

**Е.И. ЗИНЧЕНКО**, к.т.н., доц., доц. каф. ТММиСАПР НТУ «ХПИ»;  
**Д.Е. САМОЙЛЕНКО**, к.т.н., с.н.с. каф. ДВС НТУ «ХПИ»;  
**И.П. ГРЕЧКА**, к.т.н., ст. препод. каф. ТММиСАПР НТУ «ХПИ»;  
**Н.Ю. БОРОДИНА**, вед. инж. каф. ДПМ НТУ «ХПИ»;  
**А.П. ЗВОНАРЕВА**, н.с. каф. ДПМ НТУ «ХПИ»

## **КИНЕМАТИКА КУЛИСНЫХ МЕХАНИЗМОВ С КРИВОЛИНЕЙНЫМ ПАЗОМ И ВОЗМОЖНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИХ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ С ОСТАНОВКАМИ**

В статті розглянуті питання дослідження кінематики механізмів з криволінійним пазом і можливість їх використання для руху із зупинками.

**Ключові слова:** кулісний механізм, рух із зупинками, базовий механізм, шарнірний чотириланковик, механізм другого класу

В статье рассмотрены вопросы исследования кинематики механизмов с криволинейным пазом и возможность их использования для движения с остановками.

**Ключевые слова:** кулисный механизм, движение с остановками, базовый механизм, шарнирный четырехзвенник, механизм второго класса

The article deals with the problems concerning research of kinematics of mechanisms with groove cam and possibility of their application for movement with stops.

**Keywords:** link gear, movement with stops, base mechanism, four-bar-linkage, second-class mechanism

**Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими заданиями.** Кулисные механизмы с криволинейным пазом рассматриваются в свете вопроса о проектировании шарнирно-рычажных механизмов с остановкой (остановками) выходного звена. Доказательство кинематической эквивалентности механизмов второго порядка разных классов и кулисных механизмов с криволинейным пазом позволит в дальнейшем предложить алгоритмы кинематического синтеза шестизвенных механизмов четвертого класса второго порядка, обеспечивающих приближенный выстой выходного звена, что является важной научной и практической задачей.

**Постановка задачи.** Ставится задача оценить предельные возможности сложных двуповодковых рычажных механизмов (т.е. шестизвенных механизмов четвертого класса), исследуя возможности более простых кулисных механизмов. В связи с этим необходимо рассмотреть вопросы кинематики механизмов с криволинейным пазом и возможность их использования для движения с остановками, также доказать кинематическую эквивалентность механизмов второго порядка и кулисных механизмов с криволинейным пазом.

**1. Кинематическая эквивалентность механизмов второго порядка и кулисных механизмов с криволинейным пазом.** Рассмотрим некоторые свойства плоских рычажных механизмов, содержащих кроме ведущего звена и стойки толь-

---

© Е.И. Зинченко, Д.Е. Самойленко, И.П. Гречка,

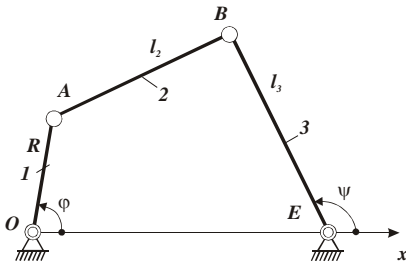


Рисунок 1 - ШЧ с выходным звеном коромыслом

ко одну структурную группу второго порядка. Такая структурная группа имеет только две внешние кинематические пары, которыми она присоединяется к стойке и ведущему звену. Таким образом, речь будет идти о четырехзвенных механизмах второго класса, шестизвенных механизмах четвертого класса, десятизвенных механизмах пятого класса и т.д. по классификации И.И. Артоболевского [1].

Рассматриваемые структурные группы имеют относительно выходного звена одну степень подвижности. Следовательно, точка  $A$  имеет относительно звена  $BE$  (рис. 1) определенную относительную траекторию. Для шарнирного четырехзвенника (ШЧ) такой траекторией является окружность с центром в точке  $B$  и радиусом  $l_{AB}$ . В ТММ известны формулы, позволяющие определить положения шатунной точки  $A$  при неподвижном звене 3 [2, 3].

Следовательно, механизмы второго порядка с одной степенью подвижности, которые одним поводком присоединяются к стойке, а другим – к входному кривошипу, имеют (при заданной метрике) совершенно определенную траекторию точки присоединения кривошипа относительно выходного звена, и так как она не меняет своего положения относительно выходного звена, то четырехзвенные, шестизвенные, восьмизвенные, десятизвенные механизмы, в том числе

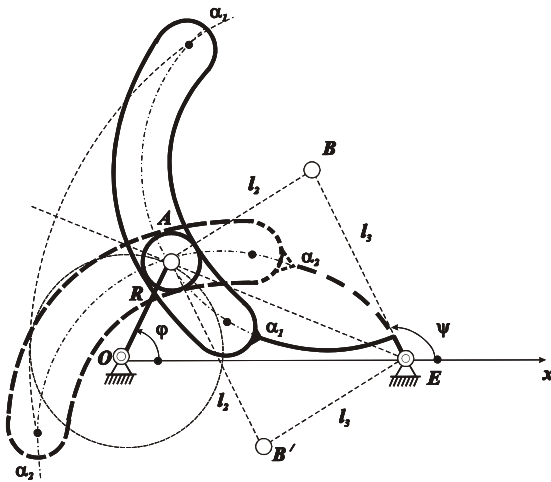


Рисунок 2 - Кулисный механизм с криволинейным пазом с качательным движением выходного звена

и механизмы четвертого класса, с точки зрения движения точки  $A$  эквивалентны кулисному механизму с криволинейной кулисой, вращающейся вокруг точки  $E$ , а относительная траектория точки  $A$  является осью криволинейного паза кулисы (рис. 2). Это позволяет оценить предельные возможности сложных двуповодковых рычажных механизмов (т.е. шестизвенных механизмов четвертого

класса), исследуя возможности более простых кулисных механизмов.

Рассмотрим ШЧ  $OABE$  (см. рис. 1). Относительной траекторией шатунной точки  $A_2$  (индекс 2 указывает на то, что точка  $A$  принадлежит звену 2) относительно  $BE$  является окружность радиуса  $l_2$  с центром в точке  $B$ . Следовательно, ШЧ  $OABE$  кинематически эквивалентен кулисному механизму с криволинейным пазом, выполненным по окружности радиуса  $l_2$ , центр которой отстоит от центра вращения кулисы на величину  $l_3$  (см. рис. 2).

Аналогичные рассуждения справедливы для кривошипно-ползунного механизма, изображенного на рис. 3.

В этом случае, кривошипно-ползунный механизм кинематически эквивалентен кулисному механизму с криволинейным пазом, выполненным по окружности радиуса  $l_2$ , центр которой находится в точке  $B$  (рис. 4).

Таким образом, если ось криволинейного паза кулисы эквивалентна части шатунной кривой соответствующего рычажного механизма, то при одинаковых законах движения входных звеньев выходные звенья этих механизмов также будут иметь одинаковые законы движения. Кроме того, если шестизвенный механизм четвертого класса (ШМЧК) будет иметь приближенный выстой, то такой же выстой будет иметь и кулисный механизм с соответствующим криволинейным пазом.

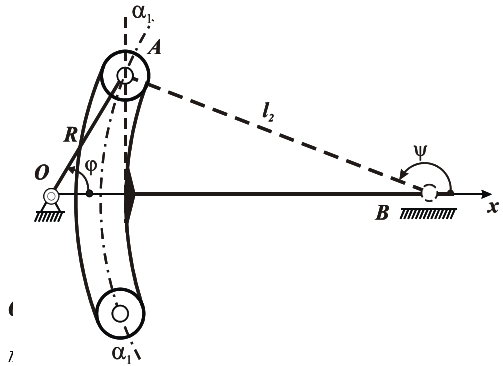


Рисунок 4 - Кулисный механизм с криволинейным пазом с поступательным движением выходного звена

Доказана полная кинематическая эквивалентность рычажных механизмов с группами второго порядка и кулисных механизмов с криволинейным пазом. Для этого было введено понятие базового механизма.

Базовый механизм для механизма, изображенного на рис. 2, представлен на рис. 5. В этом случае базовым будем называть кулисный механизм с прямолинейным пазом, ось которого проходит через ось вращения кулисы и радиус кривошипа которого равен радиусу кривошипа кулисного механизма с криволинейным пазом.

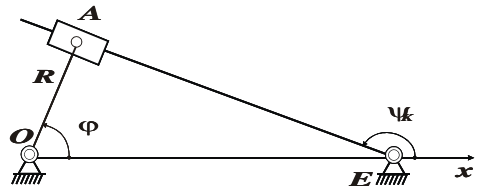


Рисунок 5 - Базовый механизм для кулисного механизма с криволинейным пазом, в котором выходное звено совершает качательное движение

Базовый механизм для механизма, изображенного на рис. 4, представлен на рис. 6. В этом случае базовым будем называть механизм с прямолинейной кулисой (см. рис. 4), ось которой проходит перпендикулярно направляющей ползуна (синусный механизм), и радиус кривошипа этого механизма равен радиусу кривошипа кулисного механизма с криволинейным пазом (см. рис. 4).

На рис. 2 пунктирной линией изображен кулисный механизм, реализующий другую сборку ШЧ  $OABE$ , который изображен на рис. 1.

Ролик кривошипа (точка  $A$ ) может двигаться только по одной из двух частей относительной траектории (либо  $\alpha_1 - \alpha_1$ , либо  $\alpha_2 - \alpha_2$ ) (см. рис. 2). Так как эти части симметричны относительно оси вращения криволинейной кулисы, то и движение кулисы при реализации одной или другой части траектории должно быть симметричным.

Каждый из этих двух криволинейных участков относительной траектории соответствует одной изборок ШЧ. Отсюда приходим к выводу, что ШЧ одной метрики, но разныхборок, имеют симметричные кинематические характеристики.

Значения кинематических параметров для механизмов, изображенных на



Рисунок 6 - Базовый механизм для кулисного механизма с криволинейным пазом, в котором выходное звено совершает поступательное движение

рис. 1, 3, 5, 6 представлены в [4]. В этой же работе сделаны выводы о кинематической эквивалентности механизмов с криволинейными пазми и механизмов второго класса.

Для механизма, изображенного на рис. 1, принимаем коэффициент сборки  $k_c = 1$ , если обход точек  $ABE$  происходит по часовой стрелке, и коэффициент сборки  $k_c = -1$ , если обход происходит против часовой стрелки. Расчет в [4] проводился при следующих исходных данных:  $l_{OA} = 0,3; l_{AB} = 0,8; l_{BE} = 1; l_{OE} = 1$ .

**2. Методика кинематического исследования кулисных механизмов с криволинейным пазом.** Рассмотрим кулисный механизм с криволинейным пазом, у которого кулиса двигается поступательно. Расчетная схема такого механизма показана на рис. 7. На рисунке изображена ось криволинейного пазми в трех положениях механизма ( $\alpha - \alpha, \alpha_1 - \alpha_1, \alpha_2 - \alpha_2$ ). Примем за начальное положение точки  $A$  на кривой  $\alpha - \alpha$  такое, в котором она пересекает ось  $x$ . В этом положении кривошип  $OA$  совпадает с осью  $x$  и угол  $\varphi$  равен нулю. При движении ползуна кривая  $\alpha - \alpha$  перемещается поступательно и всегда проходит через точку  $A$  кривошипа.

Проведем через точку  $C_0$  подвижную ось  $y_1$ , жестко связанную с пол-

зуюм. Одночасно она является осью прямолинейного паза кулисы базового механизма. Пусть  $x_\alpha, y_\alpha$  - координаты точки  $A$  кривой  $\alpha - \alpha$  в подвижной системе координат. Пусть кривошип  $OA$  занимает положение, определяемое углом  $\varphi$ . Проведем через точку  $A$  прямую, параллельную оси  $x$ . Эта прямая пересекает траекторию точки  $A$  кривошипа в точке  $A^*$ , а кривую  $\alpha - \alpha$  -

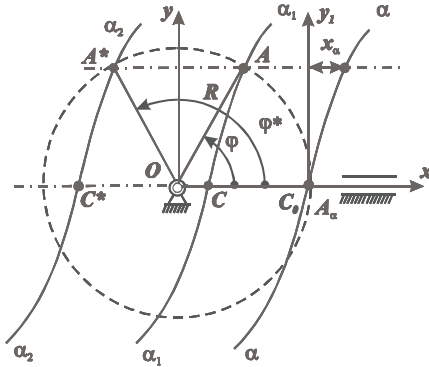


Рисунок 7 - Расчетная схема кулисного механизма с криволинейным пазом и с поступательно движущейся кулисой

на отрезке  $\varphi \in [-\pi/2; \pi/2]$  будут определяться следующим образом:

$$x'_C(\varphi) = x'_K(\varphi) - \frac{dx_\alpha}{d\varphi}, \quad (3)$$

$$x''_C(\varphi) = x''_K(\varphi) - \frac{d^2x_\alpha}{d\varphi^2}, \quad (4)$$

$$x'_K(\varphi) = -R \sin \varphi; \quad x''_K(\varphi) = -R \cos \varphi. \quad (5)$$

Пусть

$$\varphi^* = \pi - \varphi, \quad \varphi \in [-\pi/2; \pi/2]. \quad (6)$$

Углу  $\varphi^*$  соответствует точка  $A^*$  кривошипа (см. рис. 7) и та же точка  $A_\alpha$  кривой  $\alpha - \alpha$ . Из рис. 7 видно, что

$$x_C(\varphi^*) = x_K(\varphi^*) - x_\alpha(\varphi^*), \quad (7)$$

где  $x_\alpha(\varphi^*) = x_\alpha(\varphi)$ ,

$$x_K(\varphi^*) = R \cos \varphi^* = -R \cos \varphi = -x_K(\varphi), \quad (8)$$

т.е.

$$x_C(\varphi^*) = -x_K(\varphi) - x_\alpha(\varphi) = -[x_K(\varphi) + x_\alpha(\varphi)]. \quad (9)$$

в точке  $A_\alpha$ . Когда кривошип находится в положении  $OA$ , положение ползуна, определяемое положением точки  $C$ , как видно из рис. 7, равняется

$$x_C(\varphi) = x_K(\varphi) - x_\alpha(\varphi), \quad (1)$$

где координата  $x_K = x_A$  определяет положение ползуна в случае прямолинейной кулисы, перпендикулярной оси движения ползуна (базового механизма, см. рис.6).

Тогда

$$x_K(\varphi) = R \cos \varphi. \quad (2)$$

Аналоги скорости и ускорения



дальняя от шарнира  $B$  точка кулисы лежит вместе с точкой  $A$  кривошипа на оси  $x$ . Кривая  $\alpha - \alpha$  жестко связана с прямой  $CB$ . Первое положение кривой  $\alpha - \alpha$  соответствует положению кривошипа, определяемому углом  $\varphi$ , а второе – углом  $\varphi^* = -\varphi$  ( $\varphi^* = 2\pi - \varphi$ ).

При отмеченных положениях кривошипа положение кулисы с криволинейным пазом определяется положениями прямых  $C_1B$  и  $C_1^*B$ , т.е. углами  $\psi$  и  $\psi^*$ . При этих же значениях углов  $\varphi$  и  $\varphi^*$  прямолинейная кулиса, которая проходит через точку  $B$ , составляет с осью  $x$  соответственно углы  $\psi_K$  и  $\psi_K^*$ . Из рис. 8 видно, что справедливы следующие соотношения:

$$\beta(\varphi) = \beta(\varphi^*), \quad \psi(\varphi) = \psi_K(\varphi) - \beta \quad (\varphi \in [0, \pi]), \quad (12)$$

$$\psi(\varphi^*) = \psi_K(\varphi^*) + \beta = -\psi_K(\varphi) - \beta \quad (\varphi^* \in [0, -\pi]), \quad (13)$$

где  $\beta$  - угол  $A_1BC_1$ .

Аналоги скорости и ускорения кулисы с криволинейным пазом с учетом формул (12) и (13) будут равны:

$$\psi'(\varphi) = \frac{d\psi(\varphi)}{d\varphi} = \psi'_K(\varphi) - \frac{d\beta(\varphi)}{d\varphi} \quad (\varphi \in [0, \pi]), \quad (14)$$

$$\psi'(\varphi^*) = \frac{d\psi(\varphi^*)}{d\varphi^*} = \frac{d[-\psi_K(2\pi - \varphi)]}{d(2\pi - \varphi)} - \frac{d\beta(2\pi - \varphi)}{d(2\pi - \varphi)} = \frac{d\psi_K(\varphi)}{d\varphi} + \frac{d\beta(\varphi)}{d\varphi}. \quad (15)$$

Аналогичным образом получим:

$$\psi''(\varphi) = \frac{d^2\psi(\varphi)}{d\varphi^2} = \psi''_K(\varphi) - \frac{d^2\beta(\varphi)}{d\varphi^2}, \quad (16)$$

$$\psi''(\varphi^*) = \frac{d^2\psi(\varphi^*)}{d\varphi^{*2}} = -\left[ \psi''_K(\varphi) + \frac{d^2\beta(\varphi)}{d\varphi^2} \right]. \quad (17)$$

Полученные результаты сведены в табл. 2. Из табл. 1 и табл. 2 следует, что невозможно найти форму криволинейного паза, который обеспечивает произвольный закон движения кулисы на всем интервале движения кривошипа. Закон движения криволинейной кулисы можно задать только на половине интервала движения начального звена; движение кулисы на второй половине интервала получим автоматически, и характер этого движения можно прогнозировать.

Т.е., если аналог скорости (см. табл. 1) или аналог угловой скорости (см. табл. 2) выходного звена с криволинейным пазом на каком-то интервале  $\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]$  уменьшается по сравнению со скоростью выходного звена базово-

Таблица 2 - Углы поворота, аналоги скорости и ускорения кулисы, совершающей качательное движение (см. рис. 8)

$\varphi \in [0, \pi]$	$\varphi^* = 2\pi - \varphi$
$\psi(\varphi) = \psi_K(\varphi) - \beta$	$\psi(\varphi^*) = -[\psi_K(\varphi) + \beta]$
$\psi'(\varphi) = \psi'_K(\varphi) - \frac{d\beta}{d\varphi}$	$\psi'(\varphi^*) = \psi'_K(\varphi) + \frac{d\beta}{d\varphi}$
$\psi''(\varphi) = \psi''_K(\varphi) - \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$	$\psi''(\varphi^*) = -\left[\psi''_K(\varphi) + \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}\right]$

го кулисного механизма, то на интервале  $\varphi \in [\varphi_1^*, \varphi_2^*]$ , где  $\varphi^* = \pi - \varphi$  для поступательно движущейся кулисы и  $\varphi^* = 2\pi - \varphi$  для качающейся кулисы, он на такую же величину увеличивается. Аналогичный вывод касается и модуля аналога ускорения.

Доказательство кинематической эквивалентности рычажных механизмов второго порядка кулисным механизмам с криволинейным пазом позволило также выявить предельные возможности рычажных механизмов второго порядка (в частности, ШМЧК): модуль максимальной скорости (ускорения) выходного звена не может быть меньше модуля максимальной скорости соответствующего базового механизма.

Все кинематические характеристики базового механизма определяются параметром  $\lambda$ . Обозначим  $\lambda = \frac{l_{OA}}{l_{OB}}$ . Тогда для базового кулисного механизма имеем:

$$\operatorname{tg} \psi_K(\varphi) = \frac{\lambda \sin \varphi}{(\lambda \cos \varphi + 1)}. \quad (18)$$

После нахождения производной левой и правой части выражения формулы (18), получим:

$$\psi'_K(\varphi) = \frac{\lambda(\lambda + \cos \varphi)}{(\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi)}, \quad (19)$$

$$\psi''_K(\varphi) = \frac{\lambda \sin \varphi (\lambda^2 - 1)}{(\lambda^2 + 1 + 2\lambda \cos \varphi)^2}. \quad (20)$$

Приведенные выше соотношения существенны, т.к. дают возможность проводить кинематический анализ и прогнозировать кинематические особенности рычажных механизмов, поскольку все рычажные механизмы, которые включают в себя начальное звено – кривошип, стойку и одну структурную группу второго порядка, кинематически эквивалентны кулисным механизмам с криволинейным пазом.

Если интерпретация ШЧ как кулисного механизма с криволинейным пазом позволяет лучше осознать кинематические свойства ШЧ и его предельные возможности, то такая интерпретация ШМЧК позволяет предложить эффек-

тивные алгоритмы кинематического синтеза этих механизмов, которые подробно рассмотрены в [5].

### 3. Использование кулисных механизмов с криволинейным пазом для получения движения с остановками.

Представляет интерес использование кулисных механизмов с криволинейным пазом для получения движения кулисы с остановками. Пусть часть профиля паза кулисы, которая находится в крайнем положении (рис. 9), имеет форму окружности с центром в точке  $O$  и радиусом  $l_{OA}$ . В этом случае при повороте кривошипа на угол  $\varphi_B = \varphi_2 - \varphi_1$  кулиса будет неподвижной, т.е. ее движение будет совершаться с остановкой в

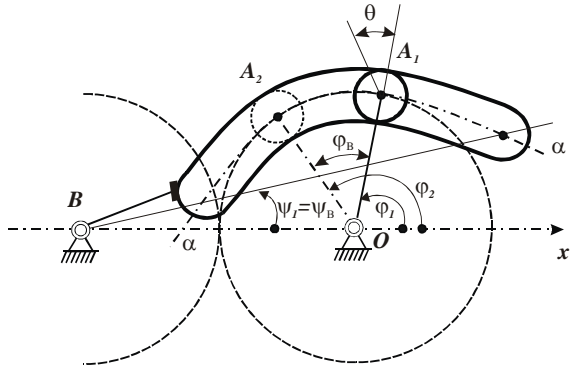


Рисунок 9 - Кулисный механизм с криволинейным пазом, обеспечивающий остановку кулисы в одном крайнем положении

одном из крайних положений. Теоретически угол  $\varphi_B$  может равняться  $180^\circ$ . Но при угле  $\varphi_B$  большем  $120^\circ$  угол давления становится большим, и может произойти заклинивание механизма. Так, при  $\varphi = \varphi_1$  угол давления  $\theta$  равен  $\theta = \pi/2 - (\varphi_1 - \psi_1)$ . Если  $\varphi_1 = 0$  (или  $\varphi_2 = 0$ ), то  $\theta = \pi/2$ .

Таким образом, чтобы получить движение с остановкой, ось паза кулисы должна представлять собой кривую, которая состоит из дуги окружности и двух кривых, сопряженных с этой дугой (см. рис. 9). Чтобы при движении кулисы не было скачков скорости и ускорения, кривые, сопряженные с дугой окружности, должны иметь в точках сопряжения общую касательную и радиус кривизны  $l_{OA}$ . Эти условия будут выполняться, если закон движения кулисы на интервале задать, например, следующим образом:

$$\psi(\varphi) = \psi_B + a_1(\varphi_1 - \varphi)^3 \quad (\varphi \in [0, \varphi_1]), \quad (21)$$

$$\psi(\varphi) = \psi_B \quad (\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]), \quad (22)$$

$$\psi(\varphi) = \psi_B + a_2(\varphi - \varphi_2)^3 \quad (\varphi \in [\varphi_2, \pi]). \quad (23)$$

$\psi_1 = \psi_B$  – это угол, определяющий положение криволинейной кулисы, при котором она останавливается (см. рис. 9 и формулу (22)).

Коэффициенты  $a_1$  и  $a_2$  находим из условия:

$$\psi'(0) = \frac{\lambda}{\lambda+1}, \quad (24) \quad \psi'(\pi) = \frac{\lambda}{\lambda-1}. \quad (25)$$

Из формул (21) и (24) находим:  $a_1 = -\lambda/\left[3(\lambda+1)\varphi_1^2\right]$ , из формул (23) и (25) находим:  $a_2 = \lambda/\left[3(1-\lambda)(\pi-\varphi_2)^2\right]$ . Затем из условия  $\psi(0) = 0$  из формулы (21) находим:  $\psi_B = -\lambda\varphi_1/\left[3(\lambda+1)\right]$ .

Из формул (24) и (25) видно, что максимальное значение скорости кулисного механизма с прямолинейным пазом (базового механизма) равно  $\frac{\lambda}{\lambda-1}$ . Модуль углового ускорения базового механизма, исходя из формулы (20), равен 0 (при  $\varphi = 0$  и при  $\varphi = \pi$ ).

Таким образом, можно сделать следующий вывод. Задавая закон движения криволинейной кулисы на половине интервала движения кривошипа, нужно иметь в виду, что на концах этого интервала аналогии скорости должны равняться аналогам скорости кулисы базового механизма. В противном случае на концах этого интервала будут иметь место скачки скорости (жесткие удары). Таким образом, возможности кулисных механизмов с криволинейным пазом ограничены, и во многих случаях эти механизмы не могут конкурировать с кулачковыми механизмами. Но нас интересует лишь теоретическая сторона вопроса, а именно, интерпретация рычажных механизмов второго порядка как кулисных с криволинейным пазом. Такая интерпретация дает оценку предельных возможностей рычажных механизмов четвертого класса, а именно: значений минимальных пиков скоростей и ускорений, а также угла выстоя (он не может быть больше  $180^\circ$ ).

Если оптимизируются параметры ШЧ как передаточного механизма и необходимо минимизировать пик модуля аналога скорости выходного звена, то значение  $\lambda/(\lambda-1)$  этого пика базового механизма является предельным, к которому характеристика четырехзвенника может только приближаться, так как если при каком-то значении  $\varphi = \varphi^*$  ( $\varphi^* \in [0, \pi]$ ) скорость выходного звена ШЧ меньше скорости базового механизма, то при  $\varphi = -\varphi^*$  эта скорость будет на столько же больше скорости базового механизма.

Таким образом, можно сделать следующие выводы. Модуль максимальной угловой скорости выходного звена ШЧ не может быть меньше модуля максимальной угловой скорости соответствующего базового механизма. Модуль максимального углового ускорения выходного звена ШЧ не может быть меньше модуля максимального углового ускорения соответствующего базового механизма.

Зная закон движения кулисы на всем промежутке изменения угла  $\varphi$   $[0, \pi]$ , из формулы для нахождения  $\psi(\varphi)$  (см. табл. 2) с учетом формулы (18)

определяем угол  $\beta(\varphi)$ , который определяет нахождение точки  $A$  на оси криволинейного паза:

- на участке  $\varphi \in [0, \varphi_1]$ :

$$\beta(\varphi) = \arctg\left(\lambda \sin \varphi / (\lambda \cos \varphi + 1)\right) + \lambda \varphi_1 / 3(\lambda + 1) + \lambda(\varphi_1 - \varphi) / 3(\lambda + 1)\varphi_1^2,$$

- на участке  $\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]$ :

$$\beta(\varphi) = \arctg\left(\lambda \sin \varphi / (\lambda \cos \varphi + 1)\right) + \lambda \varphi_1 / 3(\lambda + 1),$$

- на участке  $\varphi \in [\varphi_2, \pi]$ :

$$\beta(\varphi) = \arctg\left(\lambda \sin \varphi / (\lambda \cos \varphi + 1)\right) + \lambda \varphi_1 / 3(\lambda + 1) - \lambda(\varphi - \varphi_2)^3 / 3(1 - \lambda)(\pi - \varphi_2)^2.$$

Расстояние  $S$  от точки  $A$  кривой  $\alpha - \alpha$  до точки  $B$  (см. рис. 8) вычисляется по формуле:

$$S(\varphi) = \sqrt{(l_{OA} \cos \varphi - l_{OB})^2 + (l_{OA} \sin \varphi)^2}.$$

Приведенный выше метод построения профиля криволинейного паза и формулы (12)-(20) справедливы и для криволинейной кулисы, которая совершает не качательное движение, а одностороннее вращательное на некотором промежутке изменения угла  $\varphi$  ( $\varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]$ ) (в этом случае  $\lambda = l_{OA} / l_{OB} > 1$ ).

Таким образом, кулисный механизм с криволинейной кулисой можно использовать как механизм периодического поворота. Это наиболее перспективное направление использования кулисных механизмов с криволинейной кулисой. По сравнению с другими механизмами периодического поворота, такой механизм имеет очевидное преимущество с точки зрения динамики движения (нет явных источников возбуждения крутильных колебаний на выстое) и простоты конструкции. Недостатком таких механизмов является небольшая относительная продолжительность выстоя (меньше 1/3 периода вращения кривошипа).

Рассмотрим случай, когда ось криволинейного паза имеет две ветви, как это показано на рис. 10. Первая ветвь –  $\alpha_1 E$ , вторая –  $\alpha_2 E$ , где  $E$  – самая удален-

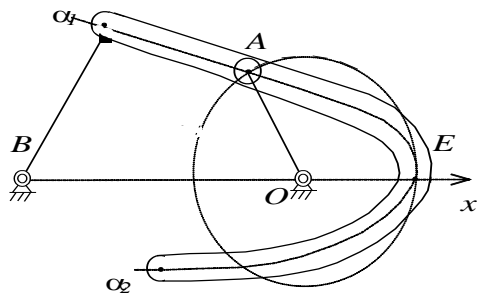


Рисунок 10 – Кулисный механизм с криволинейной кулисой, имеющей две ветви

ная от оси шарнира  $B$  точка кривой  $\alpha_1 - \alpha_2$ . Когда ось шарнира  $A$  кривошипа  $OA$  будет совпадать с точкой  $E$ , угол давления будет равен  $\pi/2$ , и кривошип не может быть ведущим звеном. Если же за счет сил инерции или за счет специального приспособления механизм будет работать, то точка  $A$  кривошипа будет двигаться или по ветви  $\alpha_1E$ , или по ветви  $\alpha_2E$ . К тому же, движение кулисы будет происходить со скачком скорости  $\psi$  при  $\varphi = 0$ . Скачок скорости  $\psi$  будет равен  $2\lambda\omega_1/(\lambda + 1)$ . Рассмотренный случай представляет собой только теоретический интерес при синтезе кулисных механизмов, но имеет практическое значение при синтезе эквивалентных рычажных механизмов.

Таким образом, становится возможным интерпретировать механизмы второго порядка как кулисные механизмы с криволинейным пазом. Следовательно, становится возможным предложить эффективные алгоритмы кинематического синтеза ШМЧК второго порядка, базируясь на формулах и предположениях, выведенных для кулисных механизмов с криволинейным пазом.

**Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.** Разработана методика кинематического анализа кулисных механизмов с криволинейным пазом. Доказательство кинематической эквивалентности всех рычажных механизмов с группами второго порядка кулисным механизмам с криволинейной кулисой в более ранних работах дало возможность выявить граничные возможности ШМЧК, что в дальнейшем помогло разработать алгоритмы синтеза этих механизмов. Перспективы дальнейшего развития – предложение алгоритмов синтеза ШМЧК с двумя выстоями выходных звеньев в крайних положениях.

**Список литературы:** 1. *Артоблевуцкий И.И.* Теория механизмов. – М.: Наука. – 1965. – 776 с. 2. *Белоконев И.М.* Теория механизмов и машин. Методы автоматизированного проектирования. – К.: Выща школа. – 1990. – 208 с. 3. *Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щектин Б.М.* Теория механизмов и машин. – К.: Выща шк. – 1989. – 375 с. 4. *Зинченко Е.И., Зарубина А.А.* Исследование кинематических параметров простейших двухповодковых механизмов и сравнение их с кинематическими параметрами базовых механизмов // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2005. – Вип. 53. – С. 80–86. 5. *Новгородцев В.А., Зинченко Е.И., Зарубина А.А.* Синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с приближенным выстоем ведомого звена // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Тем. вып.: “Технологии в машиностроении” – Харьков: ХГПУ. – 1999. – Вып. 68. – С. 17–21.

*Поступила в редколлегию 22.02.13*