

Данная работа выполнена в рамках работы по заданию ГПНИ «Энергетические и ядерные процессы и технологии», подпрограмма «Энергетические процессы и технологии». Руководитель задания – профессор О. Н. Шабловский.

Литература

1. Белоцерковский, О. М. Турбулентность: новые подходы / О. М. Белоцерковский, А. М. Опарин, В. М. Чечеткин. – М. : Наука, 2003. – 286 с.
2. Кластерная модель структуры расплавов в погранслое и ее гидродинамическое описание при моделировании процессов кристаллизации полупроводников в космосе / А. В. Картавых [и др.] // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исслед. – 2004. – № 6. – С. 91–98.
3. Шабловский, О. Н. Нелинейные волновые уравнения и конкуренция источников энергии в двухкомпонентных системах / О. Н. Шабловский // Фундаментальные физико-математические проблемы и моделирование технико-технологических систем : сб. науч. тр. – М. : Янус-К, 2010. – Вып. 13. – С. 78–89.
4. Шабловский, О. Н. Нелинейное сопротивление и завихренность течения жидкости между коаксиальными вращающимися цилиндрами / О. Н. Шабловский, Д. Г. Кроль, И. А. Концевой // Ученые зап. Забайкал. гос. ун-та. Физика. Математика. Техника. Технология. – 2016. – Т. 11. – № 4. – С. 59–68.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШАТУННОЙ КРИВОЙ В МЕХАНИЗМАХ СЛОЖНОЙ СТРУКТУРЫ

А. В. Астрейко

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель Д. Г. Кроль

Рост научно-технического прогресса требует создания новых, более совершенных и точных механизмов и машин. Одним из путей создания таких машин является применение механизмов, имеющих улучшенные параметры. Использование плоских рычажных механизмов вместо механизмов с высшими кинематическими парами позволяет увеличить рабочие скорости машин и их производительность [1]. В настоящее время основу таких механизмов составляют группы Ассура II класса. Применение механизмов с группами Ассура третьего класса отличаются более сложными законами движения рабочих органов и применяются не столь широко [2]. Для проектирования плоских рычажных механизмов часто используются методы кинематической геометрии, в основе которых лежит анализ особых точек шатунной плоскости механизма.

Цель работы: определение параметров шатунной кривой точки механизма с группой Ассура III класса.

Рассмотрим плоский рычажный механизм (рис. 1), содержащий группу Ассура III класса, которая состоит из четырех звеньев с вращательными кинематическими парами. Известными параметрами являются длины звеньев l_{OA} , l_{AB} , l_{BD} , l_{DE} , l_{BC} , l_{CF} , l_{CD} , x_E , y_E , x_F , y_F .

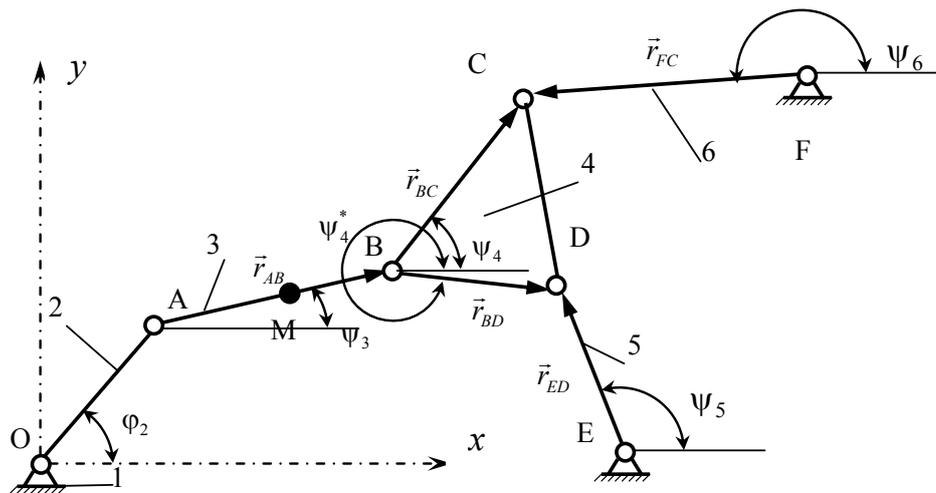


Рис. 1. Схема механизма и расположение двух контуров

Для определения неизвестных углов $\psi_3, \psi_4, \psi_5, \psi_6$, определяющих положения звеньев, рассмотрим два контура:

$$\vec{r}_A + \vec{r}_{AB} + \vec{r}_{BC} = \vec{r}_F + \vec{r}_{FC}, \quad \vec{r}_A + \vec{r}_{AB} + \vec{r}_{BD} = \vec{r}_E + \vec{r}_{ED}. \quad (1)$$

Спроецируем векторные уравнения (1) на координатные оси x и y и получим систему четырех нелинейных уравнений с четырьмя неизвестными $\psi_3, \psi_4, \psi_5, \psi_6$:

$$\begin{aligned} x_A + l_{AB} \cos \psi_3 + l_{BC} \cos \psi_4 &= x_F + l_{FC} \cos \psi_6, & y_A + l_{AB} \sin \psi_3 + l_{BC} \sin \psi_4 &= y_F + l_{FC} \sin \psi_6, \\ x_A + l_{AB} \cos \psi_3 + l_{BD} \cos(\psi_4^*) &= x_E + l_{DE} \cos \psi_5, & y_A + l_{AB} \sin \psi_3 + l_{BD} \sin(\psi_4^*) &= y_E + l_{DE} \sin \psi_5. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь принято, что $x_A = l_{OA} \cos \varphi_2$, $y_A = l_{OA} \sin \varphi_2$, $\psi_4^* = 2\pi - \angle CBD + \psi_4$. Решение системы уравнений (2) аналитическим методом связано с известными трудностями: координаты $\psi_3, \psi_4, \psi_5, \psi_6$ определяются из системы нелинейных уравнений, имеющих несколько вариантов решений (по количеству сборок механизмов). В общем случае (см. например [3]), для рассматриваемой группы Ассур III класса число сборок равно четырем. Систему уравнений (2) решали численным методом с помощью математического пакета MathCad. Единственность решения определяли корректным заданием начального значения углов $\psi_3, \psi_4, \psi_5, \psi_6$. Начальное приближение положений звеньев механизма было получено графоаналитическим способом с помощью метода геометрических мест [4]. Шатунными точками являются точки, принадлежащие звеньям, которые совершают сложное плоско-параллельное движение: звенья 3 и 4 в нашем механизме. Здесь для примера приведем результаты расчета для точки M , принадлежащей 3-му звену (рис. 1). Координаты точки M определяем по формулам:

$$x_M = x_A + l_{AM} \cos \psi_3, \quad y_M = y_A + l_{AM} \sin \psi_3. \quad (3)$$

Для определения радиуса кривизны шатунной кривой ρ , кривизны k и координат центров кривизны (точки K) воспользуемся формулами дифференциальной геометрии [5]:

$$\rho = \frac{\sqrt{(v_{Mx}^2 + v_{My}^2)^3}}{(v_{Mx}a_{My} - v_{My}a_{Mx})}, \quad (4)$$

$$x_K = x_M - \frac{v_{My}(v_{Mx}^2 + v_{My}^2)}{(v_{Mx}a_{My} - v_{My}a_{Mx})}, \quad y_K = y_M + \frac{v_{Mx}(v_{Mx}^2 + v_{My}^2)}{(v_{Mx}a_{My} - v_{My}a_{Mx})}, \quad (5)$$

где v_{Mx} , v_{My} , a_{Mx} , a_{My} – компоненты вектора скорости и вектора ускорения точки M на координатные оси x и y .

Для определения скорости и ускорения точки M воспользуемся системой уравнений (2). Продифференцируем данную систему по φ_2 (здесь данные уравнения не приводятся) и получим систему четырех линейных алгебраических уравнений с четырьмя неизвестными аналогами скоростей: $\frac{d\psi_3}{d\varphi_2}$, $\frac{d\psi_4}{d\varphi_2}$, $\frac{d\psi_5}{d\varphi_2}$, $\frac{d\psi_6}{d\varphi_2}$. Решаем

полученную систему и определяем аналоги скоростей. Продифференцировав еще раз полученную систему уравнений по φ_2 , найдем систему четырех линейных алгебраических уравнений с четырьмя аналогами ускорений: $\frac{d^2\psi_3}{d\varphi_2^2}$, $\frac{d^2\psi_4}{d\varphi_2^2}$, $\frac{d^2\psi_5}{d\varphi_2^2}$,

$\frac{d^2\psi_6}{d\varphi_2^2}$. Проекция аналога скорости точки $M \left(\frac{dx_M}{d\varphi_2}, \frac{dy_M}{d\varphi_2} \right)$ и аналога ускорения $\left(\frac{d^2x_M}{d\varphi_2^2}, \frac{d^2y_M}{d\varphi_2^2} \right)$, точки M на координатные оси x и y определяем, продифференцировав по φ_2 уравнения (3). Для краткости эти выражения здесь не приводятся. Компоненты вектора скорости и вектора ускорения точки M на координатные оси x и y выражаем по формулам:

$$v_{Mx} = \frac{dx_M}{d\varphi_2} \omega_2, \quad v_{My} = \frac{dy_M}{d\varphi_2} \omega_2, \quad a_{Mx} = \frac{d^2x_M}{d\varphi_2^2} \omega_2^2, \quad a_{My} = \frac{d^2y_M}{d\varphi_2^2} \omega_2^2,$$

где ω_2 – произвольное значение угловой скорости звена 2.

Результаты расчетов. Приведем здесь результаты расчета механизма при следующих входных параметрах: $l_{OA} = 0,1$ м, $l_{AB} = 0,3$ м, $l_{AK} = 0,15$ м, $l_{BD} = 0,2$ м, $l_{DE} = 0,3$ м, $l_{BC} = 0,2$ м, $l_{CF} = 0,3$ м, $l_{CD} = 0,2$ м, $x_F = 0,5$ м, $y_F = 0,2$ м, $x_E = 0,4$ м, $y_E = -0,2$ м.

На рис. 2 показана траектория шатунной точки (рис. 2, а), траектория центра кривизны шатунной кривой (рис. 2, б), зависимости радиуса кривизны (рис. 2, в) и кривизны (рис. 2, г) в зависимости от угла поворота кривошипа 2 (для наглядности на графиках рис. 2, в и г угол φ_2 указан в градусах).

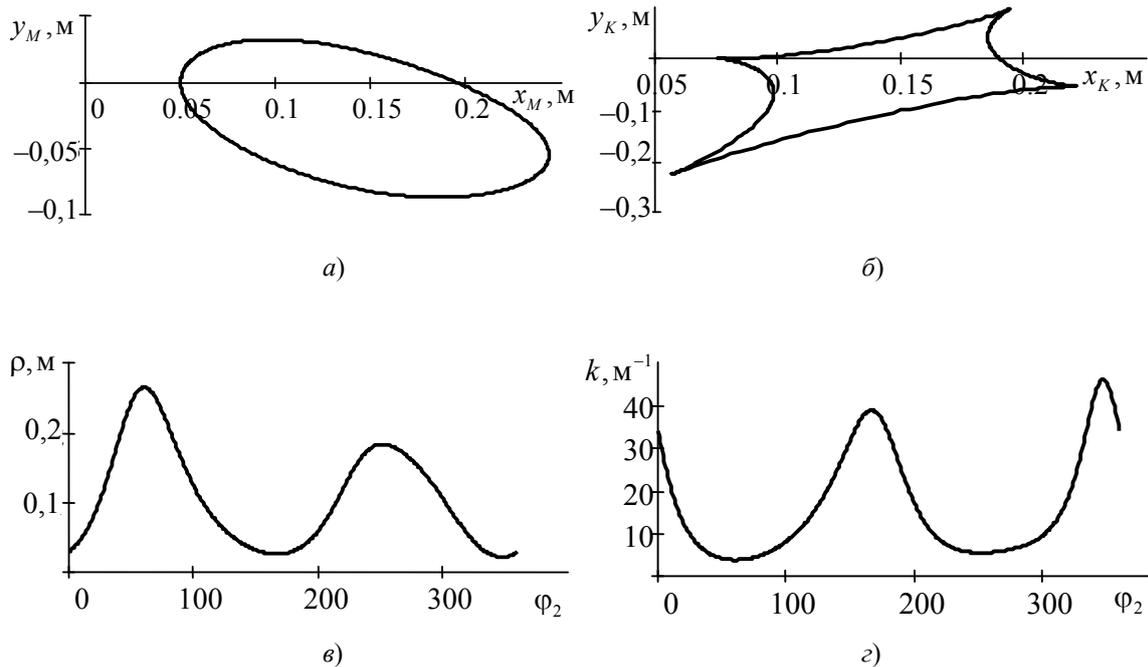


Рис. 2. Геометрические параметры шатунной кривой

В результате проведенных исследований получены параметры шатунных кривых в механизмах с группами Ассура III класса, которые могут применяться для синтеза и дальнейшего проектирования механизмов.

Литература

1. Wang, D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / D. Wang, W. Wang. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 484 p.
2. Джолдасбеков, У. А. Графо-аналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов / У. А. Джолдасбеков. – Алма-Ата, 1983. – 256 с.
3. Пейсах, Э. Е. Определение положений звеньев трехповодковой и двухповодковой четырехзвенных групп Ассура с вращательными парами / Э. Е. Пейсах // Машиноведение. – 1985. – № 5. – С. 55–61.
4. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
5. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1984. – 831 с.

КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В. С. Акулич

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель А. Т. Бельский

Качественные показатели зубчатой передачи дают возможность при ее проектировании оценить плавность и бесшумность зацепления, прочность и возможный износ зубьев колес в сравнении с другими передачами.