZOJE ZJ927-PL) застосовуються ті ж структури і конструкції механізмів петельників, що й десятки років тому. Останній патент виданий на будову механізму петельника швейної машини з П-подібною платформою був виданий в 1963 році. З тих пір структура і конструкція даних механізмів практично не змінювалась. З урахуванням проблемних питань при роботі вказаних механізмів, які були перераховані вище, це призводить до зменшення безвідмовності та довговічності швейних машин цього типу, порівняно з іншими.

Застосування розроблених авторами механізмів петельника шляхом модернізації існуючого обладнання або при проектуванні нового допоможе вирішити цю проблему

Запропонована авторами конструкція механізмів дозволяє спростити та здешевити виготовлення технічної документації для їх впровадження, зокрема за рахунок застосування типових систем автоматизованого проектування.

Подальші дослідження будуть направлені на адаптацію конструкції розроблених механізмів до ширшого діапазону обладнання, придатного для їх впровадження.

Застосування розроблених механізмів петельника швейних з П-подібною платформою, структура та конструкція яких суттєво простіша від існуючих технічних рішень може покращити показники надійності та динаміки цих машин.

Використання при розробленні механізмів гілки кінематичного ланцюга поперечних переміщень відомих механізмів спрощує та здешевлює їх виготовлення і впровадження.

Запропонована методика синтезу вказаних механізмів дозволяє швидко визначення їх параметрів при впровадженні їх в конкретні одиниці обладнання. Крім того, вона може бути застосована при синтезі інших подібних механізмів.

Література

1. JUKI CORPORATION. (n.d.). *MS-1261 series / double chainstitch machine*. JUKI Industrial Sewing Machine. Retrieved March 18, 2025, from https://www.juki.co.jp/industrial_e/products_e/apparel_e/chain_e/detail.php?cd=MS-1261_E
2. Brother Sewing Machines Europe GmbH. (n.d.). *BDA92807364XC33002 three needle feed off the arm double chain stitcher*. Retrieved March 18, 2025, from <https://www.brother-usa.com/products/bda92807364xc33002>
3. SIP-ITALY S.R.L. SOCIETÀ BENEFIT. (n.d.). *6044-SPVCH*. Sip Italy Sewing. Retrieved March 18, 2025, from <https://www.sip-italy.com/foa261m-sip.html>
4. Zhejiang Baoyu Sewing Machine Co., Ltd. (n.d.). *Feed-off-the-arm sewing machine*. Retrieved March 18, 2025, from <http://www.chinabaoyu.com/en/detail.asp?id=74>
5. ZOJE Vietnam HO CHI MINH. (n.d.). *ZOJE ZJ927-PL 6.4mm - Feed-off-arm chainstitch machine with puller - machine head*. ZOJE Europe. Retrieved March 18, 2025, from <https://www.zoje-europe.com/zoje-zj927-pl-6-4mm-feed-off-arm-chainstitch-machine-with-puller-machine-head/item/1048532>
6. Xi'an Typical Industries Co., Ltd. (n.d.). *Typical international*. Retrieved March 18, 2025, from https://www.typicalinternational.com/ec/do/xagi/xagi~1000_1020~~1.html
7. KAULIN MFG. CO., LTD. (n.d.). *FA007D – Siruba sewing machine*. Retrieved March 18, 2025, from <https://siruba.com/product/fa007d/>
8. Jack Sewing Machine Co., Ltd. (n.d.). *Jack jk-t9280d-73-2pl-q 1/8" feed off the arm complete*. Retrieved March 18, 2025, from <https://www.jacksewingmachines.co.uk/jack-jk-t9280d-73-2pl-q-1-8-feed-off-the-arm-complete.html>
9. Пищиков, В., & Мілохін, В. (1978). *Механізм петельника швейної машини ланцюгового стібка* (А. с. 598986). Бюл. № 11.
10. Пищиков, В., & Мілохін, В. (1978). *Механізм петельника швейної машини ланцюгового стібка* (А. с. 602636). Бюл. № 14.
11. Рухович, Є. (1963). *Механізм петельників швейної машини для утворення багатолінійного двониткового ланцюгового стібка* (А. с. 158487). Бюл. № 21.
12. Zeier, F. F. (1952). *Feed-off-the-arm sewing machine* (U.S. Patent No. 2,623,484). United States Patent and Trademark Office.
13. Smith, C. C. (1942). *Looper and feed mechanism for sewing machines* (U.S. Patent No. 2,294,134). United States Patent and Trademark Office.
14. Seymour, D. S. (1918). *Looper mechanism for sewing machines* (U.S. Patent No. 1,257,940). Retrieved March 11, 2025, from <https://patents.google.com/patent/US1257940A/en?q=US+1257940A>
15. Seymour, D. S. (1918). *Looper mechanism for sewing machines* (U.S. Patent No. 1,257,940).
16. Zeier, F. F. (1955). *Looper spreader mechanisms for sewing machines* (U.S. Patent No. 2,718,859).
17. Singer Co. (1954). *Loop-spreader mechanism for sewing machines* (GB Patent No. 705558).
18. Christensen, N. V. (1944). *Sewing machine* (U.S. Patent No. 2,360,048). Бюл. № 9.

19. Мачульський, В. Б., & Горобець, В. А. (2024). Нові структури та конструкції механізмів петельників швейних машин з п-подібною платформою. In *Синергія науки і бізнесу у повсякденному відновленні регіонів України: Матеріали II міжнар. наук.-практ. конф.* (С. 372). Одеса. Retrieved March 18, 2025, from https://kntu.net.ua/ukr/content/download/116412/653295/file/СИНЕРГІЯ_2024_Том%203_секції%2010-13.pdf
20. Заховайко, О. П. (2010). *Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів спеціальності «Динаміка і міцність машин»* [Лекції]. Київ: НТУУ "КПІ". Retrieved March 13, 2025, from <https://mmi-dmm.kpi.ua/images/pdf/personnel/Zakhov/Lectures.pdf>
21. Ye, B., et al. (2024). Optimal design and experiments of a novel bobbin thread-hooking mechanism with RRSC spatial four-bar linkage. *Mechanical Sciences*, 15(1), 269–279. <https://doi.org/10.5194/ms-15-269-2024>
22. Ніщенко, І., Коруняк, П., & Ніщенко, І. (2014). Аналітичне дослідження кінематики просторового механізму. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*, 18, 245–250. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vlnau_agr_2014_18_41
23. Залюбовський, М., Панасюк, І., Кошель, Г., & Кошель, О. (2024). Синтез та аналітичне дослідження просторового механізму з двома ступенями рухомості галтувальної машини. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, 339(4), 80–90. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-339-4-13>
24. Ott, C., & Hartl-Nesic, C. (2024). *Grundlagen der Robotik* [Lecture notes]. Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik. Retrieved March 18, 2025, from https://www.acin.tuwien.ac.at/file/teaching/master/Grundlagen_der_Robotik_VU/VU_Grundlagen_der_Robotik_2024W_Vorlesungsskript.pdf
25. Bai, S., Li, Z., & Angeles, J. (2022). Errata: Exact path synthesis of RCCC linkages for a maximum of nine prescribed positions. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 14(2), 021011. <https://doi.org/10.1115/1.4054617>
26. Lee, W.-T., Cosme, J., & Russell, K. (2017). On RCCC linkage motion generation with defect elimination for an indefinite number of precision positions. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 9(6). <https://doi.org/10.1115/1.4038066>
27. Kharzhevskiy, V., et al. (2023). Synthesis of adjustable mechanism of sewing machine and its kinematic analysis using SolidWorks. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, 329(6), 380–385. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2023-329-6-380-385>
28. Пищиков, В. О., & Орловський, Б. В. (2007). *Проектування швейних машин* (Навч. посіб.). Київ: Формат.

References

1. JUKI CORPORATION. (n.d.). MS-1261 series | double chainstitch machine. JUKI Industrial Sewing Machine. Retrieved March 18, 2025, from https://www.juki.co.jp/industrial_e/products_e/apparel_e/chain_e/detail.php?cd=MS-1261_E
2. Brother Sewing Machines Europe GmbH. (n.d.). BDA92807364XC33002 three needle feed off the arm double chain stitcher. Retrieved March 18, 2025, from <https://www.brother-usa.com/products/bda92807364xc33002>
3. SIP-ITALY S.R.L. SOCIETÀ BENEFIT. (n.d.). 6044-SPVCH. Sip Italy Sewing. Retrieved March 18, 2025, from <https://www.sip-italy.com/foa261m-sip.html>
4. Zhejiang Baoyu Sewing Machine Co., Ltd. (n.d.). Feed-off-the-arm sewing machine. Retrieved March 18, 2025, from <http://www.chinabaoyu.com/en/detail.asp?id=74>
5. ZOJE Vietnam HO CHI MINH. (n.d.). ZOJE ZJ927-PL 6.4mm - Feed-off-arm chainstitch machine with puller - machine head. ZOJE Europe. Retrieved March 18, 2025, from <https://www.zoje-europe.com/zoje-zj927-pl-6-4mm-feed-off-arm-chainstitch-machine-with-puller-machine-head/item/1048532>
6. Xi'an Typical Industries Co., Ltd. (n.d.). Typical international. Retrieved March 18, 2025, from https://www.typicalinternational.com/ec/do/xagj/xagj~1000_1020~1.html
7. KAULIN MFG. CO., LTD. (n.d.). FA007D – Siruba sewing machine. Retrieved March 18, 2025, from <https://siruba.com/product/fa007d/>
8. Jack Sewing Machine Co., Ltd. (n.d.). Jack jk-t9280d-73-2pl-q 1/8" feed off the arm complete. Retrieved March 18, 2025, from <https://www.jacksewingmachines.co.uk/jack-jk-t9280d-73-2pl-q-1-8-feed-off-the-arm-complete.html>
9. Pyshchikov, V., & Milokhin, V. (1978). Mekhanizm petelnyka shveinoi mashyny lantsiuhovoho stibka (A. s. 598986). *Biul. № 11*.
10. Pyshchikov, V., & Milokhin, V. (1978). Mekhanizm petelnyka shveinoi mashyny lantsiuhovoho stibka (A. s. 602636). *Biul. № 14*.
11. Rukhovych, Ye. (1963). Mekhanizm petelnykiv shveinoi mashyny dlia utvorennia bahatoliniinoho dvonytkovoho lantsiuhovoho stibka (A. s. 158487). *Biul. № 21*.
12. Zeier, F. F. (1952). Feed-off-the-arm sewing machine (U.S. Patent No. 2,623,484). United States Patent and Trademark Office.
13. Smith, C. C. (1942). Loooper and feed mechanism for sewing machines (U.S. Patent No. 2,294,134). United States Patent and Trademark Office.
14. Seymour, D. S. (1918). Loooper mechanism for sewing machines (U.S. Patent No. 1,257,940). Retrieved March 11, 2025, from <https://patents.google.com/patent/US1257940A/en?q=US+1257940A>
15. Seymour, D. S. (1918). Loooper mechanism for sewing-machines (U.S. Patent No. 1,257,940).
16. Zeier, F. F. (1955). Loooper spreader mechanisms for sewing machines (U.S. Patent No. 2,718,859).
17. Singer Co. (1954). Loop-spreader mechanism for sewing machines (GB Patent No. 705558).
18. Christensen, N. V. (1944). Sewing machine (U.S. Patent No. 2,360,048). *Biul. № 9*.

19. Machulskyi, V. B., & Horobets, V. A. (2024). Novi struktury ta konstruktzii mekhanizmiv petelnykiv shveinykh mashyn z p-podibnoiu platformoiu. In Synerhiia nauky i biznesu u povoiennomu vidnovlenni rehioniv Ukrainy: Materialy II mizhnar. nauk.-prakt. konf. (S. 372). Odesa. Retrieved March 18, 2025, from https://kntu.net.ua/ukr/content/download/116412/653295/file/СИНЕРГИЯ_2024_Том%203_секції%2010-13.pdf
20. Zakhovaiko, O. P. (2010). Teoriia mekhanizmiv i mashyn. Kurs lektsii dlia studentiv spetsialnosti «Dynamika i mitsnist mashyn» [Lektsii]. Kyiv: NTUU "KPI". Retrieved March 13, 2025, from <https://mmi-dmm.kpi.ua/images/pdf/personnel/Zakhov/Lectures.pdf>
21. Ye, B., et al. (2024). Optimal design and experiments of a novel bobbin thread-hooking mechanism with RRSC spatial four-bar linkage. *Mechanical Sciences*, 15(1), 269–279. <https://doi.org/10.5194/ms-15-269-2024>
22. Nishchenko, I., Koruniak, P., & Nishchenko, I. (2014). Analitychne doslidzhennia kinematyky prostorovoho mekhanizmu. *Visnyk Lvivskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Ahroinzhenerni doslidzhennia*, 18, 245–250. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vlnau_agr_2014_18_41
23. Zaliubovskiy, M., Panasiuk, I., Koshel, H., & Koshel, O. (2024). Syntez ta analitychne doslidzhennia prostorovoho mekhanizmu z dvoma stupeniamy rukhomosti haltuvalnoi mashyny. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, 339(4), 80–90. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-339-4-13>
24. Ott, C., & Hartl-Nesic, C. (2024). Grundlagen der Robotik [Lecture notes]. Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik. Retrieved March 18, 2025, from https://www.acin.tuwien.ac.at/file/teaching/master/Grundlagen_der_Robotik_VU/VU_Grundlagen_der_Robotik_2024W_Vorlesungsskript.pdf
25. Bai, S., Li, Z., & Angeles, J. (2022). Errata: Exact path synthesis of RCCC linkages for a maximum of nine prescribed positions. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 14(2), 021011. <https://doi.org/10.1115/1.4054617>
26. Lee, W.-T., Cosme, J., & Russell, K. (2017). On RCCC linkage motion generation with defect elimination for an indefinite number of precision positions. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 9(6). <https://doi.org/10.1115/1.4038066>
27. Kharzhevskiy, V., et al. (2023). Synthesis of a-djustabl