

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПОЛЗУННЫХ МЕХАНИЗМОВ IV КЛАССА С ВЫСТОЕМ ПРИ ЗАДАННЫХ ЦИКЛОГРАММЕ И ПОЛОЖЕНИИ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

Гебель Е. С., Хомченко В. Г. (ОмГТУ, г. Омск, Россия)

Тел./Факс: 8-(3812)-652176;

E-mail: Gebel\_es, v\_khomchenko

**Аннотация.** В статье разработан метод кинематического синтеза кривошипно-ползунных механизмов IV класса с приближенным выстом конечной продолжительности выходного звена. Достоинством, которого является возможность получения рычажного механизма, реализующего заданную циклограмму, и обеспечения перемещения ползуна по направляющей с требуемым ее расположением в конструкции машины-автомата.

**Ключевые слова:** кинематический синтез, ползунный механизм, циклограмма, положение направляющей.

**1. Введение.** Одной из первоочередных задач развития промышленности является комплексная механизация и автоматизация производства, которая напрямую зависит от уровня развития машиностроения. Для повышения технического уровня машин требуется расширение технологических возможностей оборудования и устройств существующих конструкций. Создание и внедрение новых конструкций промышленных роботов, оборудования для ряда отраслей промышленности требует применение механизмов со сложными законами движения рабочих органов.

**2. Основное содержание и результаты работы.** Этим требованиям наиболее полно отвечают рычажные механизмы. Создание принципиально новых плоских механизмов высоких классов, в том числе механизмов с заданными законами движения выходного звеньев, сдерживается из-за сложности и трудоемкости их исследования и конструирования, отсутствия ориентированных на эффективное использование ЭВМ методов их анализа и синтеза.

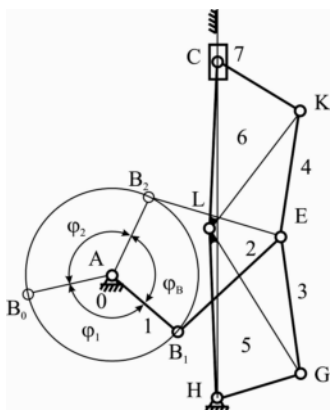


Рис. 1. Схема ползунного механизма IV класса

синтез.

Графическое построение механизма является основой для получения простых аналитических зависимостей для рассчитываемых величин с помощью, как правило, несложных тригонометрических зависимостей.

Разработанная схема плоского ползунного механизма IV класса [1] (рис. 1) позволяет получить приближенный выстой выходного звена заданной продолжительности и обеспечить перемещение ползуна по направляющей с требуемым ее расположением в конструкции машины-автомата.

Проблема расчета рычажных механизмов IV класса считается одной из серьезных в связи со сложностью аналитического представления кинематического синтеза объекта, при проектировании которых до настоящего времени преобладают методы с использованием сложных математических моделей.

Кинематический синтез рассматриваемых механизмов включает графический и аналитический



$0,5\tau_C$  к линии  $HC_I$  так, чтобы эти углы были расположены в стороне, противоположной точкам  $G$  и  $K$  относительно биссектрисы  $HC$ . Точка  $L_I$  пересечения упомянутых прямых определит относительные длины  $t$  и  $r$  сторон  $HL$  и  $CL$ , а так же углы  $\eta_L = \angle CLK$  между сторонами  $CL$  и  $LK$  звена  $CLK$ ,  $\eta_H = \angle LHG$  и  $\eta_C = \angle LCK$  между соответствующими сторонами звеньев  $GHL$  и  $CKL$ .

Откладывая от точки  $C_I$  вдоль прямой  $HC$  относительное перемещение ползуна  $S_{отн}^R$  (рис. 2), находим предельное положение  $C_0$  ползуна  $C$  в момент мгновенного выстоя. Положение неподвижного центра  $H$  вращения коромысла  $GHL$  и кинематические параметры звеньев  $EG$ ,  $EK$ ,  $GHL$  и  $CLK$ , позволят построить положения перечисленных звеньев при мгновенной остановке выходного звена и установить положение  $E_0$  шарнира  $E$  в названный момент времени.

На плоскости выбираем положение центра неподвижного шарнира  $A$  кривошипа  $AB$  (рис. 3), которое примем за начало правой системы координат  $x_I Ay_I$ , ось  $Ax_I$  при этом направляем произвольно. Луч  $AB_0$  совпадает с осью абсцисс  $Ax_I$  и является предположительным геометрическим местом точек, соответствующих положению центра шарнира  $B$  в момент мгновенной остановки.

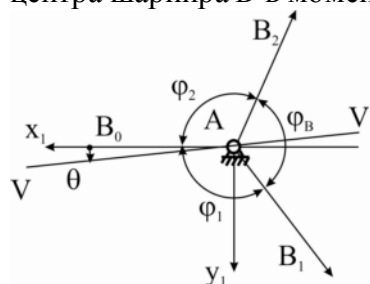


Рис. 3. Углы поворота кривошипа

Откладываем от оси абсцисс против часовой стрелки заданный угол  $\varphi_1$  и проводим из точки  $A$  луч  $AB_I$ , на котором должна находиться точка  $B_I$ , то есть центр шарнира кривошипа  $AB$  в момент начала интервала выстоя. От полученной прямой в том же направлении откладываем угол  $\varphi_B$ , таким образом получаем луч  $AB_2$  – геометрическое место точки  $B$  в конце интервала приближенной остановки выходного звена кривошипно-ползунного механизма IV класса. Проведем линию  $VV$ , совпадающую с биссектрисой угла  $\varphi_B$ .

Располагаем на плоскости  $xOy$  оси системы координат  $x_I Ay_I$  так, чтобы луч  $AB_0$  прошел через точку  $E_0$ , а прямая  $VV$  – через центр шарнира  $E$  шатуна  $BE$  в момент начала и конца интервала выстоя (рис. 4). Находим координаты  $(x_A; y_A)$  центра  $A$  вращения входного кривошипа  $AB$  в системе координат  $xOy$ . Относительные значения параметров  $a$  и  $b$ , т.е. длин кривошипа  $AB$  и шатуна  $BE$ , определим из системы уравнений:

$$\begin{cases} b + \text{sign}(x_A - x_{E0})a = r_{AEUU}; \\ b - \text{sign}(x_A - x_{E0})a = r_{AE0}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $r_{AEUU}$ ,  $r_{AE0}$  – расстояния между точками  $A$  и  $E_{UU}$  и  $A$  и  $E_0$  соответственно в системе координат  $xOy$ , рассчитывается по формулам:

$$r_{AE0} = \sqrt{(x_A - x_{E0})^2 + (y_A - y_{E0})^2}; \quad r_{AEUU} = \sqrt{(x_A - x_{E0})^2 + (y_A - y_{E0})^2}.$$

Проводим окружность с центром в точке  $A$  кривошипа  $AB$  и радиусом  $a$ . Точки пересечения которой с лучами  $AB_0$ ,  $AB_I$  и  $AB_2$  позволят определить положения  $B_0$ ,  $B_I$  и  $B_2$  шарнира  $B$  входного звена  $AB$  в момент мгновенной остановки, начала и конца интервала остановки выходного звена конечной продолжительности соответственно.

Абсолютные размеры звеньев следует определять путем умножения их относительных длин на масштабный коэффициент.

Разработка **аналитического метода синтеза** рычажных механизмов IV класса (рис. 4), обеспечивающих приближенный выстой выходного звена при заданном положении направляющей выходного звена, основывается на общих положениях синтеза кривошипно-ползунных механизмов [2].

В качестве назначаемых кинематических параметров выступают направляющая выходного ползуна 7 (рис. 1), которая совпадает с осью ординат в системе  $xOy$ , параметры циклограммы:  $\varphi_1$ ,  $\varphi_B$ , абсолютное перемещение ползуна на интервалах движения  $S_{abc}^R$ . В качестве свободных – приняты:  $e$ ,  $q$ ,  $p$  – относительные длины звена  $EG$  и сторон  $GH$ ,  $KC$  коромысел  $GHL$  и  $CKL$  соответственно,  $l$  – расстояние между точками  $H$  и  $C_I$ ;  $\varepsilon$ ,  $\sigma_G$  и  $\sigma_K$  – углы, задающие положения звена  $EG$  относительно стороны  $GH$  коромысла  $GHL$ , стороны  $GH$  треугольного звена  $GHL$  и стороны  $KC$  треугольного звена  $LCK$  относительно направляющей выходного звена в момент начала интервала приближенного выстоя.

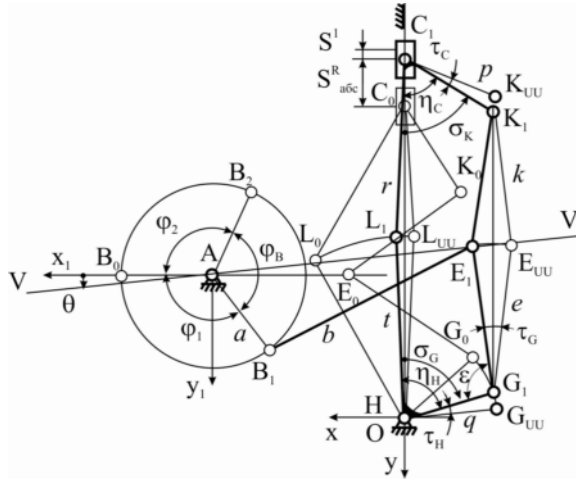


Рис. 4. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма IV класса с выстоем

Рассчитываемыми кинематическими параметрами являются относительные длины  $k$ ,  $t$ ,  $r$ ,  $b$  и  $a$  – звена  $EK$ , сторон  $HL$  и  $LC$  коромысел  $GHL$  и  $CKL$ , шатуна  $BE$  и кривошипа  $AB$ , а также углы  $\eta_H$  и  $\eta_C$  при вершинах  $H$  и  $C$  звеньев  $GHL$  и  $CKL$  соответственно.

Точка  $C_I$  шарнира  $C$  (рис. 4) в момент начала приближенной остановки располагается на оси направляющей ползуна, проходящей через точку  $H$ , на расстоянии  $l$  от нее, следовательно:

$$x_{C1} = 0; y_{C1} = l.$$

Положение  $G_I$  шарнира  $G$  в начале и конце интервала выстоя, то есть  $x_{G1}, y_{G1}$ , вычислим следующим образом:

$$x_{G1} = -q \sin(\sigma_G); y_{G1} = -q \cos(\sigma_G).$$

Координаты  $x_{E1}, y_{E1}$  точки  $E_I$  найдем из выражений:

$$x_{E1} = x_{G1} + e \cos(\varepsilon - 0.5\pi + \sigma_G); y_{E1} = y_{G1} - e \sin(\varepsilon - 0.5\pi + \sigma_G).$$

Рассчитаем положение центра шарнира  $K$  треугольного звена  $CLK$ :

$$x_{K1} = x_{C1} - p \sin(\sigma_K); y_{K1} = y_{C1} - p \cos(\sigma_K).$$

Относительная длина звена  $EK$  равна расстоянию между точками  $K_I$  и  $E_I$ :

$$k = \sqrt{(x_{K1} - x_{E1})^2 + (y_{K1} - y_{E1})^2}.$$

Определим угол  $\tau_G$  между положениями  $G_I E_{UU}$  и  $G_I E_I$  звена  $GE$ :

$$\tau_G = 2 \arccos\left(\frac{e^2 + h_{GK}^2 - k^2}{2e h_{GK}}\right),$$

где  $h_{GK} = \sqrt{(x_{G1} - x_{K1})^2 + (y_{G1} - y_{K1})^2}$ .

Найдем координаты точки  $E_{UU}$  шарнира  $E$  в момент середины интервала приближенного выстоя:

$$x_{E_{UU}} = x_{G1} - e \cos(1.5\pi - \varepsilon - \sigma_G - \tau_G); y_{E1} = y_{G1} - e \sin(1.5\pi - \varepsilon - \sigma_G - \tau_G).$$

Угол  $\tau_H$  поворота коромысла  $GHL$  за интервал остановки конечной продолжительности определим как:

$$\tau_H = k_1(((k + e) - h_{GK})/q),$$

где коэффициент  $k_1$ , выражающий отношение длины отрезка, стягивающей угол  $\tau_H$ , к

разнице расстояний между точками  $G$  и  $K$  в момент, когда они наиболее удалены друг от друга, и в начале и конце интервала конечного выстоя и является свободным параметром, который может меняться в пределах  $0 < k_l < 1$ .

Рассматривая треугольники  $C_1 G_{UU} K_{UU}$  и  $C_1 G_{UU} K_1$ , вычислим угол  $\tau_C$  между положениями звена  $KCL$  в начале интервала выстоя и в наиболее удаленном положении:

$$\tau_C = \left( \arccos \left( \frac{(l_{CG}^2 + p^2 - (e+k)^2)}{2l_{CG}p} \right) - \arccos \left( \frac{(l_{CG}^2 + p^2 - l_{GK}^2)}{2l_{CG}p} \right) \right),$$

где  $l_{CG} = \sqrt{(x_{C1} - x_{GU})^2 + (y_{C1} - y_{GU})^2}$ ;  $x_{GU} = -q \sin(\sigma_G + \tau_H)$ ;

$$l_{GK} = \sqrt{(x_{K1} - x_{GU})^2 + (y_{K1} - y_{GU})^2}; \quad y_{GU} = -q \cos(\sigma_G + \tau_H).$$

Относительная длина  $t$  стороны  $HL$  коромысла  $GHL$  равна:

$$t = l \sin(0.5\tau_C) / \sin(0.5(\tau_H + \tau_C)).$$

При этом длина  $r$  стороны  $LC$  звена  $CKL$  получим как функцию от длины  $t$ :

$$r = t \sin(0.5\tau_H) / \sin(0.5\tau_C).$$

Углы  $\eta_H$  и  $\eta_C$ , необходимые для построения треугольных звеньев  $GHL$  и  $CKL$ , соответственно, определим из следующих зависимостей:

$$\eta_H = \arccos((l^2 + q^2 - l_{CG}^2) / 2lq) + 0.5\tau_H; \quad \eta_C = \arccos((r^2 + p^2 - l_{LK}^2) / 2rp),$$

где  $x_{L1} = (x_{G1} \cos(\eta_H) - y_{G1} \sin(\eta_H))t/q$ ;  $y_{L1} = (x_{G1} \sin(\eta_H) + y_{G1} \cos(\eta_H))t/q$ ;

$$l_{CG} = \sqrt{(x_{C1} - x_{G1})^2 + (y_{C1} - y_{G1})^2}; \quad l_{LK} = \sqrt{(x_{L1} - x_{K1})^2 + (y_{L1} - y_{K1})^2}.$$

Ползун  $C$  рычажного механизма IV класса с приближенным выстоем перемещается по вертикальной прямой  $HC$ , совпадающей с осью ординат системы координат  $xOy$ , координаты точки  $C_0$  в момент мгновенного выстоя вычислим, используя заданное значение относительного перемещения выходного звена  $S_{abc}^R$ :

$$x_{C0} = x_{C1}; \quad y_{C0} = y_{C1} + S_{abc}^R.$$

Координаты шарнира  $L$  в момент мгновенной остановки выходного звена найдем как точку пересечения двух окружностей: с центром в точке  $C_0$  и радиусом  $r$  и с центром в точке  $H$  и радиусом  $t$ , из системы квадратных уравнений:

$$\begin{cases} t^2 = (x_{L0})^2 + (y_{L0})^2, \\ r^2 = (x_{C0} - x_{L0})^2 + (y_{C0} - y_{L0})^2. \end{cases}$$

Положение точек  $G_0$  и  $K_0$  треугольных коромысел  $GHL$  и  $CKL$  рассчитаем следующим образом:

$$x_{G0} = (x_{L0} \cos(\eta_H) - y_{L0} \sin(\eta_H))t/q; \quad y_{G0} = (x_{L0} \sin(\eta_H) + y_{L0} \cos(\eta_H))t/q;$$

$$x_{K0} = x_{C0} + ((x_{L0} - x_{C0}) \cos(\eta_C) - (y_{L0} - y_{C0}) \sin(\eta_C))r/p;$$

$$y_{K0} = y_{C0} + ((x_{L0} - x_{C0})\sin(\eta_C) + (y_{L0} - y_{C0})\cos(\eta_C))r/p.$$

Решение системы уравнений позволит определить координаты  $x_{E0}, y_{E0}$  точки  $E$  шатуна  $BE$  в системе координат  $xOy$ :

$$\begin{cases} k^2 = (x_{E0} - x_{K0})^2 + (y_{E0} - y_{K0})^2, \\ e^2 = (x_{E0} - x_{G0})^2 + (y_{E0} - y_{G0})^2. \end{cases}$$

Малое перемещение  $S^I$  ползуна на интервале конечного выстоя, характеризующее кинематическую точность позиционирования выходного звена, рассчитаем как:

$$S^I = (t + r) - l.$$

Усредненную величину относительного рабочего хода  $S_{отн}^S$  ползуна найдем из выражения:

$$S_{отн}^S = S_{отн}^R + 0.5 \cdot S^I.$$

Абсолютные размеры звеньев следует определять путем умножения их относительных длин на масштабный коэффициент.

$$\mu = \frac{S_{abc}^R}{S_{отн}^S}.$$

**3. Заключение.** Предложенная методика кинематического синтеза плоского рычажного механизма IV класса с приближенным выстоем при заданном положении направляющей выходного ползуна позволяет получить аналитические выражения для рассчитываемых параметров механизма и создать предпосылки для решения задачи о положениях.

**Список литературы:** 1. Пат. 90156 Российская Федерация, МПК F16H 21/00 Кривошипно-ползунный механизм с выстоем / В. Г. Хомченко, В. Н. Румянцев, Е. С. Гебель; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. - №2009124373/22 ; заявл. 25.06.09 ; опубл. 27.12.09, Бюл. № 36. - 2 с. : ил. 2. Хомченко, В. Г. Кинематический синтез и анализ рычажных механизмов IV класса с выстоем выходного звена по заданной циклограмме / В. Г. Хомченко и [др.] // Proc. 12<sup>th</sup> World Congr. on the TMM. - France, Beanson, 2007. - p. 626-632. 3. Хомченко, В. Г. Проектирование рычажных исполнительных механизмов с выстоями для цикловых машин-автоматов / В. Г. Хомченко, Е. С. Гебель, В. В. Клевакин // Материалы III Всероссийской молодежной научн.-техн. конф. «Россия молодая: передовые технологии - в промышленность» . Книга 1. Омск, 2010., - с. 20-23.

#### **KINEMATICS SYNTHESIS OF THE IV CLASS SLIDER MECHANISM WITH OUTPUT DWELL WITH PRESENT CYCLEGRAM AND SLIDER GUIDE POSITION**

**Gebel E. S., Khomchenko V. G.**

**Abstract:** The article description method kinematics synthesis of the IV class crank-crawl mechanism with output dwell of the output link according continuance. Linkages mechanism realizations the given cyclegram with crawl moving for direct line with assignment automatic machinery design present.

**Keywords:** kinematics synthesis, slider mechanism, cyclegram, slider guide.

Надійшла до редколегії 13.12.2010.