

**СИНТЕЗ ПРОСТРАНСТВЕННОГО РЫЧАЖНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА****SYNTHESIS OF THREE DIMENSIONAL STEERING CRANK MECHANISMS**

УДК 621.01; 687.053.35

**В.А. Горобец\*, А.П. Манойленко, В.Н. Дворжак***Киевский национальный университет технологий и дизайна*<https://doi.org/10.24411/2079-7958-2019-13602>**V. Horobets\*, O. Manoilenko, V. Dvorzhak***Kiev National University of Technologies and Design***РЕФЕРАТ**

*ПРИБЛИЖЕННЫЙ КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ, ПРОСТРАНСТВЕННЫЙ ПРЯМОЛИНЕЙНО-НАПРАВЛЯЮЩИЙ МЕХАНИЗМ, МЕХАНИЗМ ПЕТЛИТЕЛЯ, ШВЕЙНАЯ МАШИНА, ШАТУННАЯ КРИВАЯ*

*Задачей работы является анализ возможностей приближенного кинематического синтеза пространственного рычажного прямолинейно-направляющего механизма как плоского на примере частной задачи проектирования механизма петлителя швейной машины цепного стежка.*

*При решении задач, поставленных в данной работе, применялись классические методы анализа теории механизмов и машин (метод замкнутых векторных контуров) и методы аналитической геометрии, а при приближенном синтезе механизма – метод взвешенной разности. При этом определение значений параметров механизма осуществлялось методом наилучшего приближения заданной функции. Пространственный пятизвенный механизм петлителя на рассматриваемом участке траектории рассматривался как плоский четырехзвенный механизм.*

*В ходе выполнения синтеза двумя способами показано, что отклонение участка траектории ведомого звена пространственного пятизвенника от аналогичного участка траектории плоского четырехзвенника незначительно, вписывается в сотые доли миллиметра, что свидетельствует о достаточной точности приближенного метода.*

*Результатом выполненной работы служит подтверждение практичности указанного метода синтеза и целесообразности его использо-*

**ABSTRACT**

*APPROXIMATE CYNEMATIC SYNTHESIS, THREE DIMENSIONAL STRAIGHT-LINE STEERING MECHANISM, LOOPER MECHANISM, SEWING MACHINE, COUPLER CURVE*

*The task of this paper is an analysis of opportunities provided by the approximate cinematic synthesis of three-dimensional straight-line steering mechanism when regarding it as a flat one, with the specific task shown as an example: designing of looper mechanism for chain stitch sewing machine.*

*For solving the objectives set by this paper, classical analytical methods applicable in the theory of machines and mechanisms were used (closed vector paths method) as well as analytical geometry methods; weighted difference method was also used for approximate synthesis of the mechanism. In addition to the above, the determination of mechanism performance values was done through the method of the best approximation of the specified function. Three-dimensional five-link looper mechanism was viewed as a flat four-link one.*

*For performing the synthesis in two ways it was shown that the partial declination of the pathway traced out by the driven link of the three dimensional five-link element is insufficient and does not exceed hundredth of a millimeter when compared with the similar part of the pathway traced out by four-link element, which proves the sufficient accuracy of the approximate method.*

*As a result of the work carried out the practicality of the given method was proven as well as the reasonability of its use in design practice when creating new three-dimensional mechanisms for consumer industry.*

\* E-mail: VA1948@ukr.net (V. Horobets)

*вания в конструкторской практике при создании новых пространственных механизмов машин легкой промышленности.*

При проектировании новых пространственных механизмов легкой промышленности используются средства кинематической и дифференциальной геометрии [1–4], включающие в себя методы синтеза, дающие разные по точностным характеристикам результаты. В свою очередь, приближенные методы в практических нуждах оказываются более предпочтительными, поскольку приемлемый результат можно получить за меньшее время.

Объектом исследования в работе служит пространственный механизм [5] с траекторией ведомого звена в виде шатунной кривой.

Задачей работы является анализ возможностей приближенного кинематического синтеза пространственного рычажного прямолинейно-направляющего механизма как плоского на примере частной задачи проектирования механизма петлителя швейной машины цепного стежка. При решении этой задачи применяются классические методы анализа теории механизмов (метод замкнутых векторных контуров) и методы аналитической геометрии, а при приближенном синтезе механизма – метод взвешенной разности. При этом определение значений параметров механизма осуществлялось методом наилучшего приближения заданной функции.

Направляющими механизмами называются механизмы, в которых точка выходного звена осуществляет движение по заданной траектории, в отличие от передаточных механизмов, обеспечивающих необходимый закон движения выходного звена [6] по отношению к входному звену. Существуют направляющие механизмы для воспроизведения заданной кривой полностью или ее отдельного участка. В последнем случае чаще всего – это воспроизведение прямолинейного участка (так называемые прямолинейно-направляющие механизмы).

В швейном машиностроении используются оба типа механизмов. Так, в швейных машинах потайного цепного стежка широко используется

четырёхзвенный кривошипно-коромысловый механизм транспортирования, воспроизводящий траекторию зубчатой рейки в виде «ежа», то есть шатунную кривую с прямолинейным участком в месте взаимодействия рейки с тканью. В некоторых машинах краеобметочного цепного стежка используется шестизвенный направляющий механизм иглы, имеющий теоретически нулевую степень свободы и работающий за счет зазоров в кинематических парах [7] и так далее. Однако все эти направляющие механизмы являются плоскими, что сужает сферу их применения, так как в оборудовании для производства товаров широкого потребления (текстиль, одежда, обувь, трикотаж и так далее) очень часто необходимо передать заданную форму траектории в пространстве.

Рассматриваемый механизм является пространственным рычажным пятизвенником (рисунки 1 а). Он состоит из кривошипа  $O_1A$ , шатуна  $ABC$ , соединенного с помощью сферических кинематических пар с кривошипом, коромыслом  $O_2B$  и звеном  $CO_3E$ , образующим цилиндрическую кинематическую пару со стойкой. Его степень свободы  $W$  по формуле Сомова-Малышева:

$$\begin{aligned} W &= 6(n-1) - 2p_5 - 4p_4 - 3p_3 = \\ &= 6(4-1) - 2 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 3 = 1, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $n$  – количество подвижных звеньев ( $n = 4$ );  $P_5$  – количество кинематических пар 5-го класса ( $P_5 = 2$ );  $P_4$  – количество кинематических пар 4-го класса ( $P_4 = 1$ );  $P_3$  – количество кинематических пар 3-го класса ( $P_3 = 3$ ).

При этом звено  $CO_3E$ , осуществляющее цилиндрическое движение, может быть и одноплечим.

Однако, во-первых, существование второго плеча позволяет получить траекторию точки  $E$  в виде пространственной шатунной кривой в любой плоскости пространства и, во-вторых, за

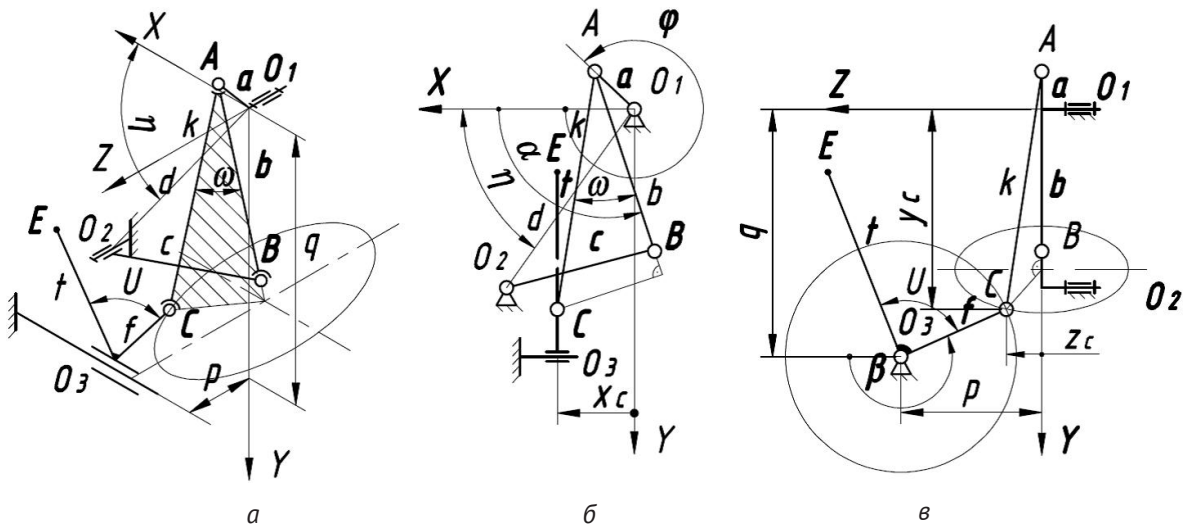


Рисунок 1 – Кинематическая схема пятизвенного направляющего механизма:  
 а – пространственная схема в системе координат XYZ; б – расчетная схема в ортогональной проекции на плоскость  $XO_1Y_1$ ; в – расчетная схема в ортогональной проекции на плоскость  $XO_1Z_1$

счет изменения соотношения длины плеч – регулировать величину этой траектории, например, для рабочего органа.

Анализируя механизм, можно заметить, что контур  $O_1ABO_2$  (рисунок 1 б) является плоским шарнирным четырехзвенником. Поэтому траекторию точки В легко определить из его функции положения [8]. Пространственную траекторию точки С определим, рассмотрев ее положение в пространстве (рисунок 1). В любой момент времени точка С лежит на основе конуса, образованного стороной  $AC$  шатуна как образующей при ее вращении относительно стороны  $AB$ . Кроме того, данная точка лежит на окружности радиуса  $O_3C$  в точке  $O_3$ .

Так как проекция основы этого конуса на плоскость  $XO_1Z_1$  является эллипсом, то, используя обозначения параметров в соответствии с рисунком 1, составим уравнения данного эллипса и окружности и объединим их в систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{(y_c - a \cos \varphi - k \cos \omega \sin \alpha)^2}{x^2 \sin^2 \omega \cos^2 \alpha} + \frac{z_c^2}{k^2 \sin^2 \omega} = 1, & (2) \\ (q - y_c)^2 + (p - z_c)^2 = f^2 \end{cases}$$

где  $\varphi$  – угол поворота ведущего звена (кривошипа  $O_1A$ );  $\alpha$  – угол, который характеризует мгновенное положение стороны  $AB$  шатуна и определяется в соответствии с [8].

Таким образом координаты  $Y_c$  и  $Z_c$  можно найти решением системы уравнений (1) как одну из пар корней уравнения 4-й степени.

При определенной координате  $Z_c$  координату  $X_c$  находим из уравнения вышеупомянутого эллипса в плоскости  $XO_1Z_1$

$$\frac{(x_c - a \sin \varphi - k \sin \omega \cos \alpha)^2}{k^2 \sin^2 \omega \sin^2 \alpha} + \frac{z_c^2}{k^2 \sin^2 \omega} = 1.$$

Таким образом траектория точки  $C$  и, следовательно, точки  $E$  механизма описывается довольно сложными аналитическими выражениями, усложняющими его синтез.

Однако поскольку контур  $O_1ABO_2$  является плоским шарнирным четырехзвенником, то точку  $C$  при определенных условиях можно считать точкой на шатуне  $AB$  (рисунок 2).

Методы приближенного синтеза этого типа направляющих механизмов достаточно известны. Это главным образом методы с использованием так называемой взвешенной разности,

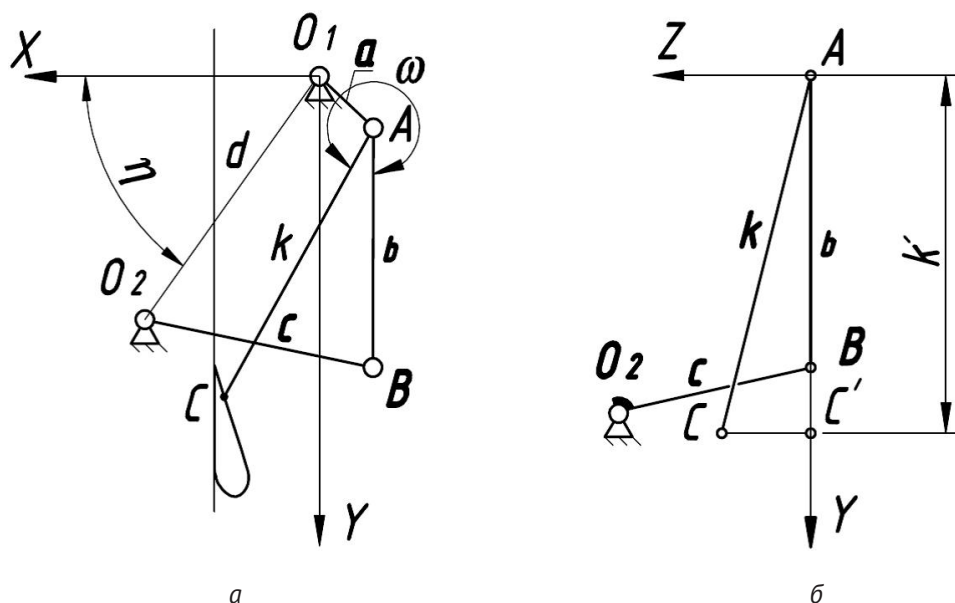


Рисунок 2 – Аппроксимированные расчетные схемы пространственного направляющего пятизвенного механизма: а – проекция на плоскость  $XO_1Y$ ; б – проекция на плоскость  $YO_1Z$

включающие методы интерполяции, квадратичного приближения или наилучшего приближения функции [6].

Применим метод наилучшего приближения функции. Если ограничиться определением трех параметров механизма, например, характеризующих коромысло  $O_2B$  ( $c$ ,  $d$  и  $\eta$ ), изображенного на рисунке 2 а, то функция взвешенной разности  $\Delta\rho$  в этом случае будет иметь вид:

$$\Delta\rho = A[p_0f_0(y) + p_1f_1(y) + p_2f_2(y) - F(y)], \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} F(y) &= \rho^2 + u \tan \omega, \\ f_0(y) &= M(x \tan \omega + yL) + 2x(L+1) + N(y \tan \omega - xL), \\ f_1(y) &= M(y \tan \omega - xL) + 2y(L+1) - N(x \tan \omega + xL), \\ f_2(y) &= 1, \\ A &= -\frac{b \cos \omega}{k}, \quad u = -\sqrt{Lk^2\rho^2 - (\rho^2 - k^2 - a^2)^2}, \\ L &= \frac{u}{\rho^2}, \quad N = \frac{\rho^2 - k^2 - a^2}{\rho^2}, \quad M = \frac{k}{b \cos \omega}, \quad \rho = \sqrt{x^2 + y^2}. \end{aligned}$$

Однако полученные таким способом значения не будут точно характеризовать значения координаты  $X$  и  $Y$  шатунной точки  $C$ , так как в действительности параметры  $k$  и  $\omega$  при работе пространственного механизма будут изменяться, и на самом деле они являются мгновенными проекциями  $k'$  и  $\omega'$  этих величин на плоскость  $XO_1Y$  (рисунок 2 б).

Поэтому после получения значений этих параметров при синтезе четырехзвенного плоского механизма следует оценить, как влияет их изменение на форму кривой при работе пространственного пятизвенного механизма.

Также следует учитывать, что шатунная кривая является пространственной и имеет еще координату  $Z$ , то есть ее прямолинейный участок является на самом деле проекцией дуги радиуса  $f$  на плоскость  $ZO_1Y$ .

Кинематика плоского механизма (рисунок 2 а) описывается следующими уравнениями. Координаты точки  $A$  в проекциях на координатные оси правой системы координат (ПСК):

$$P_{AX}(\varphi) = O_{1X} + a \cos(\varphi); \quad P_{AY}(\varphi) = O_{1Y} + a \sin(\varphi).$$

Координаты точки  $O_2$  в проекциях на координатные оси ПСК:

$$O_{2X} = d \cos(\eta), \quad O_{2Y} = d \sin(\eta).$$

Изменяющийся вектор  $O_2A$  в проекциях на координатные оси ПСК:

$$P_{O_2_{AX}}(\varphi) = P_{2X}(\varphi) - O_{2X}, \quad P_{O_2_{AY}}(\varphi) = P_{2Y}(\varphi) - O_{2Y}.$$

Изменяющийся угол между векторами  $O_2A$  и  $c$ :

$$U_{A_{O_2B}}(\varphi) = \arccos \left( \frac{P_{O_2_{AX}}(\varphi)^2 + P_{O_2_{AY}}(\varphi)^2 + c^2 - b^2}{2\sqrt{P_{O_2_{AX}}(\varphi)^2 + P_{O_2_{AY}}(\varphi)^2} \cdot c} \right).$$

Координаты точки  $B$  в проекциях на координатные оси ПСК:

$$P_{BX}(\varphi) = O_{2X} + \frac{c \cdot [P_{O_2_{AX}}(\varphi) \cdot \cos(n \cdot U_{A_{O_2B}}(\varphi)) - P_{O_2_{AY}}(\varphi) \cdot \sin(n \cdot U_{A_{O_2B}}(\varphi))]}{\sqrt{P_{O_2_{AX}}(\varphi)^2 + P_{O_2_{AY}}(\varphi)^2}},$$

$$P_{BY}(\varphi) = O_{2Y} + \frac{c \cdot [P_{O_2_{AX}}(\varphi) \cdot \sin(n \cdot U_{A_{O_2B}}(\varphi)) + P_{O_2_{AY}}(\varphi) \cdot \cos(n \cdot U_{A_{O_2B}}(\varphi))]}{\sqrt{P_{O_2_{AX}}(\varphi)^2 + P_{O_2_{AY}}(\varphi)^2}}.$$

где  $n$  – параметр, определяющий вариант сборки механизма (в нашем случае  $n = 1$ ).

Вектор-шатун  $b$  в проекциях на координатные оси ПСК:

$$b_X(\varphi) = P_{BX}(\varphi) - P_{AX}(\varphi),$$

$$b_Y(\varphi) = P_{BY}(\varphi) - P_{AY}(\varphi).$$

Координаты рабочей точки  $C$  в проекциях на координатные оси ПСК:

$$P_{CX}(\varphi) = P_{AX}(\varphi) + \frac{k \cdot [b_X(\varphi) \cdot \cos(\omega) - b_Y(\varphi) \cdot \sin(\omega)]}{b}, \quad (4)$$

$$P_{CY}(\varphi) = P_{AY}(\varphi) + \frac{k \cdot [b_X(\varphi) \cdot \sin(\omega) + b_Y(\varphi) \cdot \cos(\omega)]}{b}. \quad (5)$$

Кинематику пространственного механизма (рисунок 1) определяем, используя вычислительный блок функции пользователя  $Rotation(\mathbf{V}, \mathbf{V}_0, \mathbf{a}, \mathbf{r})$  в Mathcad для 3 D-поворота вектора [10].

Введем правую систему координат (ПСК). Обычно в технологических машинах легкой промышленности рабочие органы получают движение от механизмов, ведущие звенья которых крепятся на главном валу. Таким образом, ось  $Z$  направляем вдоль оси главного вала, как изображено на рисунке 1, ось  $Y$  – вертикально вниз, а ось  $X$  направляем так, чтобы получилась правая система координат. Начало координат выберем в точке  $O_r$ .

Таким образом, вектор-звено кривошипа  $a$  определяется таким выражением:

$$a(f_1) := Rotation(e_X, e_Z, \varphi, a).$$

Угол поворота кривошипа описывается дискретной переменной  $\varphi$  (*range variable*), которая изменяется от начального значения  $\varphi_0$  до конечного значения  $\varphi_{max}$  с шагом  $\Delta\varphi$ .

Радиус-вектор кинематической пары  $P_A$  определяем на основе аффинных преобразований:

$$P_A(\varphi) := O_1 + P_{O1_A}(\varphi).$$

Определяем изменяющийся вектор  $P_{O_2A}$  как разницу радиус-векторов  $P_A$  и  $P_{O_2}$ :

$$P_{O_2A}(\varphi) := P_A(\varphi) - O_2.$$

Примем, что линия коромысла (на кинемати-

ческой схеме механизма на рисунке 1 – это линия, соединяющая точки  $P_{O_2}$  и  $P_B$  перпендикулярна к его оси качания.

Орт оси качания коромысла совпадает с ортом  $e_z$ :

$$e_{O_2} := e_z.$$

Для определения радиус-вектора  $P_B$ , который характеризует кинематическую пару шатун-коромысло, воспользуемся векторным методом расчета пространственных кривошипно-коромысловых механизмов (ПККМ), описанным в [10].

Определяем орт  $e_c$  вектора-звена коромысла  $c$ :

$$e_c(\varphi) := p(P_{O_2-A}(\varphi), e_{O_2}, \alpha_1(\varphi), \alpha_2, n_1),$$

где  $\alpha_1(\varphi)$  – изменяющийся угол между векторами  $c$  и  $P_{O_2-A}$ , который можно определить при помощи функции пользователя поворота вектора  $T_{cos}$  [10];  $\alpha_2$  – угол между векторами  $e_{O_2}$  и  $c$ , который для рассматриваемого механизма равен  $\alpha_2 = 90^\circ$ .

Определяем вектор-звено коромысла  $c$ :

$$c(\varphi) := e_c(\varphi) \cdot c.$$

Радиус-вектор кинематической пары  $P_B$  определяем на основе аффинных преобразований:

$$P_B(\varphi) := P_{O_2} + c(\varphi).$$

Определяем вектор-звено шатуна  $b$ :

$$b(\varphi) := P_B(\varphi) - P_A(\varphi).$$

Координаты точки  $C$  можно определить из решения системы трех уравнений (6–7) поверхностей – цилиндра, сферы с центром в точке пересечения перпендикуляра, опущенного из точки  $C$  на линию шатуна  $b$ , и окружности с центром в той же точке, что и для сферы, в параметрическом виде:

$$P_{C1}(u1, v1) := \begin{bmatrix} f \cos(v1) \\ f \sin(v1) \\ u1 \end{bmatrix} + O_3. \quad (6)$$

$$P_{C2}(\varphi, u2, v2) := \begin{bmatrix} k \cos(\omega) \sin(u2) \cos(v2) \\ k \cos(\omega) \sin(u2) \sin(v2) \\ k \cos(\omega) \cos(u2) \end{bmatrix} + P_B(\varphi) + \frac{b(\varphi)}{b \cdot k \cos(\omega)}. \quad (7)$$

$$P_{C3}(\varphi, u3) := T_e(e_1, e_2(\varphi)) \cdot \begin{bmatrix} k \cos(\omega) \cos(u3) \\ k \cos(\omega) \sin(u3) \\ 0 \end{bmatrix} + P_B(\varphi) + \frac{b(\varphi)}{b \cdot k \cos(\omega)}, \quad (8)$$

где

$$T_e(e_1, e_2(\varphi)) := \begin{bmatrix} e_{1x}e_{2x}(\varphi) & e_{1x}e_{2y}(\varphi) & e_{1x}e_{2z}(\varphi) \\ e_{1y}e_{2x}(\varphi) & e_{1y}e_{2y}(\varphi) & e_{1y}e_{2z}(\varphi) \\ e_{1z}e_{2x}(\varphi) & e_{1z}e_{2y}(\varphi) & e_{1z}e_{2z}(\varphi) \end{bmatrix}. \quad (9)$$

$$e_1 := [e_x \quad e_y \quad e_z]^T. \quad (10)$$

$$e_2(\varphi) := \begin{bmatrix} \frac{b(\varphi)}{b} \\ \frac{\left( \frac{P_{O_2-A}(\varphi) \times b(\varphi)}{|P_{O_2-A}(\varphi) \times b(\varphi)|} \right) \times b(\varphi)}{\left| \frac{P_{O_2-A}(\varphi) \times b(\varphi)}{|P_{O_2-A}(\varphi) \times b(\varphi)|} \right| \times b(\varphi)} \\ \frac{P_{O_2-A}(\varphi) \times b(\varphi)}{|P_{O_2-A}(\varphi) \times b(\varphi)|} \end{bmatrix}. \quad (11)$$

В результате решения уравнений (6–7) получаем корни системы уравнений, которые определяют углы  $u1, u2, v1, v2$  и  $u3$  при изменении угла поворота кривошипа  $\varphi$ . Координаты точки  $C$  определяются из выражения:

$$P_C(\varphi) := T_e(e_1, e_2(\varphi)) \cdot \begin{bmatrix} k \cos(\omega) \cos(u3(\varphi)) \\ k \cos(\omega) \sin(u3(\varphi)) \\ 0 \end{bmatrix} + P_B(\varphi) + \frac{b(\varphi)}{b \cdot k \cos(\omega)}. \quad (12)$$

Определяем вектор-звено плеча шатуна  $k$ :

$$k(\varphi) := P_C(\varphi) - P_A(\varphi). \quad (13)$$

Определяем координаты подвижной точки  $D$ :

$$P_D(\varphi) := O_3 + (e_x \cdot (P_C(\varphi) - O_3)) \cdot e_x. \quad (14)$$

Определяем координаты рабочей точки **E**:

$$P_E(\varphi) := P_D(\varphi) + \text{Rotation}(e_X, f(\varphi), U, t). \quad (15)$$

**ПРИМЕР СИНТЕЗА**

Выполним приближенный кинематический синтез исследуемого механизма как плоского четырехзвенного направляющего механизма с дальнейшей оценкой изменения формы шатунной кривой в пространстве. Механизм предназначается для использования в многоигольной стачивающей швейной машине цепного стежка для привода петлителя.

1. Выбираем форму шатунной кривой (точка **E**) (траектории петлителя) по справочнику [9] и задаемся ее предварительными размерами (рисунок 3). Данная шатунная кривая должна иметь прямолинейный участок  $l_E$  в месте взаимодействия петлителя с иглами.

Предварительные размеры длины кривой  $L_E = 40 \text{ мм}$ , минимальная ширина траектории в месте нахождения прямолинейного участка  $Z_E = 3 \text{ мм}$  (с учетом величины зазора между петлителем и иглами, а также толщины самого петлителя), длина прямолинейного участка  $l_E = 12 \text{ мм}$  (что вдвое больше максимальных

значений в реальных технологических машинах).

2. Задаваясь отношением плеч звена  $CD/DE = 1/3$ , находим предварительные размеры траектории точки **C**:  $L_c = 13,3 \text{ мм}$ ,  $Z_c = 3 \text{ мм}$ ,  $l_c = 4 \text{ мм}$ .

3. Задаемся входными параметрами синтеза, учитывая отношения [9]:  $a = 6 \text{ мм}$ ,  $b = 25 \text{ мм}$ ,  $k = 33 \text{ мм}$ ,  $w = 323^\circ$ , при которых обеспечивается симметричный угол качания звена  $CO_3E$  примерно  $60^\circ$  (которые существуют в реальных технологических машинах).

4. Используя зависимость (3) для определения взвешенной разности, выполним приближенный синтез плоского четырехзвенного прямолинейно-направляющего механизма методом наилучшего приближения и определим параметры:  $d = 35,4 \text{ мм}$ ,  $\eta = 45^\circ$  ( $O_3(25, 25)$ , рисунок 2 а),  $c = 32 \text{ мм}$ .

5. Используя выражения (4, 5, 15), построим траекторию точки **C**, принимая во внимание результаты синтеза, и оценим отклонение участка  $l_c$  траектории точки **C** от прямолинейности (рисунок 4 а, б).

6. Используя зависимости (4, 5, 15), определим координаты точки **C** и оценим отклонение от значений, полученных в результате синтеза как плоского механизма (рисунки 5–7).

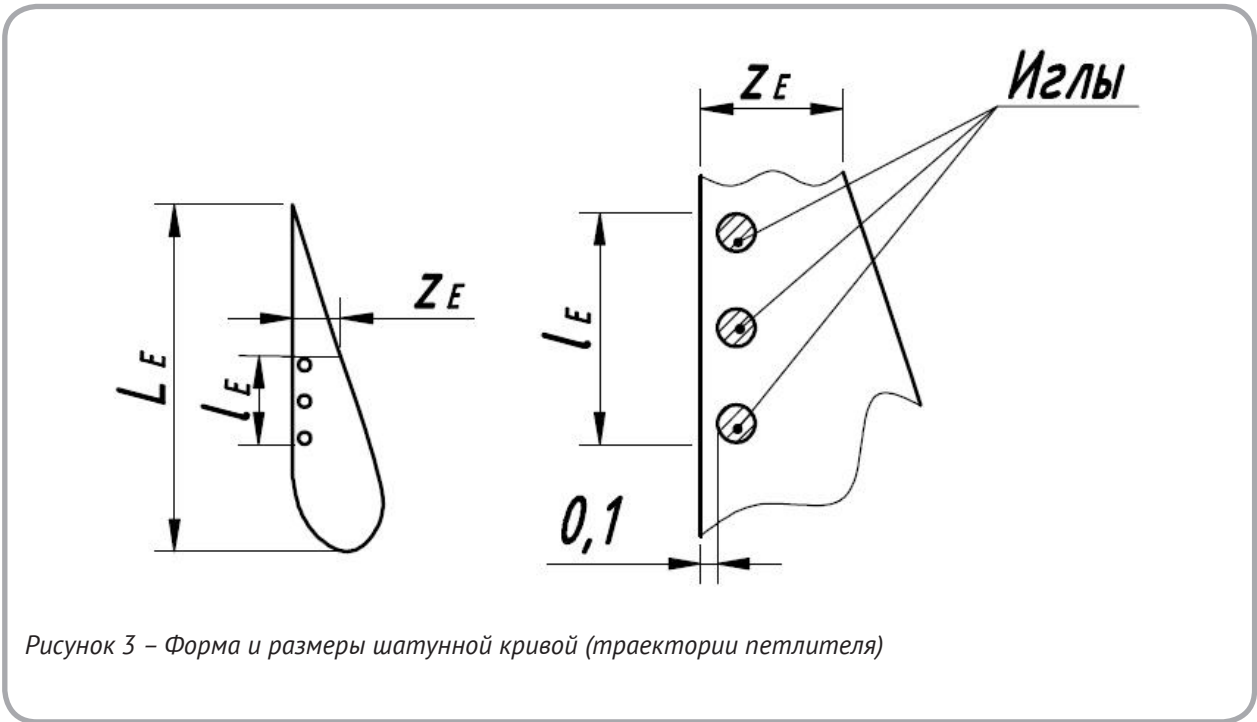


Рисунок 3 – Форма и размеры шатунной кривой (траектории петлителя)

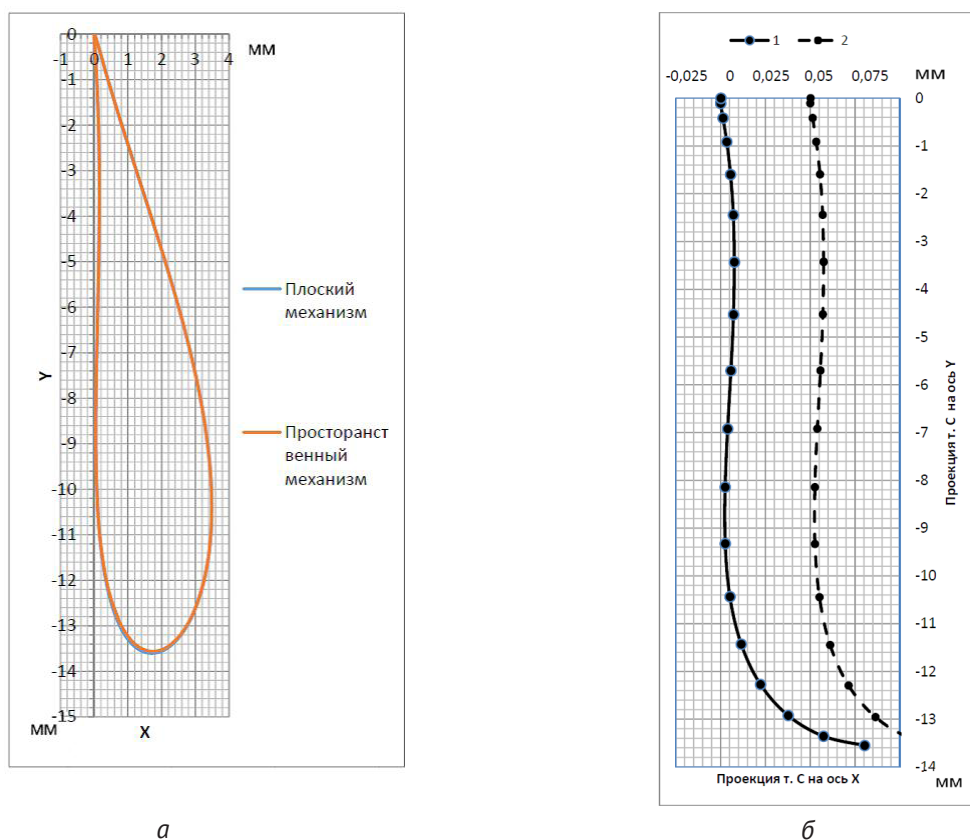


Рисунок 4 – Проекция траектории точки С на плоскость  $xO_1y$  пространственного и плоского механизмов: а – проекция траектории на плоскость  $x, y$ ; б – прямолинейный участок кривой на плоскости 1 – пространственного механизма, 2 – плоского механизма

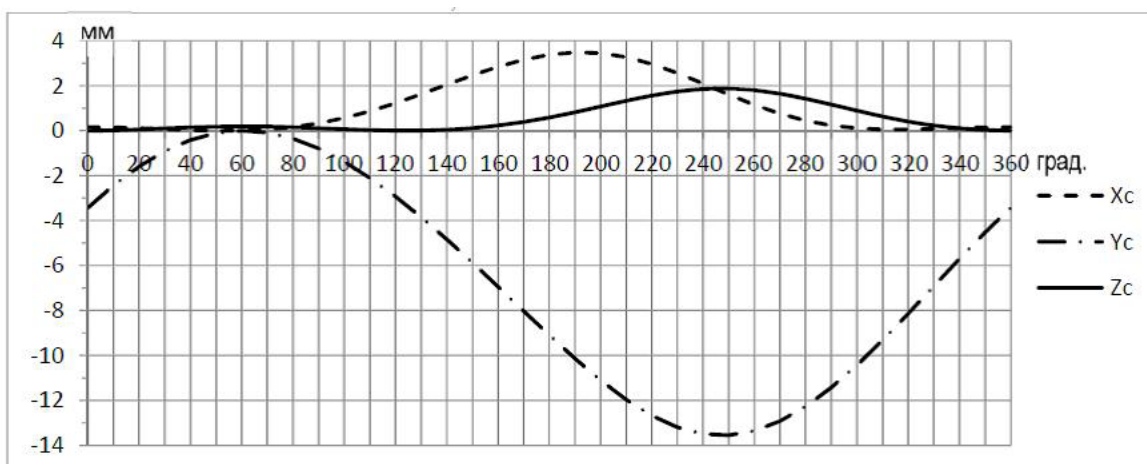


Рисунок 5 – Проекция траектории точки С на оси координат  $X, Y, Z$  пространственного механизма



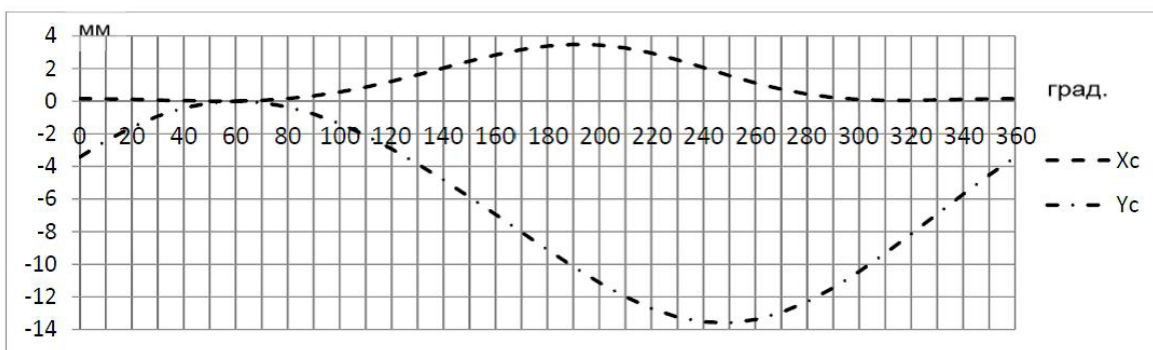


Рисунок 6 – Проекция траектории точки *C* на оси *X* и *Y* плоского механизма

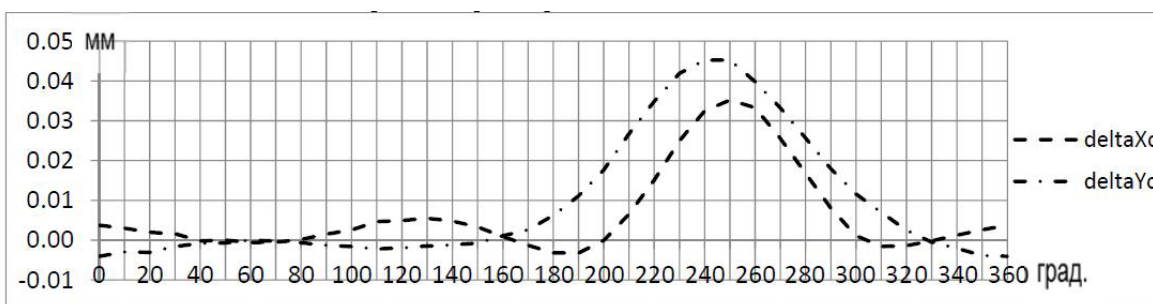


Рисунок 7 – Разница проекций координат траектории точки *C* плоского и пространственного механизмов

Анализ показал, что расхождение результатов (рисунки 4–7) значений траектории точки *C* шатуна *ABC* плоского шарнирного четырехзвенника и проекции траектории на плоскость *XOY* той же точки пространственного пятизвенного механизма, полученные при синтезе, на участке приближения к прямой линии отклоняются не более чем на 0,04 мм, кроме того результирующий участок траектории ведомого звена (точки *E*) механизма имеет максимальное отклонение от прямой линии 0,1 мм на длине 33 мм, а вместе взаимодействия петлителя с иглами отклонение не превышает 0,02 мм.

#### ВЫВОДЫ

1. При незначительных изменениях проекции шатуна *ABC* на плоскость *XOY* при работе механизма синтез указанного пятизвенного про-

странственного механизма может быть сведен к синтезу плоского шарнирного четырехзвенника.

2. Выполненный синтез рассмотренного механизма показал возможность получения участков траектории ведомого звена необходимой длины, проекции которых на заданную плоскость пространства будут достаточно близки к прямой линии.

3. Предложенные в работе алгоритмы расчета и аналитические зависимости могут быть использованы для проектирования подобных пространственных механизмов.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Хорунжин, В. С., Хомченко, В. Г., Бакшеев, В. А. (2000), *Проектирование пространственных рычажных механизмов цикловых машин-автоматов с остановками рабочих органов*, Кемерово, Издательство Кемеровского технологического института пищевой промышленности, 188 с.
2. Мудров, А. Г., Марданов, Р. Ш. (2015), Обзор исследований пространственных механизмов с вращательными шарнирами, *Теория механизмов и машин*, № 2 (26), С. 62–75.
3. Щербань, В. Ю. *Ресурсоощадні технології та обладнання швейної та текстильної промисловості, монографія. В 2 ч. Ч. 2. Шляхи підвищення ефективності швейної та текстильної галузей України на базі новітніх технологій та управління*, Київ, КНУТД, 2015, 260 с.
4. Хейло, С. В., Глазунов, В. А., Палочкин, В. А. (2011), *Манипуляционные механизмы параллельной структуры : структурный синтез, кинематический и силовой анализ*, монография, Москва, МГТУ, 153 с.
5. Пищикова, В. А., Горобец, В. А. (1979), *Механизм петлителя швейной машины*, а.с. СССР 662638, ОИПОТЗ, бюллетень № 18.
6. Артобольский, И. И., Левитский, Н. И., Черкудинов, С. А. (1959), *Синтез плоских механизмов*, Москва, Государственное издательство физико-математической литературы, 1084 с.
7. Горобец, В. А. Маноilenko, О. П., Дворжак, В. М. (2013), Дослідження впливу значень параметрів прямого механізму голки на його технологічність, *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки*, 2013, № 3, С. 56–62.
8. Кожевников, С. М. (1969), *Теория механизмов и машин*, Москва, Машиностроение, 584 с.

## REFERENCES

1. Horunzhin, V. S., Homchenko V. G., Baksheev V. A. (2000), *Proektirovanie prostranstvennyh rychazhnyh mehanizmov ciklovyh mashin-avtomatov s ustanovkami rabochih organov* [The design of spatial lever cyclic machines with working bodies stops], Kemerovo, Kemerovo technological Institute of food industry Publ., 188 p.
2. Mudrov, A. G., Mardanov, R. Sh. (2015), *Obzor issledovaniy prostranstvennyh mehanizmov s vrashhatel'nymi sharnirami* [Review of studies of spatial mechanisms with rotational hinges], *Teorija mehanizmov i mashin – Theory of mechanisms and machines*, № 2 (26), pp. 62–75.
3. Shherban', V. Ju., *Resursooshhadni tehnologii ta obladnannja shvejnoi ta tekstil'noi promislovosti. V 2 ch. Ch. 2. Shljahi pidvishhennja efektyvnosti shvejnoi ta tekstil'noi galuzej Ukraini na bazi novitnih tehnologij ta upravlinnja* [Resource-saving technologies and equipment of the sewing and textile industry: monograph. Part 2. Ways of increasing the efficiency of the garment and textile industries of Ukraine on the basis of the latest technologies and management], Kiev, KNUTD Publ., 260 p. (in Ukrainian).
4. Hejlo, S. V., Glazunov, V. A., Palochkin, V. A. (2011), *Manipuljacionnye mehanizmy parallel'noj struktury : strukturnyj sintez, kinematcheskij i silovoj analiz* [Manipulation mechanisms of parallel structure: structural synthesis, kinematic and force analysis], monografija, Moscow, MG TU Publ., 153 p.
5. Pishhikov, V. A. Gorobec, V. A. (1979), *Mehanizm petlitelja shvejnoj mashiny* [The Looper Mechanism of sewing machine], USSR a.c. 662638, OI POTZ Publ., bulletin № 18.
6. Artobolevskij, I. I., Levitckij, N. I., Cherkudinov, S. A. (1959), *Sintez ploskih mehanizmov* [Synthesis of flat mechanisms], Moscow, Physical and

9. Боренштейн, Ю. П. (1978), *Механизмы для воспроизведения сложного профиля. Справочное пособие*, Ленинград, Машиностроение, 232 с.
10. Дворжак, В. М. (2016), Схемотехнічне моделювання кінематичних схем просторових чотириланкових кривошипно-коромислових механізмів технологічних машин, *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну, Серія «Технічні науки»*, № 2 (96), С. 16–26.
7. Gorobec, V. A. Manojlenko, O. P., Dvorzhak, V. M., (2013), *Doslidzhennja vplivu znachen' parametriv naprjamnogo mehanizmu golki na jogo tehnologichnist'* [Investigation of the influence of the values of the parameters of the needle guiding mechanism on its manufacturability], *Visnik Hmel'nic'kogo nacional'nogo universitetu. Tehnichni nauki – Herald of Khmelnytskyi national university. Technical sciences*, 2013, № 3, pp. 56–62. (in Ukrainian).
8. Kozhevnikov, S. M. (1969), *Teorija mehanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines], Moscow, Mashinostroenie Publ., 584 p.
9. Borenshtejn, Ju. P. (1978), *Mehanizmy dlja vosproizvedenija slozhnogo profilja* [Mechanisms for the reproduction of a complex profile], Reference book, Leningrad, Mashinostroenie Publ., 232 p.
10. Dvorzhak, V. M. (2016), *Shemotehniche modeljuvannja kinematchnih shem prostорових chotirilankovih krivoshipno-koromislovih mehanizmiv tehnologichnih mashin* [Schematic modeling of kinematic schemes of spatial quadrilateral crank mechanism of technological machines], *Visnik Kiivs'kogo nacional'nogo universitetu tehnologij ta dizajnu, Serija «Tehnichni nauki» – Bulletin of the Kyiv national university of technologies and design. Technical Science Series*, № 2 (96), pp. 16–26.

Статья поступила в редакцию 11. 12. 2018 г.