

КИНЕМАТИКА РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Рассматривается кинематика и элементы синтеза роторно-поршневого двигателя на основе планетарного зубчатого и кулисного рычажного механизмов. Предлагаемая конструкция позволяет создать роторно-поршневой двигатель с четырьмя рабочими камерами. Представлены формулы кинематических характеристик звеньев механизма.

Ключевые слова: кинематика, роторно-поршневой двигатель, планетарный механизм, кулисный механизм

Роторно-поршневые двигатели, несмотря на существующие недостатки, обладают рядом достоинств. Они имеют небольшие размеры и возможность организации непрерывного циклического движения рабочего тела при внешнем сгорании топлива. Поиск механизма, способного преобразовывать неравномерное вращательное движение поршней в равномерное вращательное движение выходного вала, является важной задачей.

В данной работе рассматривается возможность использования зубчато-рычажного механизма, структурная схема которого представлена на рисунке 1.

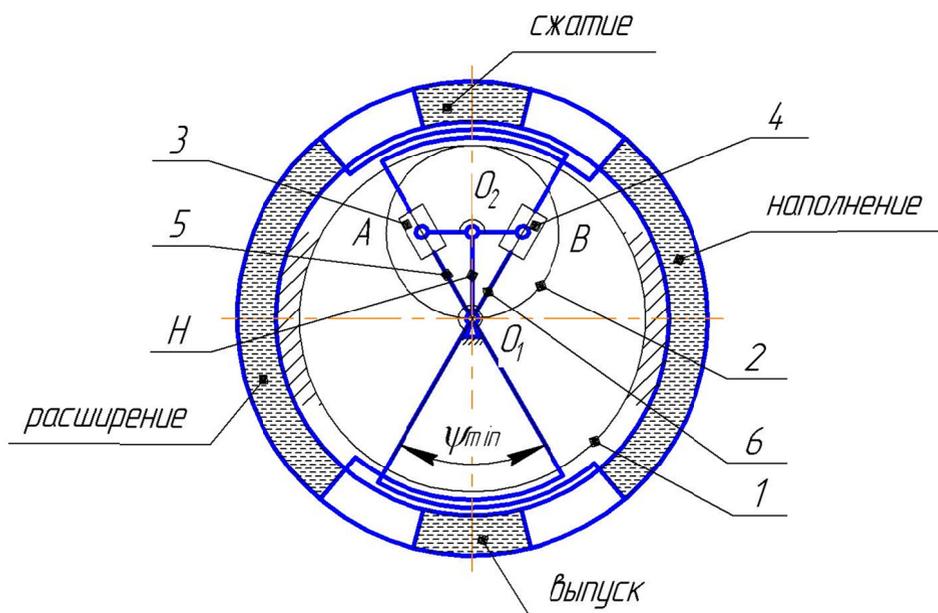


Рис. 1. Структурная схема механизма двигателя

Основой двигателя является планетарный механизм с центральным опорным колесом 1 и сателлитом 2. Водило H этого механизма является выходным звеном двигателя, которое передает крутящий момент потребителю движения.

Поршни двигателя жестко связаны с кулисами 5 и 6 кулисного механизма. Шарнирные кинематические пары A и B соединяют кулисные камни 3 и 4 с сателлитом 2.

Неравномерное вращение поршней изменяет угол ψ между кулисами. Изменение угла приводит к вращению сателлита и водила планетарного механизма.

В основе синтеза лежит выбор передаточного отношения планетарного механизма, которое, теоретически, может быть любым целым числом. Однако, увеличение передаточного отношения уменьшает прочность зубчатой передачи или значительно увеличивает её габаритные размеры. Поэтому в первом приближении можно выбрать передаточное число преобразованного механизма $u_{21}^H = z_1 / z_2 = 2$. Отсюда передаточное отношение планетарного механизма $i_{2H} = 1 - u_{21}^H = -1$. То есть, угловые скорости водила и сателлита равны, но противоположно направлены: $\omega_H = -\omega_2$.

В этом случае связанные с кулисами четыре поршня образуют четыре рабочие камеры, в которых последовательно происходят процессы наполнения, сжатия, расширения и выпуска.

Длину кривошипов кулисного механизма можно определить, задаваясь величиной минимального угла ψ_{\min} между кулисами. Отсюда:

$$O_2A = O_2B = r_2 \operatorname{tg} \frac{\psi_{\min}}{2}.$$

Кинематические характеристики звеньев кулисного механизма определяются с помощью замкнутых векторных контуров (рисунок 2).

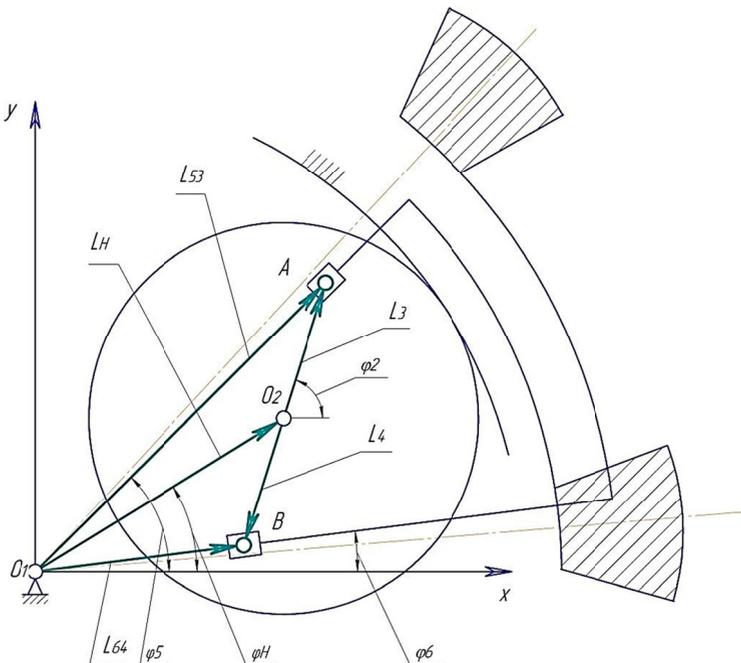


Рис. 2. Векторные контуры

На основании рисунка можно составить векторные уравнения замкнутости:

$$\begin{aligned} L_{53} &= L_H + L_3 ; \\ L_{64} &= L_H + L_4 . \end{aligned} \quad (1)$$

Проецируя первое векторное уравнение системы (1) на оси координат, можно получить:

$$\begin{aligned} L_{53} \cos \varphi_5 &= L_H \cos \varphi_H + L_3 \cos \varphi_2 ; \\ L_{53} \sin \varphi_5 &= L_H \sin \varphi_H + L_3 \sin \varphi_2 . \end{aligned}$$

Легко доказать, что угол поворота сателлита $\varphi_2 = \frac{\pi}{2} - \varphi_H$. С учётом этого:

$$\begin{aligned} L_{53} \cos \varphi_5 &= L_H \cos \varphi_H + L_3 \sin \varphi_H ; \\ L_{53} \sin \varphi_5 &= L_H \sin \varphi_H + L_3 \cos \varphi_H . \end{aligned} \quad (2)$$

Отсюда, выполняя преобразования, можно получить выражения для определения радиус-вектора точки A и угла поворота кулисы.

$$\begin{aligned} L_{53} &= \sqrt{L_H^2 + L_3^2 + 2L_H L_3 \cos 2\varphi_H} ; \\ \cos \varphi_5 &= \frac{L_H \cos \varphi_H + L_3 \sin \varphi_H}{L_{53}} ; \\ \sin \varphi_5 &= \frac{L_H \sin \varphi_H + L_3 \cos \varphi_H}{L_{53}} . \end{aligned}$$

Для решения второй задачи кинематики систему (2) можно продифференцировать по обобщенной координате φ_H :

$$\begin{aligned} L'_{53} \cos \varphi_5 - L_{53} \varphi'_5 \sin \varphi_5 &= -L_H \sin \varphi_H + L_3 \cos \varphi_H ; \\ L'_{53} \sin \varphi_5 + L_{53} \varphi'_5 \cos \varphi_5 &= L_H \cos \varphi_H - L_3 \sin \varphi_H . \end{aligned} \quad (3)$$

Отсюда легко определить передаточные функции скорости кулисы и кулисного камня в его относительном движении вдоль кулисы:

$$\begin{aligned} L'_{53} &= -L_H \sin(\varphi_H - \varphi_5) + L_3 \cos(\varphi_H - \varphi_5) ; \\ \varphi'_5 &= \frac{L_H \cos(\varphi_H - \varphi_5) - L_3 \sin(\varphi_H - \varphi_5)}{L_{53}} . \end{aligned}$$

Аналогично решается третья задача кинематики. После дифференцирования системы (3) по обобщенной координате φ_H , получаются уравнения:

$$\begin{aligned} L''_{53} \cos \varphi_5 - 2L'_{53} \varphi'_5 \sin \varphi_5 - L_{53} \varphi''_5 \sin \varphi_5 - L_{53} (\varphi'_5)^2 \cos \varphi_5 &= -L_H \cos \varphi_H - L_3 \sin \varphi_H ; \\ L''_{53} \sin \varphi_5 + 2L'_{53} \varphi'_5 \cos \varphi_5 + L_{53} \varphi''_5 \cos \varphi_5 - L_{53} (\varphi'_5)^2 \sin \varphi_5 &= -L_H \sin \varphi_H - L_3 \cos \varphi_H ; \end{aligned}$$

на основании которых определяются передаточные функции ускорения кулисы и кулисного камня в его относительном движении вдоль кулисы:

$$L_{53}''' = L_{53}(\varphi_5')^2 - L_H \cos(\varphi_H - \varphi_5) - L_3 \sin(\varphi_H - \varphi_5) ;$$

$$\varphi_5'' = \frac{-L_H \sin(\varphi_H - \varphi_5) - L_3 \cos(\varphi_H - \varphi_5) - 2L_{53}'\varphi_{53}'}{L_{53}} .$$

Аналогично, преобразовывая второе уравнение системы (1), можно получить уравнения для кулисы 6 и кулисного камня 4.

A. V. Komarov

KINEMATICS OF ROTARY-PISTON ENGINE BASED ON RACK-AND-LEVER MECHANISM

Considered kinematics and elements of synthesis of rotary-piston engine based on the planetary gear and rocker linkage. The proposed construction allows to create rotary-piston engine with four working chambers. The formulas for kinematic characteristics of machine elements.

Keywords: kinematics, rotary-piston engine, planetary gear, rocker mechanism.

Комаров Алексей Викторович — доцент кафедры «Теория механизмов и машин» ФГБОУ ВПО ПсковГУ, канд. техн. наук, доцент, alvicomm@mail.ru.

УДК 62-2

Д. В. Гринёв

К ВОПРОСУ О ЗАКОНЕ ИЗМЕНЕНИЯ УГЛА МЕЖДУ РЫЧАГАМИ РЫЧАЖНО-КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА Ю. Н. ЛУКЬЯНОВА

Рассматривается вопрос о выборе оптимального закона изменения угла между рычагами рычажно-кулачкового четырёхзвенного механизма.

Ключевые слова: рычажно-кулачковый механизм, угол между рычагами, закон изменения.

В настоящее время довольно широкое распространение получили роторно-лопастные машины. Данные конструкции используются при проектировании и изготовлении компрессоров, насосов, тепловых двигателей, расширительных машин.

Одним из основных узлов таких агрегатов является механизм преобразования движения лопастей во вращение выходного вала. Перспективным развитием класса подобных механизмов является рычажно-кулачковый четырёхзвенный механизм Ю. Н. Лукьянова (рис. 1) [1, 2, 3].