

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА ФЕРЧАЙЛЬДА

**И.В. Янчевский, доцент, к.т.н.,
О.М. Соценко, студент, ХНАДУ**

Аннотация. Рассмотрены структурный и кинематический анализы механизма Ферчайльда, при этом кинематические характеристики представлены в аналитическом виде. Получены выражения, описывающие теоретический и действительный профили кулачка, входящего в состав механизма.

Ключевые слова: поршневая машина, механизм Ферчайльда, профиль кулачка, кинематический анализ.

Введение

Проблема совершенствования поршневых машин является актуальной с момента начала ввода их в эксплуатацию. При этом основное внимание специалистов направлено на улучшение их технологических, экономических и эксплуатационных показателей.

Значительная часть исследований в этом направлении посвящена совершенствованию технологий изготовления и свойств материалов деталей, оптимизации их геометрии и рабочих процессов, оптимизации узлов кривошипно-шатунного механизма (КШМ), заложенного в основу большинства производимых в мире поршневых машин. Широкое распространение указанного механизма объясняется в первую очередь простотой конструкции и всеми вытекающими последствиями: малое количество подвижных деталей, надежность, компактность, пр.

Однако КШМ не лишен и недостатков [1].

Поэтому в настоящее время активно ведутся исследования, направленные на разработку новых и совершенствование существующих механизмов поршневых машин с лучшими энергетическими, массовыми и экономическими характеристиками, большими моторесурсом и надежностью. Очевидно, что эти исследования имеют большое народнохозяйственное значение.

Анализ публикаций

Среди множества существующих альтернативных конструкций механизмов, предназначенных для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное, хотелось бы выделить механизмы С.С. Баландина [2] и В.К. Фролова [3], структурные схемы которых представлены на рис. 1. Эти механизмы имеют ряд принципиальных отличий от других, в тоже время являются наиболее характерными представителями двух различных путей решения проблемы.

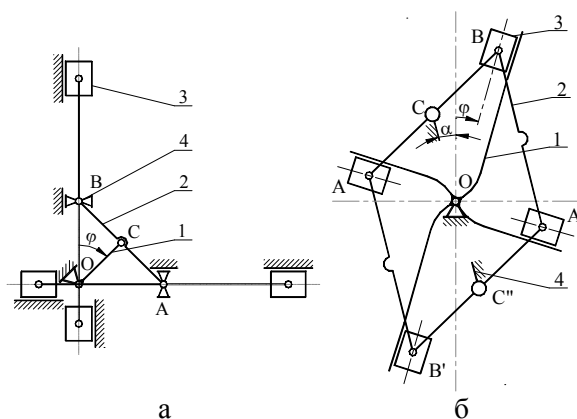


Рис. 1. Структурные схемы механизмов С.С. Баландина (а) и В.К. Фролова (б)

Цель и постановка задачи

Целью настоящей работы является описание конструкции и кинематический анализ механизма Ферчайльда, который совмещает преимущества рычажных и кулачковых меха-

низмов, избавлен от некоторых недостатков наиболее распространенных типов поршневых машин. Публикации, посвященные этому вопросу, в литературе практически отсутствуют.

Структурный анализ механизма и проектирование профиля кулачка

Конструктивная схема механизма Ферчайльда представлена на рис. 2.

В случае, когда входными звеньями являются ползуны 5 (рис. 2), механизм работает следующим образом. При одностороннем рабочем процессе газораспределительный механизм обеспечивает подачу рабочей смеси в полости, расположенные оппозитно относительно оси вращения выходного вала поршневой машины (на рис. 2 в пару цилиндров В и В'). Под действием давления p_{in} указанная пара ползунов начинает двигаться по направлению к оси вращения главного вала, действуя при этом через шток 4 и ролики 3 на действительный профиль [4] кулачка 1, что приводит к его вращению. Движение пары ползунов В и В' к О через тяги 2 приводит в движение от центра вторую пару (А и А'), выталкивая из их рабочих полостей отработавшую смесь давлением p_{out} . Такая комбинация движений приводит к «складыванию» замкнутого четырехзвенника АВА'В'. После поворота кулачка на 90° подача рабочей смеси осуществляется во вторую пару полостей цилиндров (А и А') и процесс повторяется, что обеспечивает периодичность процессов в поршневой машине.

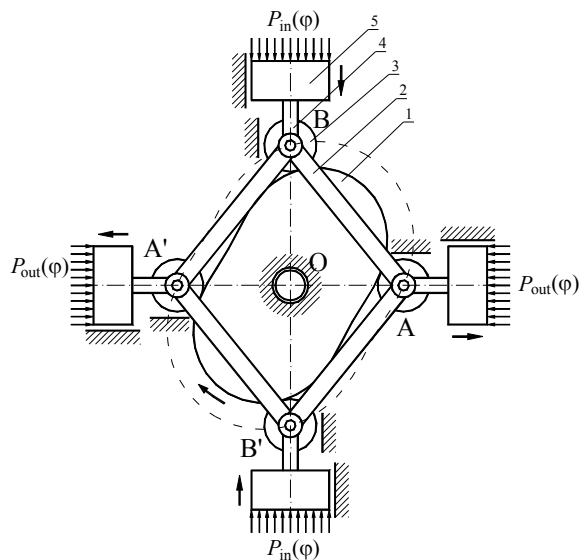


Рис. 2. Схема механизма Ферчайльда

Очевидно, что число степеней механизма равно 5 – одна основная подвижность и четыре местные избыточные подвижности, указывающие на возможность свободного вращения роликов при неподвижном кулачке [4]. Однако формальный подсчет дает результат [4]

$$w = 3 \cdot n - 2 \cdot p_n - p_v = 3 \cdot 13 - 2 \cdot 17 - 4 = 1,$$

где $n=13$ – количество подвижных звеньев (4 ползуна, 4 ролика, 4 тяги, кулачок); $p_n=17$ – количество низших кинематических пар (13 вращательных и 4 поступательных); $p_v=4$ – количество высших КП.

Объяснение этого несовпадения приведено в [5].

Определяющим в данном механизме является теоретический профиль кулачка [4], уравнение которого в полярной системе координат при условии, что а-а и b-b являются плоскостями симметрии кулачка (рис. 3), имеет следующий вид:

$$r(\varphi)^2 + r(90^\circ - \varphi)^2 = l^2, \quad (1)$$

где $r(\varphi)$ – функция, описывающая теоретический профиль кулачка; φ – угол поворота кулачка (при $\varphi=0^\circ$ ползун В расположен в в.м.т., А – в н.м.т.); l – длина тяг 2.

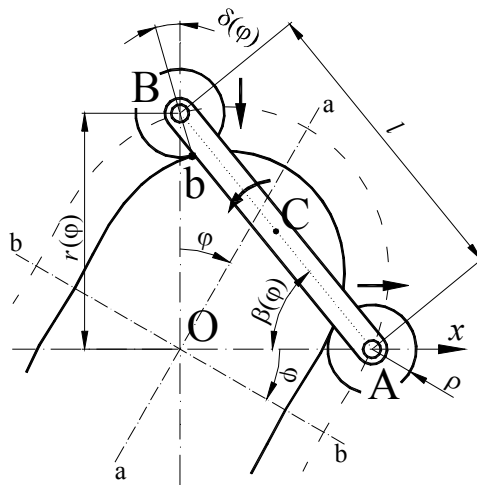


Рис. 3. К определению функции $r(\varphi)$

Тогда очевидна справедливость следующих соотношений:

$$r(0^\circ) - r(90^\circ) = S; \quad (2)$$

$$r(0^\circ) = l \cdot \cos(\beta(0^\circ)); \quad (3')$$

где S – ход ползунов 5; $\beta(\varphi)$ – угол наклона звена 2 к оси Ox (рис. 3). С учетом (1) получим

$$\beta(0^\circ) = 45^\circ - \arcsin(S/l\sqrt{2}),$$

а в общем случае

$$\beta(\varphi) = \arcsin(r(\varphi)/l).$$

Помимо соотношения (3') к граничным условиям следует отнести условие неподвижности ползуна В при $\varphi=0^\circ$, т.е. $v_B|_{\varphi=0^\circ}=0$. Поскольку $v_B = -dr/d\varphi$ (за положительное направление движения ползуна В принято движение к точке О), то второе граничное условие для функции $r(\varphi)$ примет вид

$$dr/d\varphi|_{\varphi=0^\circ}=0. \quad (3'')$$

Выполнение (3'') автоматически удовлетворяет выполнению условия $v_A|_{\varphi=0^\circ}=0$.

Т.о. искомая функция $r(\varphi)$ должна удовлетворять уравнению (1) и граничным условиям (2) и (3).

При нахождении указанной функции возможны несколько вариантов. Один из них – представление квадрата функции в виде разложения в ряд Фурье в общем виде на интервале $\varphi \in [0^\circ; 90^\circ]$

$$r(\varphi)^2 = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} \left(A_k \cos\left(\frac{k\pi\varphi}{90^\circ}\right) + B_k \sin\left(\frac{k\pi\varphi}{90^\circ}\right) \right). \quad (4)$$

Тогда уравнение (1) с учетом (4) преобразуется к виду

$$A_0 + 2 \sum_{k=1}^{\infty} \left(A_{2k} \cos\left(\frac{2k\pi\varphi}{90^\circ}\right) + B_{2k-1} \sin\left(\frac{(2k-1)\pi\varphi}{90^\circ}\right) \right) = l^2,$$

в котором коэффициенты разложения A_k и B_k находятся из свойства ортогональности тригонометрических функций.

Опуская процедуру построения решения приведем лишь окончательный результат

$$r^2 = \frac{l^2}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} A_{2k-1} \cos\left(\frac{(2k-1)\pi\varphi}{90^\circ}\right),$$

$$\text{где } A_k = 480 \cdot l^2 \cdot (2\cos^2(\beta(0^\circ)) - 1) / (\pi^6 k^6).$$

Второй вариант – представление функции $r(\varphi)$ в виде полинома 3-й степени на интервале аргумента $\varphi \in [0^\circ; 45^\circ]$, тогда значения функции $r(\varphi)$ для $\varphi \in [45^\circ; 90^\circ]$ определяются однозначно согласно уравнению (1). Коэффициенты упомянутого полинома вычисляются с учетом условий (2) и (3).

Очевидно, что второй вариант проще и имеет единственное решение (нет бесконечных рядов). В то же время первый вариант решения характеризуется хорошей сходимостью (достаточно учитывать первые 15 членов ряда) и гарантирует существование производных любых порядков и их неразрывность на всем интервале определения аргумента φ с учетом периодичности функции $r(\varphi)$. Следует отметить, что в случае принятого выражения для A_k , оба варианта решений с высокой точностью совпадают.

Для установления уравнения действительного профиля кулачка [4] необходимо обратиться к рис. 4, а, согласно которому искомое уравнение в параметрической форме в полярной системе координат будет иметь вид

$$\begin{aligned} r' &= Ob; \\ \varphi' &= \varphi - \theta, \end{aligned}$$

где длина отрезка $Ob(\varphi)$ (b – точка касания кулачка с роликом) и угол $\theta(\varphi)$ вычисляются из треугольника OBb по теоремам косинусов и синусов соответственно

$$\begin{aligned} Ob &= \sqrt{r^2 + \rho^2 - 2 \cdot r \cdot \rho \cdot \cos(\delta)}; \\ \theta &= \arcsin\left(\frac{\rho}{Ob} \cdot \sin(\delta)\right), \end{aligned}$$

где ρ – радиус ролика 3 (рис. 2); $\delta(\varphi)$ – угол давления, который определяет угол между вектором скорости движения ползуна и вектором нормали к профилю кулачка в точке касания с роликом (на рис. 4, а точка обозначена через b). Согласно теории кулачковых механизмов [4]

$$\delta = \arctg((dr/d\varphi)/r),$$

что удовлетворяет условию равномерности вращения выходного вала машины ($\omega_1 = \text{const}$).

На максимальное значение угла $\delta(\varphi)$ налагается ограничение, цель которого увеличение КПД и улучшение условий работы контактной пары «ролик–кулачок». Граничное значение $[\delta]$ находится обычно в пределах 24° – 30° , поэтому при выборе длины l звена 2, которая определяет габариты механизма, необходимо проверять выполнение условия $\max(\delta(\varphi)) \leq [\delta]$.

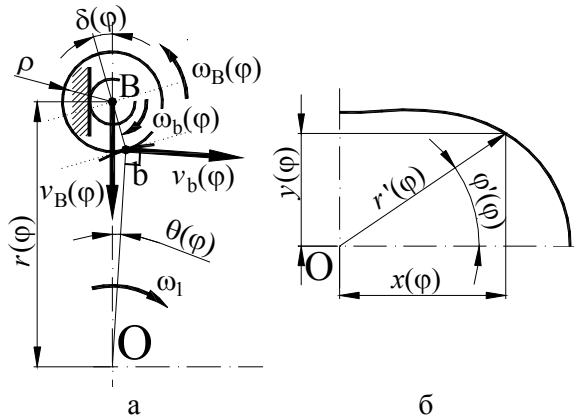


Рис. 4. К определению действительного профиля кулачка в полярной (а) и декартовой (б) системах координат

Также не составляет особого труда записать действительный профиль кулачка в декартовой системе координат (рис. 4, б)

$$\begin{aligned} x &= r \cdot \cos(\varphi) - \rho \cdot \cos(\varphi + \delta); \\ y &= r \cdot \sin(\varphi) - \rho \cdot \sin(\varphi + \delta). \end{aligned}$$

При таком задании профиля его радиус кривизны определяется согласно выражению [6]

$$R = \left| \left(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 \right)^{3/2} / (\ddot{x}\dot{y} - \dot{x}\ddot{y}) \right|.$$

Кинематический анализ механизма

Перемещение, скорость и ускорение точки В определяются уравнениями

$$\begin{aligned} S_B &= l \cdot (\sin(\beta(0^\circ)) - \sin(\beta(\varphi))); \\ v_B &= \frac{dS_B}{dt} = -l \cdot \cos(\beta) \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \omega_1; \\ a_B &= \frac{dv_B}{dt} = \frac{dv_B}{d\varphi} \cdot \omega_1. \end{aligned}$$

Для перемещения, скорости и ускорения точки А справедливы следующие соотношения

$$\begin{aligned} S_A(\varphi) &= S - S_B(90^\circ - \varphi); \\ v_A(\varphi) &= v_B(90^\circ - \varphi); \\ a_A(\varphi) &= -a_B(90^\circ - \varphi). \end{aligned}$$

Рассматривая кинематику звена 2 (рис. 3), нетрудно показать, что его угловая скорость определяется через абсолютные скорости точек его концов по формуле

$$\omega_{AB} = (v_A \sin(\beta) + v_B \cos(\beta)) / l,$$

а скорость центра тяжести $v_C(\varphi)$ согласно теореме косинусов запишется в виде

$$v_C = \sqrt{v_B^2 + (\omega_{AB} l)^2 / 4 - v_B \omega_{AB} l \cos(\beta)}.$$

Тогда угловое ускорение звена 2 и ускорение его центра тяжести вычисляются на основании выражений

$$\begin{aligned} \varepsilon_{AB} &= (d\omega_{AB}/d\varphi) \cdot \omega_1; \\ a_C &= (dv_C/d\varphi) \cdot \omega_1. \end{aligned}$$

Не затронутым остался вопрос о кинематике роликового узла 3 (рис. 2). Если его выполнить в виде, как изображено на рисунке 5, где позицией 1 обозначен «толкающий» ролик, а 2 – «направляющий», то для нахождения их угловых скоростей, которые обозначены через $\omega_B(\varphi)$ и $\omega_b(\varphi)$ соответственно, справедливы формулы (см. рис. 4, б)

$$\begin{aligned} \omega_B &= v_{B/b} / \rho; \\ \omega_b &= v_B / \rho', \end{aligned}$$

где $v_{B/b} = v_B \sin(\delta) + v_b \cos(\theta + \delta)$ – скорость точки В относительно б; $v_b = \omega_1 \cdot Ob$; ρ' – радиус «направляющих» роликов.

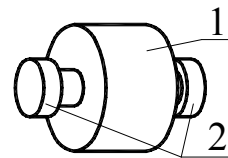


Рис. 5. Роликовый узел

Результаты кинематического анализа

Ниже приведены некоторые результаты кинематического анализа механизма Ферчайльда (рис. 6). Из рис. 6 можно судить о характере изменения кинематических характеристик механизма для $\varphi \in [0^\circ; 90^\circ]$.

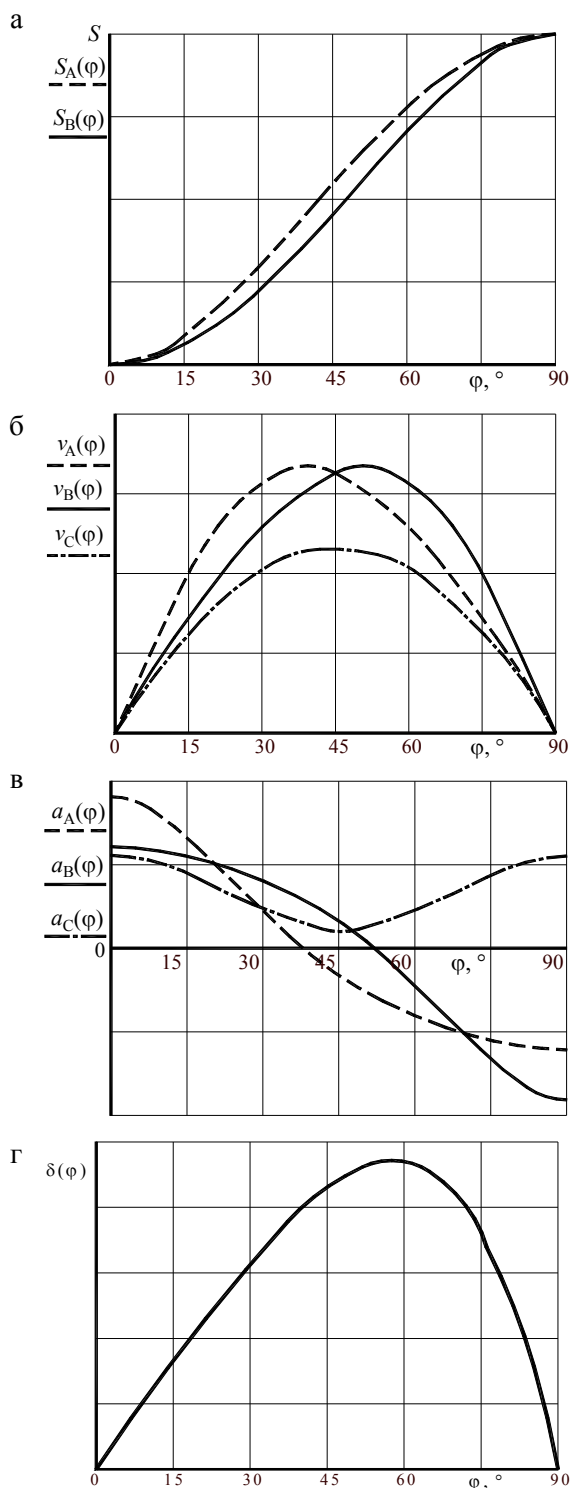


Рис. 6. Результаты кинематического анализа механизма: а – перемещение; б – скорость; в – ускорение; г – угол давления

Выводы

В настоящей статье описана конструкция механизма Ферчайльда, выполнены его структурный и кинематический анализы, причем кинематические параметры получены аналитически. С привлечением двух подходов выведены выражения, описывающие теоретический и действительный профили кулачка.

Несмотря на определенные недостатки механизма (большое количество подвижных деталей, наличие высших КП), он объединяет достоинства рычажных и кулачковых механизмов для поршневых машин (трение скольжение заменено на трение качения, тактность равна двум, отсутствие ротативности и трения поршней о стенки цилиндров, возможность организации двухстороннего рабочего процесса и использования принципа секционной конструкции).

Литература

1. Бугаец Е. Его величество – КПД // Двигатель. – 2003. – № 1, 2, 4, 5, 6. – 2004. – № 1, 2, 3.
2. Баландин С. С. Бесшатунные поршневые двигатели внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1968. – 152 с.
3. Фролов В.К. Ротативный пневматический двигатель. Патенты SU 1562497 (A1 51(5) F 02 B 57/00), SU 1679038 A1 (51(5) F 01 B 1/01).
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
5. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 592 с.
6. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров. – М.: Наука, 1981. – 704 с.

Рецензент: Ф.И. Абрамчук, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 20 октября 2007 г.