

УДК: 620.1.052:62-571.1:515.142

ОПРЕДЕЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫХ МЕХАНИЗМОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕОРЕМЫ ПИФАГОРА И ВЗАИМОСВЯЗИ ЗВЕНЬЕВ ЗАМКНУТЫХ КОНТУРОВ

Алмаматов Мыйманбай Закирович, д.т.н., профессор, Кыргызский государственный технический университет им. И. Раззакова, Кыргызстан, 720044, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66. Тел.: + (996 312) 59-51-98, e-mail: meiman56@mail.ru

Сонунбеков Данияр Тобокелович, соискатель, Кыргызский государственный технический университет им. И. Раззакова, Кыргызстан, 720044, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66. Тел.: + (996 312) 59-51-98, e-mail: sonunbekov.D.T.kg@mail.ru

Бубликова Юлия Сергеевна, инженер кафедры "МиС", Кыргызский государственный технический университет им. И. Раззакова, Кыргызстан, 720044, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова, 66. Тел.: + (996 312) 59-51-98, e-mail: julija.s_2@mail.ru

Аннотация. В статье предложена новая методика определения кинематических параметров кривошипно-ползунных механизмов, с использованием теоремы Пифагора. По существующей известной классической методике ТММ, для определения кинематических параметров отдельной точки звеньев, например, на шатуне требуется предварительно определить углы качания и угловой скорости шатуна, что усложняет решение задачи. Предложенная методика существенно упрощает определение кинематических параметров звеньев механизмов и совместное использование обоих методов облегчает решение задач.

Ключевые слова: Кривошипно-ползунный механизм, структура механизма, звено, группа Ассура, кинематические параметры.

DETERMINATION OF KINEMATIC PARAMETERS OF CRANK-SLIDER MECHANISMS USING THE PYTHAGOREAN THEOREM AND THE RELATIONSHIP OF THE LINKS OF CLOSED CIRCUITS

Almatov Myimanbai Zakirovich, doctor of Technical Sciences, professor, Kyrgyz State Technical University. I. Razzakova, Kyrgyzstan, 720044, Bishkek, Aitmatova Ave., 66. Tel.: + (996 312) 59-51-98, e-mail: meiman56@mail.ru

Sonunbekov Daniyar Tobokelovich, applicant, Kyrgyz State Technical University. I. Razzakova, 720044, Bishkek, Aitmatova Ave., 66. Tel.: + (996 312) 59-51-98 e-mail: sonunbekov.D.T.kg@mail.ru

Bublikova Julija Sergeevna, engineer of the department "MaS", Kyrgyz State Technical University. I. Razzakova, Kyrgyzstan, 720044, Bishkek, Aitmatova Ave., 66. Tel.: + (996 312) 59-51-98 e-mail: julija.s_2@mail.ru

Abstract. The article proposes a new method for determining the kinematic parameters of crank-slider mechanisms, using the Pythagorean theorem. According to the existing well-known classical TMM technique, to determine the kinematic parameters of a separate point of the links, for example, on the connecting rod, it is necessary to first determine the swing angles and angular velocity of the connecting rod, which complicates the solution of the problem. The proposed method greatly simplifies the determination of the kinematic parameters of the links of mechanisms and the combined use of both methods facilitates the solution of problems.

Keywords: Sliding crank mechanism, mechanism structure, link, Assur group, kinematic parameters.

По существующей известной классической методике ТММ, для определения кинематических параметров отдельной точки звеньев рычажных механизмов, требуется предварительно определить углы качания и угловой скорости этого звена, что усложняет решение задачи. По этой причине методики определения кинематических параметров точек звеньев рычажных механизмов остается актуальной задачей.

Рассмотрим новую методики определения кинематических параметров кривошипно-ползунных механизмов с использованием теоремы Пифагора и взаимосвязи звеньев замкнутых контуров. Схема кривошипно-ползунного механизма представлена на рис. 1.

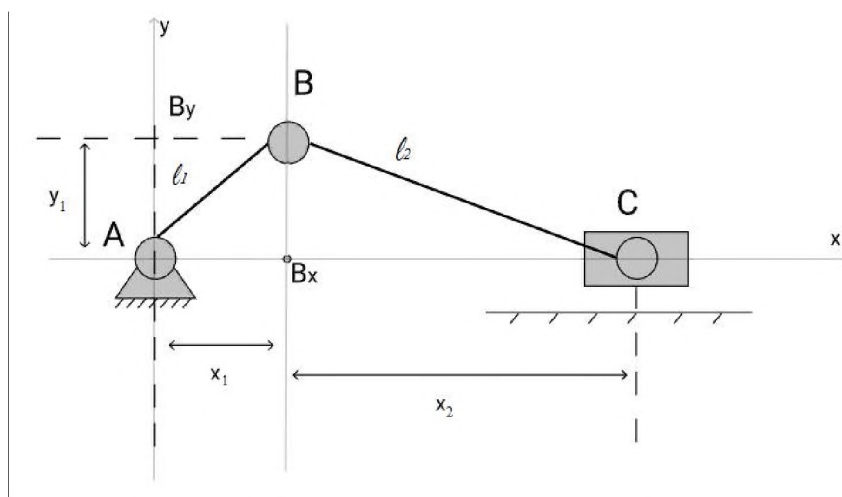


Рис.1. Схема кривошипно-ползунного механизма

где, А – кривошип, В – шатун, С – ползун, l_1 – длина кривошипа, l_2 – длина шатуна, B_x и B_y – координат точки В на осях x и y.

По теореме Пифагора из треугольников ΔABB_x и ΔB_xBC определяется

$$l_1^2 = x_1^2 + y_1^2 \quad (1)$$

$$l_2^2 = x_2^2 + (BB_x)^2 \quad (2)$$

С другой стороны координаты (значение) проекции на оси координат x и y точки В определяется

$$x_1 = l_1 \cos \varphi_1 \quad (3)$$

$$y_1 = l_1 \sin \varphi_1 \quad (4)$$

А также учтем, что

$$y_1 = BB_x \quad (5)$$

Из уравнения (2) определяем

$$x_2^2 = l_2^2 - y_1^2 \quad (6)$$

Из уравнения (6) определяется

$$x_2 = \pm \sqrt{l_2^2 - y_1^2} = \pm \sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi_1} \quad (7)$$

В реальных звеньях механизмов следует принимать знак (+) из рисунка (1) определяется координаты точки С

$$x_c = x_1 + x_2 \tag{8}$$

В уравнении (8) подставляя формулы (3) и (7) получим:

$$x_c = l_1 \cos \varphi_1 + \sqrt{l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi_1} \tag{9}$$

Рассмотрим дискриминант уравнения (9), который должен удовлетворить условие:

$$l_2^2 - l_1^2 \sin^2 \varphi_1 \geq 0 \tag{10}$$

$$l_2 \geq l_1 \sin \varphi_1 \tag{11}$$

Максимальное значение функции равно $\sin \varphi_1$, при $\varphi_1 = \pi/2$ $\sin \pi/2 = 1$. Тогда из уравнения (11) получим:

$$l_2 \geq l_1 \tag{12}$$

Условие (12) поясняется рисунком 2.

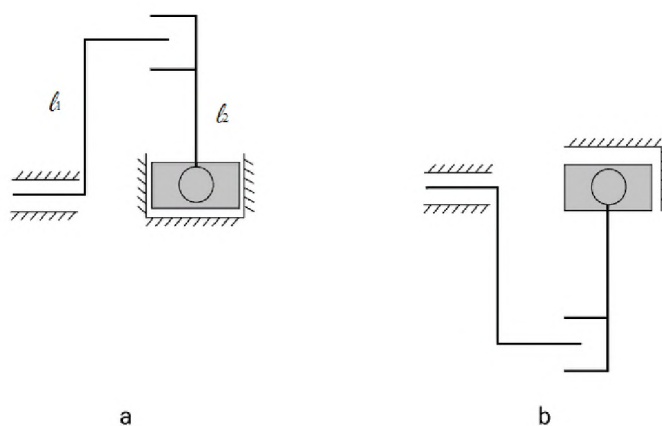


Рис.2. КПМ при равенстве кривошипа и шатуна $l_1 = l_2$

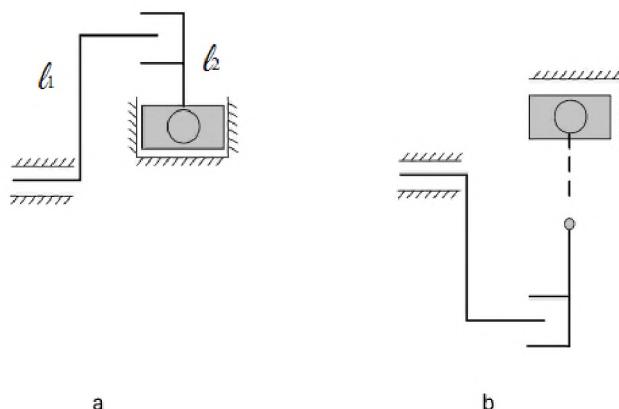


Рис.3. КПМ когда длина кривошипа больше чем шатун $l_1 > l_2$

На рисунке 2 показано положение звеньев механизма при условии $l_1 = l_2$ и $\varphi_1 = \pi/2$ (Рис.2а), механизм работоспособный, (Рис.2б) когда кривошип занимает положение $\varphi_1 = 3\pi/2$, механизм также работоспособен.

На рисунках 3 а и б показаны условия, когда при $l_1 > l_2$ (Рис.3а) кривошип занимает

положение $\varphi_1=3\pi/2$ и происходит разрыв связи шатуна 2 и ползуна 3, что недопустимо из условия работы механизма.

Определяем координаты точки М лежащей на шатуне между точками В и С. [4,5]

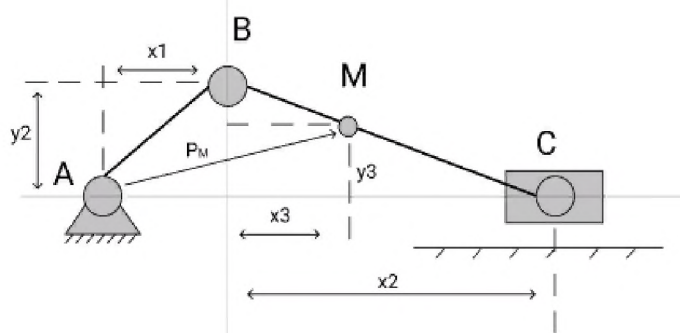


Рис.4. Схема КПМ с точкой М расположенной на шатуне

Координаты точки М известны и определяются по пропорции из соотношения действительного размера и чертежа.

$$\frac{BM}{BC} = \frac{x_3}{x_2} \tag{13}$$

С другой стороны

$$\frac{MC}{BC} = \frac{y_3}{y_1} \tag{14}$$

$$x_3 = \frac{BM}{BC} x_2 \tag{15}$$

$$y_3 = \frac{MC}{BC} y_1 \tag{16}$$

Отсюда определяем координаты точки М

$$x_M = x_1 + x_3 = l_1 \cos\varphi_1 + \frac{BM}{BC} x_2 \tag{17}$$

$$y_M = y_3 = \frac{MC}{BC} y_1 \tag{18}$$

Абсолютная координата точки М определяется

$$P_M = \sqrt{x_m^2 + y_m^2} \tag{19}$$

В уравнениях (17) и (18) поделив обе части уравнений на величину l_2 введя коэффициент $\lambda = l_1/l_2$ получаем безразмерную характеристику положений звеньев в зависимости от λ .

$$x_M = x_m l_2 = \frac{l_1}{l_2} \cos\varphi_1 + \frac{BM}{BC} \sqrt{\frac{l_2^2}{l_2^2} - \frac{l_1^2}{l_2^2} \sin^2\varphi_1} \tag{20}$$

Или

$$x_M = \lambda \cos\varphi + \frac{BM}{BC} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi_1} \tag{21}$$

$$y_M = \frac{MC}{BC} * \frac{l_1}{l_2} \sin\varphi_1 \tag{22}$$

Или

$$y_M = \frac{MC}{BC} * \lambda \sin \varphi_1 \quad (23)$$

С учетом уравнений (21) и (23) уравнение (19) также преобразуется

$$P_M = \frac{P_m}{l_2} = \sqrt{x_m^2 + y_m^2} \quad (24)$$

$$P_M = \sqrt{\left(\lambda \cos \varphi_1 + \frac{BM}{BC} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_1}\right)^2 + \left(\frac{BM}{BC} \lambda \sin \varphi_1\right)^2} \quad (25)$$

Выводы

Предложена новая методика определения кинематических параметров рычажных механизмов, которая исключает использование сложных тригонометрических функции, которая приведена на примере определения кинематических параметров кривошипно-ползунного механизма. Для определения положение звеньев механизма составляются система уравнений с использованием теоремы Пифагора, и используются взаимосвязь замкнутых контуров.

Использование двух методов для определения кинематических параметров звеньев увеличивает возможности анализа соотношений звеньев, для выбора оптимальных параметров.

Литература

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин /И.И.Артоболевский. - М. Наука. 1988.
2. Дворников Л.Т. Универсальная структурная классификация механизмов /Л.Т.Дворников. //Метод.указ. -Новокузнецк: СИБГИУ.- 2012.-С.39. Refernces
3. Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and machines / I.I.Artobolevsky. - M.Nauka. 1985 2. Dvornikov L.T. Universal structural classification of mechanisms / L.T. Dvornikov. // Method. -Novokuznetsk: SIBGIU. - 2012.-p. -39.
4. Алмаматов М.З. Управление режимами движения механизмов переменной структуры (МПС) / Алмаматов М.З., Мырзалиева Н.О., Бейшенкулова А.Э.// Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. 2012. № 26. С. 95-99.
5. Алмаматов М.З. Синтез механизмов высоких классов с использованием группы Бурместера / Алмаматов М.З., Халов Р.Ш., Сонколов М.Ж., Орозалиева И.Ж. // Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. 2019. № 1 (49). С. 74-79.