

DOI 10.31891/2307-5732-2018-267-6(2)-7-11  
УДК 621.01

Р.В. АМБАРЦУМЯНЦ, Е.Д. КАРА  
Одесская национальная академия пищевых технологий

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ШЕСТИЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА НОГИ ШАГАЮЩИХ МАШИН

*Работа посвящена кинематическому проектированию шестизвеного рычажного механизма в качестве привода ноги шагающих машин. Поставленная задача обоснована тем, что как показывает анализ современного состояния транспортирующих машин наиболее оптимальным способом передвижения, особенно при бездорожье, является шагание машин. Важнейшим устройством шагающих машин является привод ноги, обеспечивающий необходимую траекторию его движения. Наиболее эффективными с точки зрения эксплуатационных свойств являются цикловые механизмы и, особенно, рычажные механизмы, позволяющие обеспечить поступательное перемещение ноги шагающей машины по заданной траектории. В данной работе представлен метод кинематического синтеза направляющего рычажного дифференциального механизма с двумя обобщенными координатами, что является продолжением решения общей задачи кинематического синтеза, поставленной в ранней работе авторов. Решение поставленной задачи осуществлено методом теории приближения функций, а именно методом интерполирования. Приведен числовой пример.*

*Ключевые слова:* механизм, рычажный, шатун, кинематический синтез, метод интерполирования, линейная система уравнений.

R.V. AMBARTSUMYANTS, E.D. KARA  
Odessa National Academy of Food Technologies

## KINEMATIC SYNTHESIS OF THE SIX-UNIT LEVER MECHANISM OF THE DRIVE OF THE LEG OF THE WALKING MACHINES

*The work is devoted to the kinematic design of a six-membered linkage to drive the legs of walking machines. The task is justified by the fact that, as the analysis of the current state of transporting vehicles shows, the most optimal way of movement, especially when off-road, is pacing machines. The most important device for walking machines is the leg drive, which provides the necessary trajectory of its movement. The most effective from the point of view of operational properties are cyclic mechanisms and, especially, lever mechanisms, allowing to ensure the translational movement of the leg of the walking machine along a given trajectory. This paper presents a method of kinematic synthesis of a guide lever differential mechanism with two generalized coordinates, which is a continuation of the solution of the general problem of kinematic synthesis, posed in the early work of the authors. In this work, the problem of the kinematic synthesis of this mechanism was divided into subtasks; this solution allowed us to provide several predetermined conditions for kinematic synthesis: the presence of a crank as an input link; the presence of a straight portion of the connecting rod curve of a certain point of the connecting rod crank-slider mechanism; the required height of the connecting rod curve. The solution of the problem is realized by the method of the theory of approximation of functions, namely by the method of interpolation. Systems of linear and nonlinear equations were compiled for calculating three and four parameters of the mechanism and general methods for solving these systems are given. A numerical example of determining the parameters of the three-link guide lever differential mechanism is given.*

*Keywords:* mechanism, lever, connecting rod, kinematic synthesis, interpolation method, linear system of equations.

В работе [1] установлено, что наиболее простыми среди рычажных цикловых механизмов в качестве привода ноги шагающих машин является шестизвеноый рычажный механизм, образованный на базе кривошипно-ползунного механизма. Здесь же предложено задачу кинематического синтеза этого механизма разделить на подзадачи, решение которых позволит обеспечить несколько заданных условий:

- 1) наличие кривошипа в качестве входного звена;
- 2) наличие прямолинейного участка шатунной кривой некоторой точки шатуна кривошипно-ползунного механизма;
- 3) необходимая высота шатунной кривой.

Первая задача посвящена к кинематическому синтезу трехзвеного шарнирно-рычажного дифференциального механизма с двумя обобщенными координатами для воспроизведения заданной траектории ноги шагающих машин, что и решена в работе [1].

Вторая задача заключается в определении на шатуне трехзвеного шарнирно-рычажного дифференциального механизма некоторой ее точки, траектория которой мало отличается от прямой, описываемой уравнением

$$y_C = kx_C + d, \quad (1)$$

где  $y_C$ ,  $x_C$  – координаты искомой точки шатуна в плоскости его движения.

Таким образом, поставленная вторая задача сводится к кинематическому синтезу направляющих механизмов и, в частности, к синтезу направляющего кривошипно-ползунного механизма, часть геометрических параметров которого определены при решении первой задачи [1].

К настоящему времени проведены многочисленные исследования, посвященные к кинематическому синтезу направляющих механизмов. В частности в фундаментальной работе [2] кинематический синтез направляющего кривошипно-ползунного механизма выполнен использованием рекуррентных соотношений и приемами аналитической геометрии по методу немецкого ученого Бурмейстера. Аналогичная методика применена для более сложных рычажных направляющих механизмов (рычажные восьмизвенники) [3, 4]. Однако во всех перечисленных и других аналогичных работах ставится одна цель – воспроизвести часть

заданной траектории (участок прямой линии или дуги окружности), что позволяет на их основе проектировать рычажные механизмы с остановкой выходного звена. Поэтому, предложенные в перечисленных работах методы неприменимы для трехзвенного рычажного дифференциального механизма с двумя обобщенными координатами, так как заданная траектория ноги шагающих машин уже предопределяет его основные геометрические и кинематические параметры.

Целью настоящей работы является разработка метода кинематического синтеза направляющего рычажного дифференциального механизма с двумя обобщенными координатами, т.е. продолжение решения общей задачи кинематического синтеза поставленной в работе [1].

На рис. 1 представлена, в декартовой прямоугольной системе координат  $yOx$ , расчетная схема трехзвенного рычажного дифференциального механизма, где обозначены  $\tilde{r}_2, \tilde{r}_3, \tilde{r}_4$  – относительные радиусы части кривых заданной траектории, отнесенные к прямолинейному участку заданной траектории с длиной «единица»;  $\tilde{h}$  – относительная высота траектории;  $\tilde{y}_0$  – относительная ордината, определяющая положение траектории ноги относительно плоскости, параллельной к дорожному полотну;  $a, b$  – относительные длины кривошипа  $AB$  и шатуна  $BE$ .

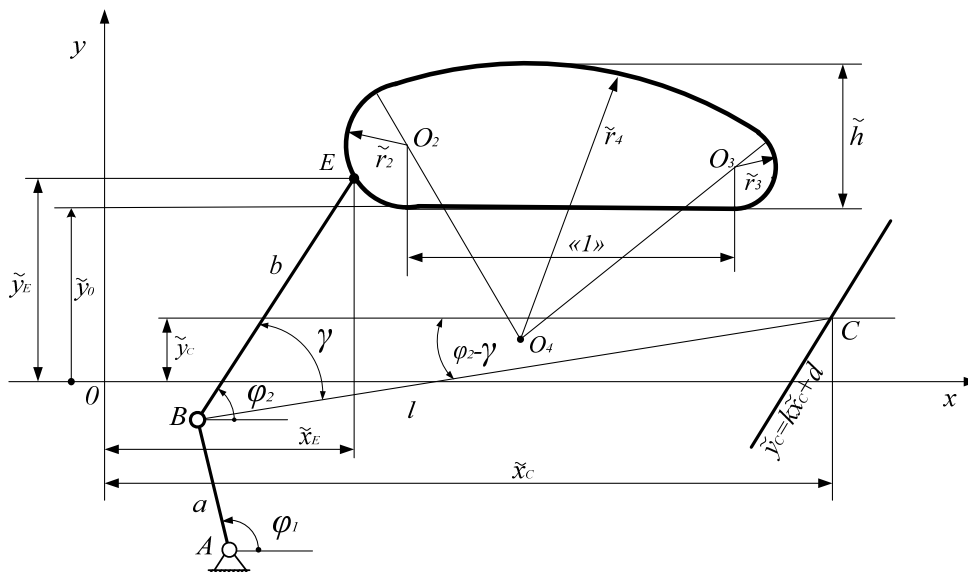


Рис. 1. Расчетная схема направляющего трехзвенного шарнирно-рычажного дифференциального механизма

Предположим траектория точки  $C$  шатуна  $BE$  мало отличается от прямой линии на некотором угле поворота  $\varphi_1$  входного звена  $AB$  и описывается уравнением (1). Обозначим расстояние  $(BC)=l$ , а угол между прямыми  $BE$  и  $BC$  – через  $\gamma$ . Согласно расчетной схеме запишем:

$$\begin{bmatrix} x_C \\ y_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_E \\ y_E \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b \\ l \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\cos \varphi_2 \cos(\varphi_2 - \gamma) \\ -\sin \varphi_2 \sin(\varphi_2 - \gamma) \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Поскольку координаты точки  $A$ , длины кривошипа  $AB$  и шатуна  $BE$  определены на первом этапе кинематического синтеза, то, принимая во внимание уравнение (2), определению подлежат значения максимум четырех параметров:  $l, k, d, \gamma$ .

Представим решение поставленной задачи методом теории приближения функций, а именно методом интерполирования [2]. Поскольку кроме обеспечения прямолинейного участка заданной траектории требуется обеспечить и высоту  $\tilde{h}$ , то одну точку интерполирования используем для получения необходимой высоты  $\tilde{h}$ , а три точки интерполирования располагаем на прямолинейном участке заданной траектории длиной «1». Точки интерполирования на участке «1» располагаем согласно рекомендациям [2], а параметры точки интерполирования, для заданной траектории, обеспечивающие высоту  $\tilde{h}$ , находим согласно рис. 2.

Из расчетной схемы следует, что абсцисса и ордината точки  $E_{\tilde{h}}$  равны:

если радиусы  $\tilde{r}_2 = \tilde{r}_3$ , то

$$\tilde{x}_{E_{\tilde{h}}} = \tilde{x}_{O_2} + 0,5 = \tilde{x}_{O_3} - 0,5, \quad (3)$$

если они отличаются, то

$$\tilde{x}_{E_{\tilde{h}}} = \tilde{x}_{O_4}, \quad \tilde{y}_{E_{\tilde{h}}} = \tilde{r}_4 + \tilde{y}_{O_4}, \quad (4)$$

где  $\tilde{x}_{O_4}, \tilde{y}_{O_4}$  – относительные значения координат точки  $O_4$ , через которую описывается часть заданной траектории.

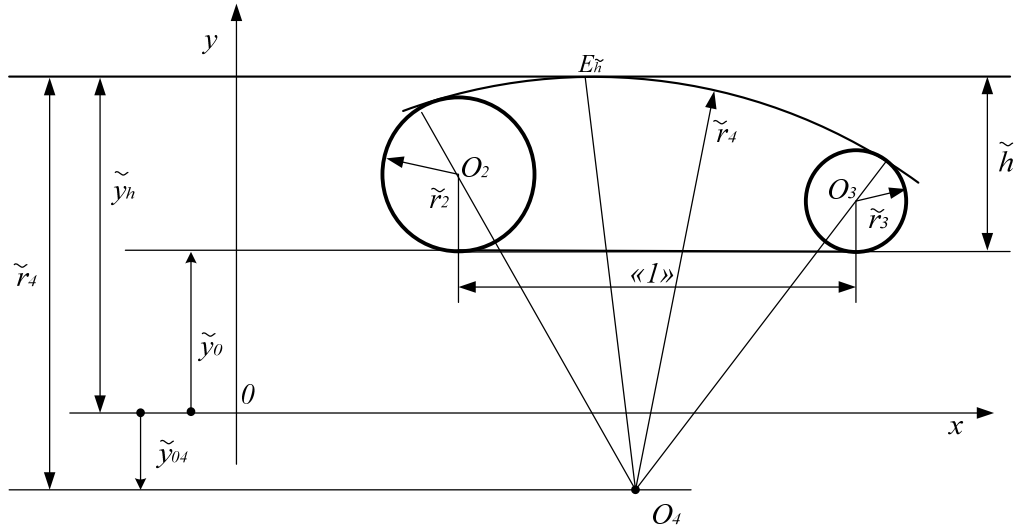


Рис. 2. К определению координат точки заданной траектории, определяющую ее максимальную высоту

Представим сначала решение поставленной задачи для вычисления трех параметров, располагая при этом два узла интерполирования на участке «1», руководствуясь рекомендациями [2], а третий узел совмещаем в точке  $E_h$ . По выбранным координатам точки  $E_h$  заданной траектории ноги шагающей машины, находим значения углов поворота  $\varphi_1$  кривошипа  $AB$  и  $\varphi_2$  шатуна  $BE$ . Имеем [1]:

$$\varphi_1 = 2 \arctg \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A};$$

$$\cos \varphi_2 = \frac{\tilde{x}_E - \tilde{x}_A - a \cos \varphi_1}{b}, \sin \varphi_2 = \frac{\tilde{y}_E - \tilde{y}_A - a \sin \varphi_1}{b}, \quad (5)$$

где  $A = 2a(\tilde{x}_A - \tilde{x}_E)$ ;  $B = 2a(\tilde{y}_A - \tilde{y}_E)$ ;  $C = (\tilde{x}_A - \tilde{x}_E)^2 + (\tilde{y}_A - \tilde{y}_E)^2 + a^2$ .

Преобразуем выражения (2) с учетом уравнения (1) для вычисления трех параметров  $l$ ,  $k$ ,  $d$ .

Имеем:

$$x_C = x_E - b \cos \varphi_2 + l \cos(\varphi_2 - \gamma); \quad (6)$$

$$kx_C = y_E - b \sin \varphi_2 + l \sin(\varphi_2 - \gamma) - d. \quad (7)$$

Перемножим уравнение (6) на  $k$  и с учетом (7) получим

$$kx_E - kb \cos \varphi_2 + kl \cos(\varphi_2 - \gamma) - y_E + b \sin \varphi_2 - l \sin(\varphi_2 - \gamma) + d = 0. \quad (8)$$

Обозначим:  $P_0 = d$ ;  $P_1 = k$ ;  $P_2 = l$ ;  $f_1(\varphi_2) = x_E - b \cos \varphi_2$ ;  $f_2(\varphi_2) = \sin(\varphi_2 - \gamma)$ ;

$$f_3(\varphi_2) = \cos(\varphi_2 - \gamma). \quad (9)$$

Тогда для уравнения взвешенной разности [2] на основании (8) получим

$$\Delta_q = P_0 + P_1 f_1(\varphi_2) + P_2 f_2(\varphi_2) + P_1 P_2 f_3(\varphi_2) - y_E. \quad (10)$$

Обозначим углы поворота шатуна по выбранным узлам интерполирования  $\varphi_{21}$ ,  $\varphi_{22}$ ,  $\varphi_{23}$  значения которых находим по уравнения (5).

На основании (10) составим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} P_0 + P_1 f_1(\varphi_{21}) + P_2 f_2(\varphi_{21}) + P_1 P_2 f_3(\varphi_{21}) - y_E &= 0 \\ P_0 + P_1 f_1(\varphi_{22}) + P_2 f_2(\varphi_{22}) + P_1 P_2 f_3(\varphi_{22}) - y_E &= 0 \\ P_0 + P_1 f_1(\varphi_{23}) + P_2 f_2(\varphi_{23}) + P_1 P_2 f_3(\varphi_{23}) - y_E &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (11)$$

Представим решение системы (11) методом последовательного исключения неизвестных. Первым шагом исключаем параметр  $P_0$  и на основании (11) получим:

$$\left. \begin{aligned} a_1 P_1 + b_1 P_2 + d_1 (P_1 P_2) - c_1 &= 0 \\ a_2 P_1 + b_2 P_2 + d_2 (P_1 P_2) - c_2 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

где  $a_1 = f_1(\varphi_{22}) - f_1(\varphi_{21})$ ;  $a_2 = f_1(\varphi_{23}) - f_1(\varphi_{21})$ ;  $b_1 = f_2(\varphi_{22}) - f_2(\varphi_{21})$ ;  $b_2 = f_2(\varphi_{23}) - f_2(\varphi_{21})$ ;

$$d_1 = f_3(\varphi_{22}) - f_3(\varphi_{21}); \quad d_2 = f_3(\varphi_{23}) - f_3(\varphi_{21}); \quad c_1 = y_{E2} - y_{E1}; \quad c_2 = y_{E3} - y_{E1} \quad (13)$$

Исключив из системы уравнения (12) неизвестную  $P_1$  относительно неизвестной величины  $P_2$  получим квадратное уравнение

$$A_1 P_2^2 + B_1 P_2 + C_1 = 0, \quad (14)$$

где  $A_1 = \left| \frac{b_2 d_2}{b_1 d_1} \right|$ ;  $B_1 = \left| \frac{a_1 b_1}{a_2 b_2} + \frac{c_1 c_2}{d_2 d_1} \right|$ ;  $C_1 = \left| \frac{a_2 c_2}{a_1 c_1} \right|$ .

При решении уравнения (14) значением свободного параметра  $\gamma$  варьируем в границах  $0 \leq \gamma \leq 360^\circ$  для минимизации отклонений

$$\Delta_1 = |\tilde{y}_p \max - \tilde{y}_0|_{\min} \text{ и } \Delta_2 = |\tilde{h}_p \max - \tilde{h}|_{\min}, \quad (15)$$

где  $\tilde{y}_p \max, \tilde{h}_p \max$  – максимальные значения ординат шатунной точки  $E$  на прямолинейном участке «1» и высоты соответственно.

Рассмотрим возможность получения линейной системы уравнений кинематического синтеза, что приводит к существенному упрощению процедуры вычислений.

Преобразуем выражение (2) для вычисления значения параметров  $l, d$  и  $\gamma$  предполагая, что значение  $k$  известно и оно варьируется в границах  $0 \leq k \leq 90^\circ$ .

Обозначим:  $P_0 = d/k; P_1 = l \cos \gamma; P_2 = l \sin \gamma;$

$$f_1(\varphi_2) = \cos \varphi_2 - 1/k \sin \varphi_2; f_2(\varphi_2) = \sin \varphi_2 + 1/k \cos \varphi_2; F(\varphi_2) = x_E - y_E/k - b(\cos \varphi_2 - 1/k \sin \varphi_2).$$

Тогда для вычисления параметров  $l, d$  и  $\gamma$  получим линейный полином вида:

$$\Delta_q = P_0 + P_1 f_1(\varphi_{2i}) + P_2 f_2(\varphi_{2i}) + F(\varphi_{2i}). \quad (16)$$

где  $i = 1, 2, 3$  – число точек интерполирования.

Для решения системы уравнений, составленной на основании (16), можно воспользоваться стандартными программами, а для выбора наиболее удовлетворительного решения при варьировании значения  $k$  воспользуемся критериями (15).

Выражение (16) удобно тем, что кроме простоты его решения, удобно воспользоваться также методом квадратического приближения функций [2].

Преобразуем выражение (2) для вычисления максимально возможного числа параметров рассматриваемого механизма.

Обозначим:  $P_0 = d; P_1 = k; P_2 = l \cos \gamma; P_3 = l \sin \gamma; f_1(\varphi_2) = x_E - b \cos \varphi_2; f_2(\varphi_2) = \sin \varphi_2; f_3(\varphi_2) = \cos \varphi_2; F(\varphi_2) = y_E.$

Для вычисления четырех параметров методом интерполирования получим нелинейную систему уравнений вида

$$P_0 + P_1 f_1(\varphi_{2i}) + (P_2 + P_1 P_3) f_2(\varphi_{2i}) + (P_3 + P_1 P_2) f_3(\varphi_{2i}) + F(\varphi_{2i}) = 0, \quad (17)$$

где  $i = \overline{1, 4}$  – число точек интерполирования.

После исключения неизвестного коэффициента  $P_0$  составим систему уравнений:

$$\begin{aligned} & P_1[f_1(\varphi_{21}) - f_1(\varphi_{22})] + (P_2 + P_1 P_3)[f_2(\varphi_{21}) - f_2(\varphi_{22})] + (P_3 + P_1 P_2)[f_3(\varphi_{21}) - f_3(\varphi_{22})] + \\ & + [F(\varphi_{21}) - F(\varphi_{22})] = 0; \\ & P_1[f_1(\varphi_{21}) - f_1(\varphi_{23})] + (P_2 + P_1 P_3)[f_2(\varphi_{21}) - f_2(\varphi_{23})] + (P_3 + P_1 P_2)[f_3(\varphi_{21}) - f_3(\varphi_{23})] + \\ & + [F(\varphi_{21}) - F(\varphi_{23})] = 0; \\ & P_1[f_1(\varphi_{21}) - f_1(\varphi_{24})] + (P_2 + P_1 P_3)[f_2(\varphi_{21}) - f_2(\varphi_{24})] + (P_3 + P_1 P_2)[f_3(\varphi_{21}) - f_3(\varphi_{24})] + \\ & + [F(\varphi_{21}) - F(\varphi_{24})] = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

Обозначим:

$$a_j = f_1(\varphi_{21}) - f_1(\varphi_{2j}); \quad b_j = f_2(\varphi_{21}) - f_2(\varphi_{2j}); \quad c_j = f_3(\varphi_{21}) - f_3(\varphi_{2j});$$

$$d_j = F(\varphi_{21}) - F(\varphi_{2j}), \text{ где } j = 2, 3, 4.$$

Тогда система (18) принимает вид

$$\left. \begin{aligned} a_1 P_1 + b_1(P_2 + P_1 P_3) + c_1(P_3 + P_1 P_2) P_2 + d_1 &= 0 \\ a_2 P_1 + b_2(P_2 + P_1 P_3) + c_2(P_3 + P_1 P_2) P_2 + d_2 &= 0 \\ a_3 P_1 + b_3(P_2 + P_1 P_3) + c_3(P_3 + P_1 P_2) P_2 + d_3 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

или

$$\left. \begin{aligned} P_1(a_1 + b_1 P_3 + c_1 P_2) + b_1 P_2 + c_1 P_3 + d_1 &= 0 \\ P_1(a_2 + b_2 P_3 + c_2 P_2) + b_2 P_2 + c_2 P_3 + d_2 &= 0 \\ P_1(a_3 + b_3 P_3 + c_3 P_2) + b_3 P_2 + c_3 P_3 + d_3 &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (20)$$

Из системы уравнений (20) легко исключить неизвестный коэффициент  $P_1$ . Однако, полученная при этом система уравнений для вычисления значений неизвестных коэффициентов  $P_2, P_3$ , получается слишком сложной, трудно поддающейся решению.

Представим систему (19) в другом виде:

$$\left. \begin{aligned} P_1(a_1 + b_1 P_3) + P_2(b_1 + c_1 P_1) + c_1 P_3 + d_1 &= 0 \\ P_1(a_2 + b_2 P_3) + P_2(b_2 + c_2 P_1) + c_2 P_3 + d_2 &= 0 \\ P_1(a_3 + b_3 P_3) + P_2(b_3 + c_3 P_1) + c_3 P_3 + d_3 &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (21)$$

После исключения из (21) неизвестного коэффициента  $P_2$  и ее преобразования получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} n_1 P_1 + P_3(m_1 P_1 + k_1 P_1^2 + q_1) + g_1 &= 0 \\ n_2 P_1 + P_3(m_2 P_1 + k_2 P_1^2 + q_1) + g_2 &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (22)$$

где  $n_1 = a_1 b_2 + d_1 c_2 - c_1 d_2$ ;  $n_2 = a_1 b_3 + d_1 c_3 - c_1 d_3$ ;  $m_1 = b_1 b_2$ ;  $m_2 = b_1 b_3$ ;  $k_1 = b_1 c_2$ ;  $k_2 = b_1 c_3$ ;  $q_1 = c_1 b_2 - c_2 b_1$ ;  $q_2 = c_1 b_3 - c_3 b_1$ ;  $g_1 = d_1 b_2 - d_2 b_1$ ;  $g_2 = d_1 b_3 - d_3 b_1$ .

После исключения из системы уравнений (22) коэффициента  $P_3$  относительно неизвестного коэффициента  $P_1$  получим кубическое уравнение.

Имеем:

$$AP_1^3 + BP_1^2 + CP_1 + D = 0, \quad (23)$$

где  $A = n_1 k_2 - k_2 n_1$ ;  $B = n_1 m_2 - n_2 m_1 + g_1 k_2 + q_2 k_1$ ;  $C = n_1 q_1 - n_2 q_2 + g_1 m_2 - g_2 m_2$ ;  $D = g_1 q_2 - g_2 q_1$ .

**Пример.** Определить параметры трехзвенного направляющего рычажного дифференциального механизма при заданных:  $S=1, \gamma=10^\circ$ ,  $r_2=0,30$ ,  $r_3=0,20$ ,  $a=0,6234$ ;  $b=2,5628$ ,  $\tilde{x}_A=-1,00$ ,  $\tilde{y}_A=-0,6668$

Поставленную задачу решили с помощью системы уравнений (16) путем варьирования свободного параметра  $k$  в границах  $0 \leq k \leq 90^\circ$ , шагом  $\Delta_k = 5^\circ$ . Из множества решений выбрано решение, удовлетворяющее условию  $\Delta = (\Delta_{1\min})_{\max} + (\Delta_{2\min})_{\max} \rightarrow \min$ , где  $(\Delta_{1\min})_{\max}$  – максимальное значение отклонений от прямой линии из всех линейных значений; и  $(\Delta_{2\min})_{\max}$  – максимальное значение отклонений высоты шатунной кривой из всех минимальных его значений.

Имеем  $(\Delta_{1\min})_{\max} = \pm 0,011$ ,  $(\Delta_{2\min})_{\max} = \pm 0,0065$ ,  $\Delta = \pm 0,017$ .

#### Выводы

1. Разбивка задачи кинематического синтеза направляющего кривошипно-ползунного механизма на две подзадачи позволяет упростить общую задачу кинематического синтеза и определить почти все геометрические размеры аналитическим методом.

2. Представленная методика кинематического синтеза позволяет использовать как метод интерполирования функций, так и метод квадратического приближения.

3. Установлено сочетание параметров кинематической схемы механизма, позволяющего получить линейный полином, что сравнительно упрощает вычислительную процедуру кинематического синтеза.

#### Литература

1. Амбарцумянц Р.В. Кинематический синтез шестизвенного рычажного механизма привода ноги шагающих машин / Р.В. Амбарцумянц, Е.Д. Кара // Вісник Хмельницького національного університету. – 2018. – № 1. – С. 208–212.
2. Артоболевский С.И. Синтез плоских механизмов / Артоболевский С.И., Левитский Н.Н., Черкудинов С.А. – М.: Физматгиз, 1959. – С. 1084.
3. Харжевский В.А. Метод определения положения шатунных точек для проектирования рычажных приближений направляющих механизмов / В.А. Харжевский // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого (Республика Беларусь). – 2015. – № 4 (63). – С. 7–13.
4. Харжевский В.О. Синтез важільних прямолінійних напрямних механізмів з використанням п'ятикратних вузлів інтерполяції / В.О. Харжевський // Вісник НТУУ «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. – 2015. – № 3 (75). – С. 30–36.
5. Павловский В.Е. О разработке шагающих машин / В.Е. Павловский // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. – 2013. – № 101. – С. 32.

#### References

1. Ambartsumyants R.V. Kinematicheskii sintez shestizvennogo ryuchajnogo mehanizma privoda nogi shagayuschih mashin / R.V. Ambartsumyants, E.D. Kara // Herald of Khmelnytskyi National University. – 2018. – № 1. – S. 208–212.
2. Artobolevskiy S.I. Sintez ploskikh mehanizmov / Artobolevskiy S.I., Levitskiy N.N., Cherkudinov S.A. – M.: Fizmatgiz, 1959. – S. 1084.
3. Harjevskiy V.A. Metod opredeleniya polozeniya shatunnykh tochek dlya proektirovaniya ryuchajnykh pribliheniy napravlyayuschih mehanizmov / V.A. Harjevskiy // Vestnik Gomelskogo gosudarstvennogo tehniceskogo universiteta im. P.O. Suhogo (Respublika Belarus). – 2015. – № 4 (63). – S. 7–13.
4. Kharzhevskiy V.O. Syntez vazhilnykh priamoliniinykh napriamnykh mekhanizmiv z vykorystanniam piyatkратnykh vuzliv interpoliatsii / V.O. Kharzhevskiy // Visnyk NTUU «Kyivskiy politekhnichnyi instytut». Seria mashynobuduvannia. – 2015. – № 3 (75). – S. 30–36.
5. Pavlovskiy V.E. O razrabotke shagayuschih mashin / V.E. Pavlovskiy // Preprinty IPM im. M.V. Keldyisha. – 2013. – № 101. – S. 32.

Рецензія/Peer review : 7.11.2018 р.

Надрукована/Printed : 18.12.2018 р.

Рецензент: д. т. н., проф. Гладушняк А.К.