

УДК 621.01 : УДК 621.865.8

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 выстоем 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 оборудований 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.

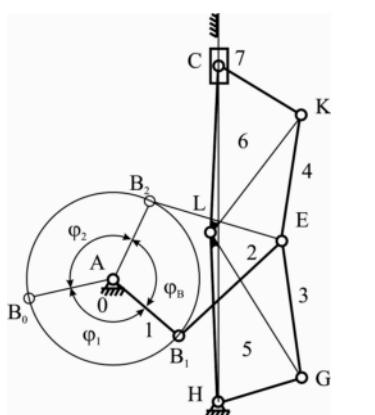


Рис. 1. Схема
ползунного механизма IV
класса
синтез.

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

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

Графический синтез кривошипно-ползунных механизмов IV класса с выстоем ведется в направлении от выходного звена 7 к входному 1 (рис. 1) в два этапа: первоначально обеспечивается единичное перемещение S_{omn}^R ползуна при заданном положении направляющей выходного звена (рис. 2), а затем – выполнение требуемой циклограммы, то есть обеспечение поворота входного кривошипа на угол φ_1 на первом интервале движения и на угол φ_B на интервале приближенной остановки выходного звена.

Введем правую систему координат xOy , ось ординат которой совместим с осью заданной направляющей ползуна 7 (т.е. с прямой, по которой перемещается центр кинематической пары С механизма). В начало координат поместим центр неподвижного шарнира H звена 5 (рис. 1, 2).

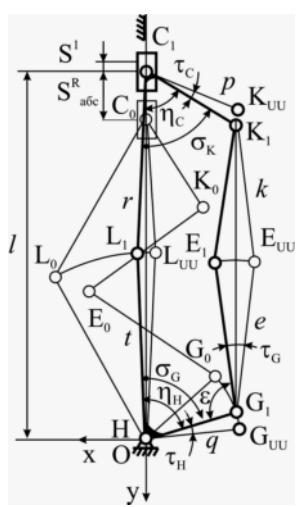


Рис. 2. К первому этапу графическому синтезу ползунного механизма IV класса

Так как синтез ведется из условия равномерного (Чебышёвского) приближения, то коромысло GHL в начале и в конце выстоя должно находиться в одном и том же положении G_1HL_1 . Это обстоятельство позволяет принять точку G_1 за условно неподвижную. Предельное положение E_{UU} шарнира E вычертим, отложив от биссектрисы K_1G_1 отрезок длиной e , развернутый на угол $K_1G_1E_1$ в противоположной от точки E_1 стороне относительно линии K_1G_1 . Угол $K_1G_1E_1$ равен половине угла поворота звена EG за интервал выстоя или $(0,5\tau_G)$.

Относительную длину k звена 4 (рис. 1) определим как расстояние между точками K_1 и E_1 , найденными ранее.

Угол τ_H поворота коромысла GHL за интервал выстоя назначим произвольно с учетом того, что отрезок G_1G_{UU} , стягивающий этот угол, не должна превосходить по длине разности наибольшего и наименьшего расстояний, возникающих между точками G и K на интервале выстоя (наибольшее расстояние равно сумме $e + k$, а наименьшее – отрезку G_1K_1). Линию HC_1 примем за биссектрису угла L_1HL_{UU} поворота стороны HL треугольного звена GHL за интервал выстоя (угол L_1HL_{UU} равен углу τ_H). Учитывая, что предельному положению G_{UU} соответствует положение C_1K_{UU} треугольного звена CKL , найдем графически угол τ_C , образуемый сторонами CK и CL названного звена в положениях $L_1C_1K_1$ и $L_{UU}C_1K_{UU}$.

Проведем из точек H и C_1 прямые HL_1 и C_1L_1 под углами соответственно $0,5\tau_H$ и

Далее на расстоянии l от центра H на оси ординат в плоскости xOy откладываем точку C_1 , которую принимаем зацентр шарнира C в момент начала приближенного выстоя.

Повернув отрезок HC по часовой стрелке вокруг точки H на угол σ_G , отмечаем точку G_1 , на расстоянии q от неподвижного шарнира H , равном относительной длине стороны GH звена 5, которая совпадает с положением в начале и конце интервала выстоя шарнира G коромысла GHL . Отложив от линии HC угол σ_K против часовой стрелки вокруг точки C_1 , на расстоянии r делаем заческу для точки K_1 – центра шарнира K стороны CK треугольного звена 6 в момент начала интервала приближенной остановки выходного ползуна 7.

Вычертив звено GE относительной длиной e под углом ε к стороне G_1H звена 5, определим положение E_1 шарнира E .

81

$0,5\tau_C$ к линии HC_1 так, чтобы эти углы были расположены в стороне, противоположной точкам G и K относительно биссектрисы HC . Точка L_1 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_1 вдоль прямой HC относительное перемещение ползуна S_{omu}^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 $x_1A_1y_1$, ось Ax_1 при этом направляем произвольно. Луч AB_0 совпадает с осью абсцисс Ax_1 и является предположительным геометрическим местом точек, соответствующих положению центра шарнира B в момент мгновенной остановки.

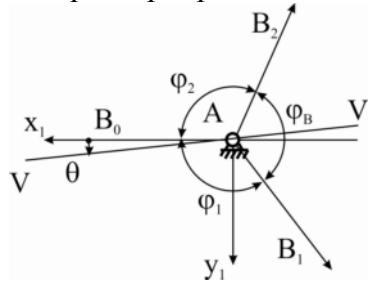


Рис. 3. Углы поворота кривошипа

Откладываем от оси абсцисс против часовой стрелки заданный угол φ_1 и проводим из точки A луч AB_1 , на котором должна находиться точка B_1 , то есть центр шарнира кривошипа AB в момент начала интервала выстоя. От полученной прямой в том же направлении откладываем угол φ_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 φ_B .

Располагаем на плоскости xOy оси системы координат $x_1A_1y_1$ 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:

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

Проводим окружность с центром в точке A кривошипа AB и радиусом a . Точки пересечения которой с лучами AB_0 , AB_1 и AB_2 позволят определить положения B_0 , B_1 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: φ_1 , φ_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_1 ; ε , σ_G и σ_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.

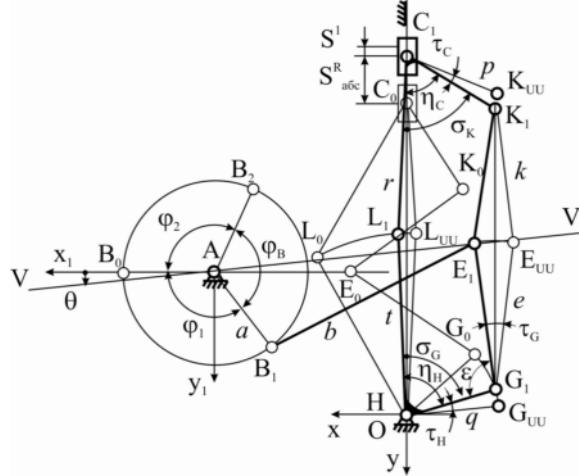


Рис. 4. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма IV класса с выстоем

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

Координаты x_{E1} , y_{E1} точки E_1 найдем из выражений:

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

Рассчитаем положение центра шарнира K треугольного звена CLK :

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

Относительная длина звена EK равна расстоянию между точками K_1 и E_1 :

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

Определим угол τ_G между положениями G_1E_{UU} и G_1E_1 звена GE :

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

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

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

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

Угол τ_H поворота коромысла GHL за интервал остановки конечной продолжительности определим как:

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

где коэффициент k_1 , выражающий отношение длины отрезка, стягивающей угол τ_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 τ_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 $l_{CG} = \sqrt{(x_{C1} - x_{GU})^2 + (y_{C1} - y_{GU})^2}$; $x_{GU} = -q \sin(\sigma_G + \tau_H)$;
 $l_{GK} = \sqrt{(x_{K1} - x_{GU})^2 + (y_{K1} - y_{GU})^2}$; $y_{GU} = -q \cos(\sigma_G + \tau_H)$.

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 η_H и η_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^1 ползуна на интервале конечного выстоя, характеризующее кинематическую точность позиционирования выходного звена, рассчитаем как:

$$S^1 = (t + r) - l.$$

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

$$S_{omn}^S = S_{omn}^R + 0.5 \cdot S^1.$$

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

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

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 Российской Федерации, 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. 12th World Congr. on the TMM. – France, Beanson, 2007. – р. 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.