

## ВИКОРИСТАННЯ ШАТУННИХ КРИВИХ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ДВОКРИВОШИПНИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ З РЕГУЛЬОВАНОЮ АМПЛІТУДОЮ КОЛИВАННЯ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

В статті розглянуто питання аналізу та синтезу двокривошипних важільних механізмів з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки, одержаних з використанням шатунних кривих базового механізму, яка конструктивно легко досягається зміною положення центра обертання вихідної ланки. Такі механізми можуть бути зв'язані з системами автоматичного керування.

Ключові слова: важільні механізми, шатунні криві, коливання швидкості, кут передачі, коефіцієнт нерівномірності руху, коефіцієнт динамічності.

KINYSKYI YA.T., HOLOVKO O.V., MARCHENKO M.V.  
Khmelnyskyi National University

### THE USAGE OF COUPLER CURVES FOR THE DESIGNING OF DOUBLE-CRANKED LINKAGE MECHANISMS WITH ADJUSTABLE RANGE OF ANGULAR VELOCITY OF THE OUTPUT LINK

**Abstrac** – The paper deals with the problems of analysis and synthesis of the double-cranked linkage mechanisms with adjustable range of angular velocity of the output link which is obtained by using of the coupler curves of the base mechanism by means of the changing of the rotation center of the output link. On the basis of the algorithm which is specified in the paper, the Mathcad-program which allows to perform an analytical research of the kinematical parameters of the mechanism was made up. It enabled to determine the influence of the rotation center position of the output link into the values of the coefficients of the movement irregularity and dynamism. The diagrams of these values changing were made up and it is possible to find an appropriate adjustment range or, on the contrary, it is possible to find corresponding values of the movement irregularity coefficient and dynamism coefficient using given values of the axial distance of the mechanism. Using that data it is possible to enlarge the design and functional capabilities of the mechanisms and to create more simple transmission mechanisms with rotation motion of the output link which enables to adjust the amplitude of the oscillations of the output link. Such mechanisms can be used in the drives of the different vibrating machines and can be easily connected with the systems of automatic control

**Keywords:** double-cranked linkage, coupler curves, velocity oscillation, transmission angle, coefficient of the movement irregularity, coefficient of the dynamism.

В сучасній техніці отримали застосування механізми, які забезпечують при сталому обертовому русі вхідної ланки нерівномірний обертовий рух вихідної ланки. Як ми вже відзначали в попередніх роботах [1, 2], до таких механізмів відносяться зубчасті механізми з некруглими колесам [4], які мають у своєму складі вищу кінематичну пару, та важільні механізми: двокривошипний кулісний та двокривошипний шарнірний чотириланковий механізми. Аналіз та синтез двокривошипних чотириланкових важільних механізмів за заданим коефіцієнтом нерівномірності руху вихідної ланки або коефіцієнтом динамічності наведено у вказаних роботах.

Далі розглянемо аналіз та синтез двокривошипних важільних механізмів (рис.1, а), одержаних з використанням шатунних кривих базового механізму. Для прикладу за базовий механізм приймемо кривошипно-повзунний механізм (ланки 0, 1, 2, 3), до якого у точці С приєднаємо структурну групу II класу III виду (ланки 4 і 5), причому центр обертання ланки 5 розмістимо в середині шатунної кривої, яку описує точка С. У такому випадку ланка 5 також буде здійснювати обертовий рух зі змінною кутовою швидкістю. Міняючи положення точки С на шатуні 2 або центра обертання ланки 5 в середині шатунної кривої, змінюємо амплітуду коливання кутової швидкості цієї ланки.

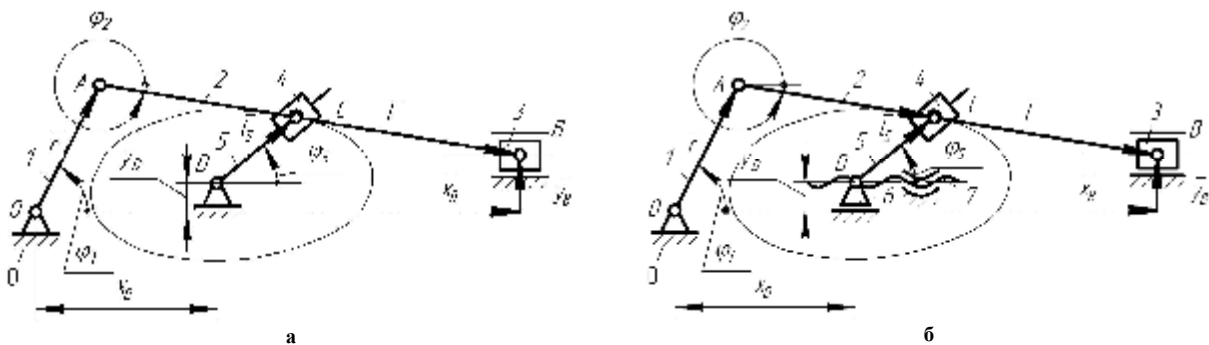


Рис.1. Двокривошипний шарнірний чотириланковий механізм: а)  $a = \text{const}$ ; б)  $a \neq \text{const}$

На рисунку 1, б зображено кінематичну схему двокривошипного шестиланкового важільного механізму з регульованою міжосьовою відстанню  $a = OD = \sqrt{x_D^2 + y_D^2}$ . В цьому механізмі куліса 5 встановлена на рухомій опорі 6 і стає другим кривошипом, положення якої регулюється гвинтом 7, що дозволяє змінювати міжосьову відстань  $a$ . При рівномірному обертанні кривошипа 1 ланка 5 обертається

нерівномірно. Характеристиками такого руху є коефіцієнти нерівномірності руху  $\delta$  та динамічності  $\epsilon_d$ , які знаходяться за відомими формулами [1 – 6]:

$$\delta = \frac{\omega_{5\max} - \omega_{5\min}}{\omega_c}, \quad \epsilon_d = \frac{\epsilon_{5\max}}{\omega_c^2}, \quad (1)$$

де  $\omega_{5\max}$ ,  $\omega_{5\min}$  – відповідно максимальна і мінімальна кутова швидкість ланки 5;  
 $\omega_c$  – її середня кутова швидкість, у нашому випадку  $\omega_c = \omega_1$ ;  
 $\epsilon_{5\max}$  – максимальне кутове прискорення ланки 5.

Для визначення основних кінематичних параметрів механізму використаємо метод замкнених векторних контурів [4, 5]. Цей механізм можна зобразити у вигляді двох замкнених векторних контурів  $OAB$  (рис. 1), для яких маємо такі векторні рівняння:

$$\vec{r} + \vec{l} = \vec{x}_B + \vec{y}_B, \quad (2)$$

$$\vec{r} + \vec{l}_{AC} = \vec{x}_D + \vec{y}_D + \vec{l}_5, \quad (3)$$

де  $r = l_{OA}$ ,  $l = l_{AB}$ ,  $l_5 = l_{CD}$ .

Спроекуємо ці векторні контури на координатні осі  $x$  і  $y$  та запишемо рівняння проєкцій на них:

$$r \cos\varphi_1 + l \cos\varphi_2 = x_B, \quad r \sin\varphi_1 + l \sin\varphi_2 = y_B; \quad (4)$$

$$r \cos\varphi_1 + l_{AC} \cos\varphi_2 = x_D + l_5 \cos\varphi_5, \quad r \sin\varphi_1 + l_{AC} \sin\varphi_2 = y_D + l_5 \sin\varphi_5, \quad (5)$$

де  $\varphi_1$  — узагальнена координата (кут повороту кривошипа  $OA$ ).

Значення кутів  $\varphi_2$  і  $\varphi_5$  можна одержати відповідно із рівнянь (4) і (5):

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{y_B - r \sin \varphi_1}{l}; \quad \varphi_5 = \arctg \frac{r \sin \varphi_1 + l_{AC} \sin \varphi_2 - y_D}{r \cos \varphi_1 + l_{AC} \cos \varphi_2 - x_D}. \quad (6)$$

Диференціюючи рівняння (6) за узагальненою координатою механізму  $\varphi_1$ , одержимо залежності для визначення аналогів кутових швидкостей шатуна 2  $\varphi'_2 = d\varphi_2 / d\varphi_1$  та ланки 5  $\varphi'_5 = d\varphi_5 / d\varphi_1$ . Повторно диференціюючи рівняння (6) за узагальненою координатою механізму  $\varphi_1$ , одержимо залежності для визначення аналогів кутових прискорень відповідних ланок:  $\varphi''_2 = d\varphi'_2 / d\varphi_1 = d\varphi_2^2 / d\varphi_1^2$  та  $\varphi''_5 = d\varphi'_5 / d\varphi_1 = d\varphi_5^2 / d\varphi_1^2$ .

Знаючи аналоги швидкостей і прискорень, знаходимо дійсні фізичні величини за формулами [4, 5] ( $\omega_1 = \text{const}$ ):

$$\omega_2 = \varphi'_2 \omega_1, \quad \omega_5 = \varphi'_5 \omega_1, \quad \epsilon_2 = \varphi''_2 \omega_1^2, \quad \epsilon_5 = \varphi''_5 \omega_1^2, \quad (8)$$

де  $\omega_i$  – кутова швидкість відповідної ланки ( $i=2$  або 5);

$\epsilon_i$  – їх кутові прискорення.

При  $\omega_1 = 1$  швидкості та прискорення чисельно дорівнюють відповідним аналогам.

На основі вказаного алгоритму було складено комп'ютерну програму в системі Mathcad [6], яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики цих механізмів і встановити вплив положення центра обертання ланки 5 на характер зміни основних кінематичних параметрів руху вихідної ланки, зокрема на величину її коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності.

На рисунках 2 – 4 наведені основні кінематичні діаграми ланки 5 залежно від міжосьової відстані  $x_D$  ( $x_{D\min} < x_D < x_{D\max}$ ). Аналогічні діаграми можна одержати зміною положення центра обертання ланки 5 вздовж осі ординат чи відносно будь-якої іншої прямої.

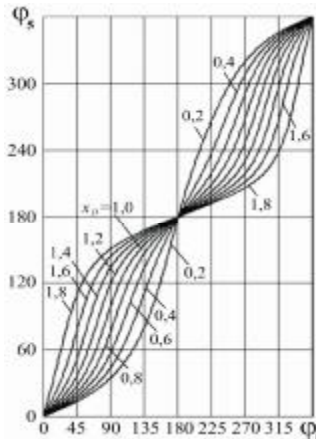


Рис. 2. Діаграми кутових переміщень ланки 5

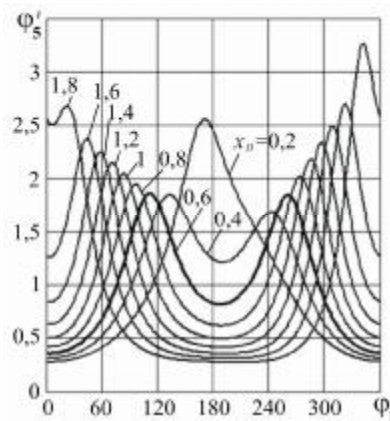


Рис. 3. Діаграми аналогів кутових швидкостей ланки 5

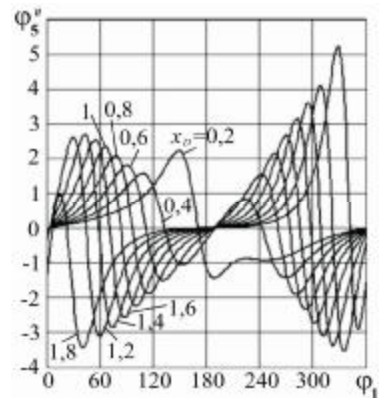


Рис. 4. Діаграми аналогів кутових прискорень ланки 5

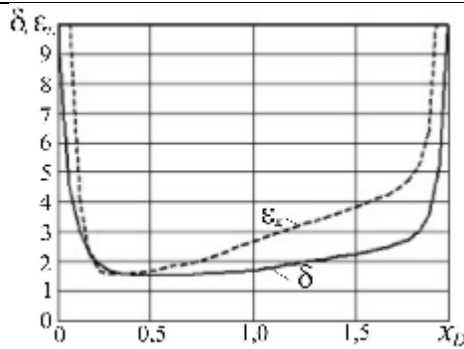


Рис. 5. Діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху  $\delta$  та динамічності  $\epsilon_d$

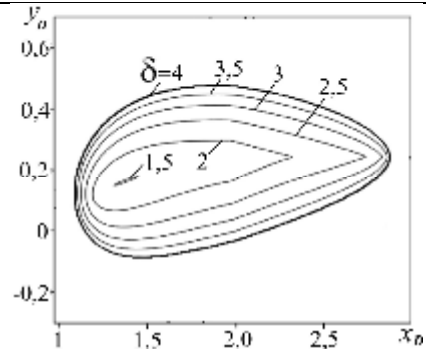


Рис. 6. Ізолії коефіцієнтів нерівномірності руху  $\delta$

На рисунку 5 наведено діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху  $\delta$  та динамічності  $\epsilon_d$  залежно від міжосьової відстані  $x_D$  ( $x_{D\min} < x_D < x_{D\max}$ ). За допомогою цих діаграм, знаючи потрібні значення  $\delta$  або  $\epsilon_d$ , можна знайти відповідний діапазон регулювання положення центра обертання ланки 5 або навпаки, знаючи положення центра обертання ланки 5, можна знайти відповідне значення  $\delta$  чи  $\epsilon_d$ .

На рисунку 6 наведено геометричні місця (ізолії) однакових коефіцієнтів нерівномірності руху вихідної ланки 5 залежно від положення центра її обертання в межах шатунної кривої. Змінюючи положення точки С на відповідних лініях, змінюємо закон руху вихідної ланки при одному і тому ж значенні  $\delta$ .

#### Висновки

На основі вказаного в роботі алгоритму було складено комп'ютерну програму в системі Mathcad, яка дозволила виконати аналітичне дослідження кінематики двокривошипного шестиланкового механізму і встановити вплив величини міжосьової відстані на характер зміни основних параметрів руху вихідної ланки, зокрема на величину коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності. Побудовано діаграми зміни їх величин, за допомогою яких, знаючи потрібні їх значення, можна знайти відповідний діапазон регулювання міжосьової відстані або, навпаки, знаючи величину міжосьової відстані, можна знайти відповідні значення коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності. Використання наведених даних дозволяє розширити конструктивні та функціональні можливості вказаних механізмів і створити прості за конструкцією передаточні механізми обертового руху, які забезпечують регулювання амплітуди коливання вихідної ланки. Такі механізми можна використовувати в приводах різних вібраційних машин, вони можуть бути легко пов'язані з системами автоматичного керування машин.

#### Література

1. Кіницький Я.Т. Аналіз і синтез двокривошипного кулісного механізму з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки / Я. Т. Кіницький, О.В. Головка, М.В. Марченко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – №2. – С. 18–22.
2. Кіницький Я.Т. Двокривошипні чотириланкові механізми з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки / Я. Т. Кіницький, О.В. Головка, М.В. Марченко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – №4. – С. 14–19.
3. Кожевников С.Н. Механизмы. Справочник / С.Н Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин // . – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.
4. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
5. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
6. Дьяконов В. Mathcad 2000: учебный курс / В. Дьяконов . – СПб.: Питер, 2001. – 592 с.

#### References

1. Kinyuky Y.A.T., Holovko O.V., Marchenko M.V. Analysis and synthesis of two-cranked rocker mechanism with adjustable angular velocity amplitude of output link. – Khmelnytskyi: Visnyk KhNU, №2, 2013. – P. 18–22.
2. Kinyuky Y.A.T., Holovko O.V., Marchenko M.V. Four-bar linkages with adjustable angular velocity amplitude of output link. – Khmelnytskyi: Visnyk KhNU, № 4, 2013. – P. 14–19.
3. Kozhevnikov S.N., Esipenko J.I., Raskin J.M. Mechanisms. Handbook. – Moscow: Mashinostroenie, 1976. – 784 p.
4. Artobolevsky I. Theory of mechanisms and machines. – Moscow: Nauka, 1988. – 640 p.
5. Kinyuky J.T. Theory of mechanisms and machines. – Kyiv: Naukova Dumka, 2002. – 660 p.
6. Dyakonov V. Mathcad 2000: training course. – St.P: 2001. – 592 p.

Рецензія/Peer review : 26.5.2015 р.

Надрукована/Printed : 15.5.2015 р.  
Рецензент: д.т.н., проф. Стечишин М.С.