

УДК 677.057

ГОРОБЕЦЬ В. А., ДВОРЖАК В. М.

Київський національний університет технології та дизайну

РОЗРОБКА І СИНТЕЗ НОВОГО МЕХАНІЗМУ ТРАНСПОРТУ ШВЕЙНОЇ МАШИНИ

Мета. Розробити нову структуру механізму переміщення матеріалів швейної машини, яка забезпечує якісне переміщення та виконати визначення його кінематичних параметрів.

Методика. Об'єктом дослідження служать типовий та розроблений авторами механізм переміщення матеріалів швейних машин. Для визначення параметрів нового механізму застосовуються відомі методи оптимізаційного кінематичного синтезу важільних механізмів.

Результати. Отримані нова структура механізму переміщення матеріалів швейної машини, математичні моделі, що описують функції положення рухомих ланок та характерних точок. Виконані комбінований оптимізаційний кінематичний синтез механізму, комп'ютерне моделювання механізму в програмі Mathcad. Побудовані суміщені графіки траєкторій типового та нового механізмів переміщення матеріалів швейної машини.

Наукова новизна. Створена нова схема механізму переміщення матеріалів, яка забезпечує одночасний вихід всіх зубців транспортуючої рейки над поверхнею голкової пластини, а також аналогічне опускання їх після переміщення матеріалу. Вперше отримані значення кінематичних параметрів даного механізму.

Практична значимість. Застосування нового механізму переміщення матеріалів забезпечує якісне виконання процесу переміщення, без пошкодження матеріалу, та стабільність довжини стібка.

Ключові слова: механізм переміщення матеріалів, структурний синтез, кінематичний синтез, шарнірний паралелограм.

Вступ. Механізми переміщення матеріалів належать до найбільш складних механізмів швейного обладнання. Вони містять два, а в човникових швейних машинах навіть три кінематичні ланцюги (вертикального та горизонтального переміщення транспортуючого органу, а також кінематичний ланцюг реверса та регулювання довжини стібка).

Головною проблемою при роботі цих механізмів є те, що при еліпсоподібній траєкторії транспортуючої рейки її робоча поверхня є фактично миттєвою дотичною до даної кривої. Тому траєкторії переднього і заднього зубців рейки суттєво відрізняються (рис. 1) [1]. Таким чином, в переміщенні і деформації матеріалу кожний зуб рейки бере різну участь, оскільки заглиблюється в матеріал кожен на свою глибину, що призводить до пошкодження матеріалу і нестабільності довжини стібка. Щоб уникнути останнього явища доводиться збільшувати заглиблення зубців у матеріал, що в сучасних швидкісних швейних машинах (кутова швидкість головного вала $\omega_1 = 400 \text{ c}^{-1}$) призводить до «підскоку» притискної лапки та її зависання над матеріалом, що, в свою чергу, суттєво погіршує якість транспортування матеріалу [2-4]. Оптимізація параметрів типових механізмів транспорту суттєвого ефекту не дає суттєвого ефекту [5], оскільки неможливо отримати однакові траєкторії різних точок.

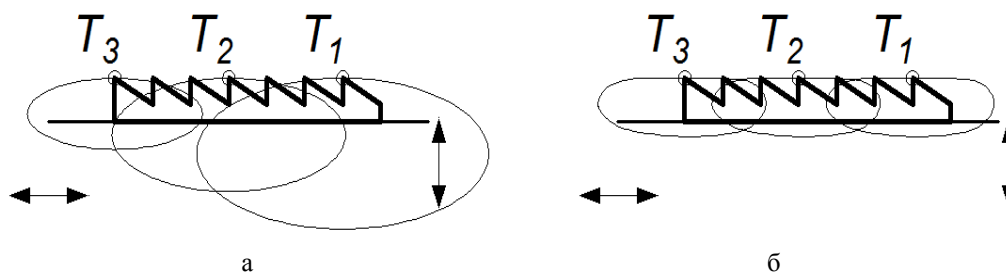


Рис. 1. Трасекторії різних зубців транспортуючої рейки:
а – в типовому механізмі; б – в запропонованому механізмі

Постановка завдання. Задачею роботи є розробка такого механізму, в якому забезпечується одночасний вихід всіх зубців транспортуючої рейки над поверхнею голкової пластини, а також аналогічне опускання їх після переміщення матеріалу (рис. 16), а також визначення його кінематичних параметрів.

Результати дослідження. Вирішення поставленої задачі досягається введенням в механізм додаткового коромисла, яке утворює з переднім коромислом ланцюга вертикальних переміщень зубчастої рейки так званий «шарнірний паралелограм» [6], а також шатуна, який своїми головками поєднаний з переднім коромислом кінематичного ланцюга горизонтальних переміщень рейки та шатуном, на якому закріплена рейка, та шатуна, який поступальною кінематичною парою з'єднаний з шатуном рейки, а обертальними кінематичними парами – з коромислами (рис. 3).

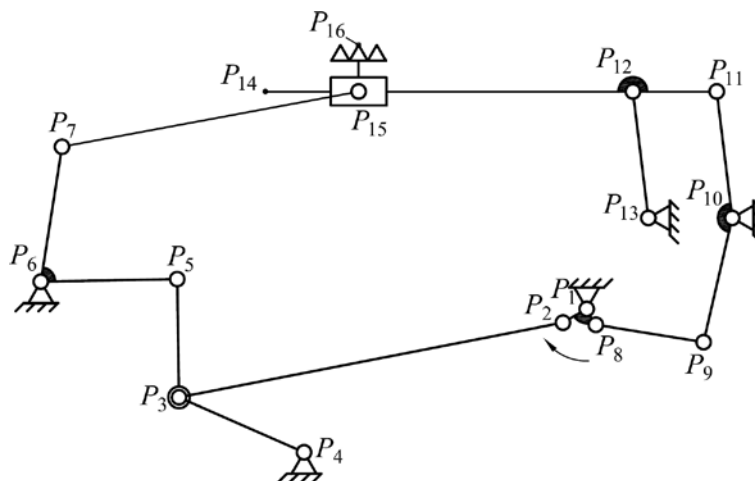


Рис. 2. Кінематична схема нового механізму переміщення матеріалів

В цьому випадку (якщо не розглядати ті частини кінематичних ланцюгів механізму, що не відрізняються від аналогічних частин в типовому механізмі переміщення матеріалів), ведуче коромисло 1 за допомогою коромисла 2, що має однакову довжину з коромислом 1, передає плоско-паралельний рух шатуну 3.

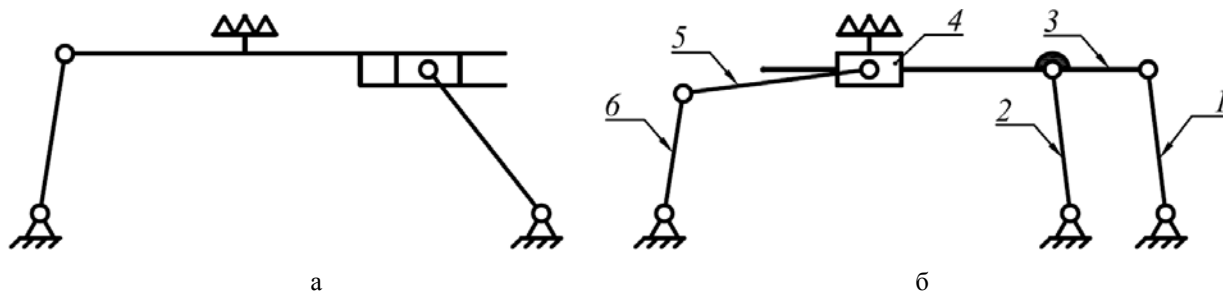


Рис. 3. Робочі частини кінематичних ланцюгів механізму переміщення матеріалів:
а – типового; б – запропонованого

При цьому всі точки шатуна 3 рухаються по однакових траєкторіях. Оскільки шатун 3 з'єднаний з шатуном рейки 4 поступальною парою, то характер руху шатуна 4 буде аналогічний. Відрізнитись будуть тільки величина горизонтальних переміщень точок цих ланок, оскільки шатун рейки їх отримує від коромисла 6 та шатуна 5.

Таким чином траєкторії всіх зубців рейки, що закріплена на шатуні 4, теж будуть однакові.

Для визначення кінематичних параметрів нового механізму застосовуємо комбінований оптимізаційний метод синтезу механізмів [7], що містить елементи як випадкового так і спрямованого пошуку.

За вхідні параметри (тобто задані) приймаємо положення валів переміщення та підйому швейної машини, для якої проектуємо механізм та, довжини їх передніх коромисел. Відповідно це координати точок P_1, P_4, P_6, P_{10} та довжини ланок $L_{1-2}, L_{2-3}, L_{3-4}, L_{3-5}, L_{1-8}, L_{8-9}, L_{9-10}$.

Вихідними (тими, що підлягають визначенню) будуть довжини коромисел шарнірного паралелограма L_{10-11} , L_{11-12} , L_{12-13} , коромисла L_{6-7} , шатуна L_{7-15} та координати стійки P_{13} (рис. 2), до якої приєднується нове коромисло 2 (рис. 3), що одночасно визначають також і місце його приєднання до шатуна 3.

Додаткові умови синтезу (обмеження) будуть полягати в обмеженні довжини коромисел L_{10_11} , L_{12_13} , шатуна L_{7_15} , і координат стійки P_{13} (рис. 2) з умови конструктивних міркувань та величина кута тиску α в кінематичній парі P_{12} , яка повинна забезпечувати нормальну роботу механізму ($\alpha_{\text{допустиме}} = 45^\circ - 60^\circ$).

За функцію мети прийнемо величину відхилення площини зубчастої рейки від горизонтального положення, яку можна виразити наступною залежністю:

$$\Delta = \sum_{i=1}^n |y_{T_1} - y_{T_3}| \rightarrow \min.$$

де y_{T_1} , y_{T_3} – миттєві координати крайніх зубців рейки (рис. 4);

n – число інтервалів ($n = 360$).

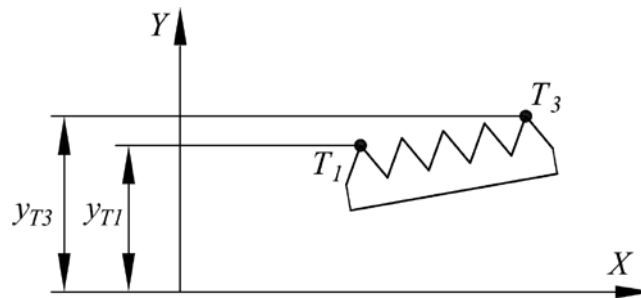


Рис. 4. Визначення функції мети

Суть комбінованого методу пошуку полягає в послідовному довільному виборі значень вихідних параметрів і визначенні величини Δ .

При цьому довільні значення вихідних параметрів задаються в різних частинах області пошуку. Після порівняння значень Δ комбінований пошук триває в тій частині, де значення Δ найменше.

Функцію положення зубчастої рейки (точка P_{16}) визначаємо, використовуючи обчислювальний блок та користуючись програмою Mathcad [8].

Визначимо радіуси-вектори характерних точок механізму – центрів обертальних кінематичних пар ланок механізму $P_2, P_3, P_5, P_7, P_8, P_9, P_{11}, P_{12}, P_{15}$ та робочої точки P_{16} в проекціях на осі правої системи координат (ПСК) залежно від кута повороту головного вала φ_1 (кривошипа ланки L_{1-2}). Заданими є довжини ланок L_{i-j} , координати стояків $P_1 := (P_{1X} \ P_{1Y} \ 0)^T$, $P_4 := (P_{4X} \ P_{4Y} \ 0)^T$, $P_6 := (P_{6X} \ P_{6Y} \ 0)^T$, $P_{10} := (P_{10X} \ P_{10Y} \ 0)^T$, $P_{13} := (P_{13X} \ P_{13Y} \ 0)^T$ та кути, які характеризують конструктивне виконання коромисел $U_{5-6-7}, U_{9-10-11}$ та шатуна $U_{11-12-14}$. При складанні обчислювального блоку було прийнято, що вектори-ланки позначаються P_{i-j} (в індексі i вказує на точку початку вектора, j – на його кінець), $P_{i-j}(\varphi_1) := P_j(\varphi_1) - P_i(\varphi_1)$; кути позначаються U_{i-j-k} (в індексі i та j вказують на точки кінців векторів, між якими визначається кут, k – на їхній спільний початок (вершину кута),

$$U_{i-j-k} := \arccos \left(\frac{L_{i-j}^2 + L_{j-k}^2 - L_{i-k}^2}{2 \cdot L_{i-j} \cdot L_{j-k}} \right).$$

$$P_2(\varphi_1) := P_1 + T_Z(\varphi_1) \cdot \text{Ort}(e_X) \cdot L_{1-2}; \quad (1)$$

$$P_3(\varphi_1) := P_4 + T_Z(U_{2-4-3}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{4-2}(\varphi_1)) \cdot L_{3-4}; \quad (2)$$

$$P_5(\varphi_1) := P_6 + T_Z(U_{3-6-5}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{6-3}(\varphi_1)) \cdot L_{5-6}; \quad (3)$$

$$P_7(\varphi_1) := P_6 + T_Z(U_{5-6-7}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{6-5}(\varphi_1)) \cdot L_{6-7}; \quad (4)$$

$$P_8(\varphi_1) := P_1 + T_Z(\varphi_1 + U_{2-1-8}) \cdot \text{Ort}(P_{1-2}(\varphi_1)) \cdot L_{1-8}; \quad (5)$$

$$P_9(\varphi_1) := P_{10} + T_Z(U_{8-10-9}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{10-8}(\varphi_1)) \cdot L_{9-10}; \quad (6)$$

$$P_{11}(\varphi_1) := P_{10} + T_Z(U_{9-10-11}) \cdot \text{Ort}(P_{10-9}(\varphi_1)) \cdot L_{10-11}; \quad (7)$$

$$P_{12}(\varphi_1) := P_{13} + T_Z(U_{11-13-12}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(P_{13-11}(\varphi_1)) \cdot L_{12-13}; \quad (8)$$

$$P_{14}(\varphi_1) := P_{12}(\varphi_1) + T_Z(U_{11-12-14}(\varphi_1)) \cdot \text{Ort}(-P_{11-12}(\varphi_1)) \cdot L_{12-14}; \quad (9)$$

$$P_{15}(\varphi_1) := P_7(\varphi_1) + T_z \left(\arccos \left(\frac{|(P_{7-12}(\varphi_1) \times \text{Ort}(P_{12-15}(\varphi_1)))_z|}{L_{7-15}} \right) \right) \cdot \dots; \quad (10)$$

$$\cdot \text{Ort} \left(T_z \left(\frac{\pi}{2} \right) \cdot \text{Ort}(P_{12-15}(\varphi_1)) \cdot |(P_{7-12}(\varphi_1) \times \text{Ort}(P_{12-15}(\varphi_1)))_z| \right) \cdot L_{7-15}$$

$$P_{16}(\varphi_1) := P_{15}(\varphi_1) + T_z \left(-\frac{\pi}{2} \right) \cdot \text{Ort}(P_{12-15}(\varphi_1)) \cdot L_{15-16}. \quad (11)$$

У виразах (1)-(11) $T_z(\alpha_i)$ – матриця повороту вектора на кут α_i навколо осі Z; $\text{Ort}(P_{i-j})$ – орт вектора P_{i-j} .

Отримані значення параметрів механізму переміщення матеріалів приведені у таблиці.*

Таблиця

Параметри механізму переміщення матеріалів

Метричні параметри	L_{1-2}	L_{2-3}	L_{3-4}	L_{3-5}	L_{5-6}, L_{6-7}	L_{1-8}	L_{8-9}	L_{9-10}	L_{10-11}, L_{12-13}	L_{11-12}	L_{15-16}
Значення, мм	3	70	28	22,6	24	2	26	24	18	10	7
Кутові параметри	U_{2-1-8}		U_{5-6-7}		$U_{9-10-11}$		$U_{11-12-14}$		–		
Значення, градуси	68		100		–170		0		–		
Координати стійок	P_1		P_4		P_6		P_{10}		P_{13}		
Значення, мм	(0;0;0)		(–45;–30;0)		(–95;4,3;0)		(24;12,8;0)		(14;12,8;0)		

Отримана в результаті синтезу траєкторія середнього зуба T_a рейки в порівнянні з аналогічною траєкторією типового механізму приведена на рис. 5.

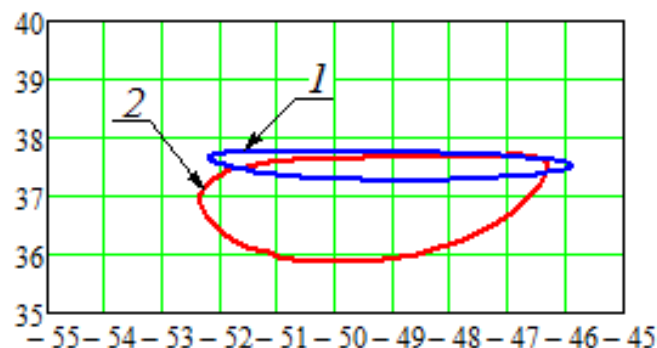


Рис. 5. Графіки траєкторій середнього зуба T_a рейки механізмів:
а – типового; б – запропонованого

Висновки. По-перше, як видно з рис. 5 новий механізм забезпечує практично паралельний вихід зубчастої рейки над площиною голкової пластини при транспортуванні

* У виконанні розрахунків значну участь брав студент Савченко Д. О.

матеріалів, що суттєво покращує якість процесу зшивання. По-друге, оскільки в новому механізмі величина вертикальних переміщень рейки в кілька разів менша, ніж в типовому, то при цьому крім покращення експлуатаційних показників (в першу чергу зменшення зносу) даний механізм безумовно має кращі динамічні характеристики, кількісні показники яких будуть визначені в подальших дослідженнях.

Література

1. Фридлянд М. П. Исследование и проектирование однореечных механизмов перемещения сшиваемых материалов швейных машин : автореф. дис. на здобуття наук, ступеня канд. техн. наук : спец. 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы (легкая промышленность)» / М. П. Фридлянд. – М.: МТИЛП, 1974. – 362 с.
2. Горобец В. А. Исследование работы упругого элемента механизма транспортирования швейной машины / В. А. Горобец, Ю. Ю. Щербань, М. С. Носов // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. – 1986. – № 6. – С. 95-98.
3. Горобец В. А. Определение посадки материала при скоростном режиме транспортирования на швейных машинах / В. А. Горобец, Ю. Ю. Щербань, М. С. Носов // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. – 1988. – № 2. – С. 119-121.
4. Горобец В. А. Сравнительный анализ механизмов перемещения материала швейных машин / В. А. Горобец, Ю. Ю. Щербань, М. С. Носов // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. – 1989. – № 6. – С. 106-109.
5. Горобец В. А. Разработка механизма перемещения материала скоростных швейных машин / В. А. Горобец, Ю. Ю. Щербань, М. С. Носов // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. – 1990. – № 1. – С. 103-105.
6. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
7. Левицкая О. Н. Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левицкая, Н. И. Левицкий – М.: «Высшая школа», 1978. – 270 с.
8. Дворжак В. М. Аналітичне дослідження динаміки типових двокривошипних механізмів технологічних машин легкої промисловості / В. М. Дворжак // Вісник КНУТД. Технічні науки. – 2017. – № 5. – С. 54-64.

References

1. Fridlyand V. P. (1974). *Issledovanie i proektirovanie odnoreechnykh mekhanizmov peremescheniya sshivaemykh materialov shveynykh mashin* [Research and design of single-line mechanisms for moving stitched materials of sewing machines]. – Moscow: MTSLP [in Russian].
2. Gorobets V. A., Scherban Yu. Yu., Nosov M. S. (1986). *Issledovanie raboty uprugogo elementa mekhanizma transportirovaniya shveynoy mashiny* [Study of the work of the elastic element of the mechanism of transportation of a sewing machine]. – Moscow: News of high schools. Light industrial technology [in Russian].
3. Gorobets V. A., Scherban Yu. Yu., Nosov M. S. (1988). *Opreделение posadki materiala pri skorostnom rezhime transportirovan* [Determination of material planting at high-speed transportation mode on sewing machines]. – Moscow: News of high schools. Light industrial technology [in Russian].
4. Gorobets V. A., Scherban Yu. Yu., Nosov M. S. (1989). *Sravnitel'nyy analiz mekhanizmov peremescheniya materiala shveynykh mashin* [Comparative analysis of the mechanisms of movement of material sewing machines]. – Moscow: News of high schools. Light industrial technology [in Russian].
5. Gorobets V. A., Scherban Yu. Yu., Nosov M. S. (1989). *Razrabotka mekhanizma peremescheniya materiala skorostnykh shveynykh mashin* [Development of a material transfer mechanism for high-speed sewing machines]. – Moscow: News of high schools. Light industrial technology [in Russian].
6. Artobolevskiy, I. I. (1988). *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow: Nauka [in Russian].
7. Levitskaya O. N., Levitskiy N. I. (1978). *Kurs teorii mekhanizmov i mashin* [The course of the theory of mechanisms and machines]. – Moscow: Vysshaya shkola [in Russian].
8. Dvorzhak V. M. (2017). *Analitichne doslidzhennia dynamiky typovykh dvokryvoshypnykh mekhanizmiv tekhnologichnykh mashyn lehkoi promyslovosti* [Analytical study of dynamics of typical two-crank mechanisms of technological light industry machines]. Kyiv: Bulletin of the KNUTD [in Ukrainian].

HOROBETS VASYL

va1948@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5174-3224>

DVORZHAK VOLODYMYR

v_dvorjak@ukr.net

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1693-9106>; Researcher ID: P-5907-

РАЗРАБОТКА И СИНТЕЗ НОВОГО МЕХАНИЗМА ТРАНСПОРТА ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

ГОРОБЕЦ В. А., ДВОРЖАК В. М.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Разработать новую структуру механизма перемещения материалов швейной машины, которая обеспечивает качественное перемещение, и выполнить определение его кинематических параметров.

Методика. Объектом исследования служит типовой и разработанный авторами механизм перемещения материалов швейных машин. Для определения параметров нового механизма применяются известные методы оптимизационного кинематического синтеза рычажных механизмов.

Результаты. Получена новая структура механизма перемещения материалов швейной машины, математические модели, описывающие функции положения подвижных звеньев и характерных точек. Выполнены комбинированный оптимизационный кинематический синтез механизма, компьютерное моделирование механизма в программе Mathcad. Построены совмещенные графики траекторий типового и нового механизмов перемещения материалов швейной машины.

Научная новизна. Создана новая схема механизма перемещения материалов, которая обеспечивает одновременный выход всех зубьев транспортирующей рейки над поверхностью игольной пластины, а также аналогичное опускание их после перемещения материала. Впервые получены значения кинематических параметров данного механизма.

Практическая значимость. Применение нового механизма перемещения материалов обеспечивает качественное выполнение процесса перемещения, без повреждения материала, и стабильность длины стежка.

Ключевые слова: механизм перемещения материалов, структурный синтез, кинематический синтез, шарнирный параллелограмм.

DEVELOPMENT AND SYNTHESIS OF A NEW MECHANISM OF A SEAT MACHINE TRANSPORT

GOROBETS V. A., DVORZHAK V. M.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. To develop a new structure of the movement mechanism of the sewing machine materials, which provides a qualitative movement and perform a determination of its kinematic parameters.

Methodology. The object of the study is a typical and developed by the authors mechanism for moving materials sewing machines. To determine the parameters of the new mechanism, known methods of optimization kinematic synthesis of lever mechanisms are used.

Findings. A new structure has been obtained for the movement mechanism of sewing machine materials, mathematical models describing the functions of the position of moving links and characteristic points. The combined optimization kinematic synthesis of the mechanism, computer simulation of the mechanism in the Mathcad program are performed. The combined graphics of the trajectories of the standard and new mechanisms for moving materials of the sewing machine are built.

Originality. A new mechanism of movement of materials has been created that ensures the simultaneous output of all the teeth of the transport rack above the surface of the needle plate, as well as the similar lowering of them after moving the material. The combined optimization method of synthesis based on random and directional search for the determination of kinematic parameters of a new mechanism is proposed.

Practical Value. A new scheme of the mechanism for moving materials has been created, which ensures the simultaneous release of all the teeth of the transporting rail over the surface of the needle plate, as well as their similar lowering after the material has been moved. For the first time, the values of the kinematic parameters of this mechanism.

Keywords: mechanism of material movement, structural synthesis, kinematic synthesis, hinge parallelogram.