



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **98746** (13) **U**
(51) МПК (2015.01)
F16H 25/00
F16H 25/16 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2014 11129	(72) Винахідник(и): Кіницький Ярослав Тимофійович (UA), Головко Олена Володимирівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 13.10.2014	(73) Власник(и): ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ, вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.05.2015	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 12.05.2015, Бюл.№ 9	

(54) СПОСІБ ВИКОРИСТАННЯ ШАТУННИХ КРИВИХ ДЛЯ ПРОЕКТУВАННЯ ДВОКРИВОШИПНИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ З РЕГУЛЬОВАНОЮ АМПЛІТУДОЮ КОЛИВАННЯ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

(57) Реферат:

Спосіб використання шатунних кривих для проектування двокривошипних важільних механізмів з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки включає знаходження центра обертання вихідної ланки. Структурну групу II класу III виду приєднують до шатуна в точці, яка описує шатунну криву, траєкторія якої відрізняється від кола. Центр обертання вихідної ланки розміщують в середині шатунної кривої, яку описує точка приєднання, що дозволяє вихідній ланці здійснювати обертовий рух зі змінною кутовою швидкістю. Змінюючи положення точки приєднання вихідної ланки на шатуні або її центр обертання змінюється амплітуда коливання кутової швидкості цієї ланки.

UA 98746 U

Спосіб належить до машинобудування, а саме до механізмів, в яких потрібно забезпечити при рівномірному обертанні вхідної ланки нерівномірне обертання вихідної ланки з регульованою амплітудою коливання її кутової швидкості.

Відомі механізми, які дозволяють одержати нерівномірний обертовий рух вихідної ланки [1]. До таких механізмів належать зубчасті механізми з некруглими колесами [1, рис. 3.27-3.28], які мають у своєму складі вищу кінематичну пару і складні у виготовленні, та важільні механізми [1, с. 158; рис. 2.57, с. 77; рис. 2.69, с. 79]. Більш прості у виготовленні є важільні механізми, зокрема двокривошипні чотириланкові важільні механізми з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки [2, фіг. 1, 2, с. 2].

Найбільш близьким аналогом за технічною суттю і дією до способу, що пропонується, є спосіб синтезу двокривошипного кулісного механізму [2, фіг. 2, с. 2] з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки, в якому структурна група 2-3 (повзун 2 з кулісою 3) приєднана до кривошипа 1 у точці В, яка описує коло, а за допомогою гвинтової передачі 4-5 змінюється міжосьова відстань між центрами обертання вхідної та вихідної ланок.

Недоліком такого способу регулювання амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки є порівняно обмежений діапазон зміни коефіцієнтів нерівномірності і динамічності руху вихідної ланки.

В основу корисної моделі поставлена задача - розширення діапазону зміни коефіцієнтів нерівномірності і динамічності руху вихідної ланки.

Поставлена задача вирішується тим, що спосіб використання шатунних кривих для проектування двокривошипних важільних механізмів з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки, який включає знаходження центра обертання вихідної ланки, згідно з корисною моделлю, структурну групу II класу III виду приєднують до шатуна в точці, яка описує шатунну криву, траєкторія якої відрізняється від кола, при цьому центр обертання вихідної ланки розміщують в середині шатунної кривої, яку описує точка приєднання, що дозволяє вихідній ланці здійснювати обертовий рух зі змінною кутовою швидкістю, а змінюючи положення точки приєднання вихідної ланки на шатуні або її центр обертання змінюють амплітуду коливання кутової швидкості цієї ланки.

На кресленнях представлено:

фіг. 1. - Кінематична схема двокривошипного шестиланкового важільного механізму з регульованою міжосьовою відстанню.

фіг. 2. - Діаграми кутових переміщень ланки 5.

фіг. 3. - Діаграми аналогів кутових швидкостей ланки 5.

фіг. 4. - Діаграми аналогів кутових прискорень ланки 5.

фіг. 5.- Діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху δ та динамічності ε_d .

фіг. 6. - Ізолінії коефіцієнтів нерівномірності руху δ .

Алгоритм реалізації обчислень наступний:

1. Для прикладу виконання вибирають кривошипно-повзунний механізм (фіг. 1) (ланки 0, 1, 2, 3).

2. Визначають шатунну криву (траєкторія точки С) даного механізму (рис. 1). [3, с. 58-60].

3. До механізму у точці С приєднують структурну групу II класу III виду (за класифікацією Ассура-Артоболовського, ланки 4 і 5), причому центр обертання вихідної ланки 5 розміщують в середині шатунної кривої, яку описує точка С. В 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, змінюється амплітуда коливання кутової швидкості цієї ланки. Конструктивно більш зручно регулювання здійснювати зміною положення центра обертання ланки 5, яке можна здійснювати навіть під час руху механізму. Такі механізми легко вписуються в системи автоматичного керування машин.

4. Кулісу 5 встановлюють на рухомій опорі 6 і стає другим кривошипом, положення якої

регулюють гвинтом 7, що дозволяє змінювати міжосьову відстань a ($a = OD = \sqrt{x_D^2 + y_D^2}$). При рівномірному обертанні кривошипа 1 ланка 5 обертається нерівномірно.

5. Згідно з [3], за наступними формулами (1), знаходяться коефіцієнт нерівномірності руху δ та динамічності ε_d :

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

де $\varepsilon_{5\max}$, $\omega_{5\min}$ - відповідно максимальна і мінімальна кутова швидкість ланки 5;

ω_c - її середня кутова швидкість, у нашому випадку $\omega_c = \omega_1$;

ε_{5max} - максимальне кутове прискорення ланки 5.

6. Для визначення основних кінематичних параметрів механізму використовується метод замкнених векторних контурів [3]. Цей механізм можна зобразити у вигляді двох замкнених векторних контурів OAB (фіг. 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 $r = l_{OA}$, $l = l_{AB}$, $l_5 = l_{CD}$.

Спроектують ці векторні контури на координатні осі x і y та записують 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 φ_1 - узагальнена координата (кут повороту кривошипа).

Значення кутів φ_2 і φ_5 можна одержати відповідно із рівнянь (4) і (5):

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

Диференціюючи рівняння (6) за узагальненою координатою механізму φ_1 , одержують залежності для визначення аналогів кутових швидкостей шатуна 2 $\dot{\varphi}_2 = d\varphi_2/d\varphi_1$, та ланки 5 $\dot{\varphi}_5 = d\varphi_5/d\varphi_1$. Повторно диференціюючи рівняння (6) за узагальненою координатою механізму φ_1 , одержуються залежності для визначення аналогів кутових прискорень відповідних ланок:

$$\ddot{\varphi}_2 = d\dot{\varphi}_2/d\varphi_1 = d\varphi_2^2/d^2\varphi_1 \quad \text{та} \quad \ddot{\varphi}_5 = d\dot{\varphi}_5/d\varphi_1 = d\varphi_5^2/d^2\varphi_1.$$

Знаючи аналоги швидкостей і прискорень, знаходять дійсні фізичні величини за формулами.

[1] ($\omega_1 = \text{const}$):

$$\varphi_2 = \dot{\varphi}_2 \omega_1, \quad \varphi_5 = \dot{\varphi}_5 \omega_1, \quad \varepsilon_2 = \ddot{\varphi}_2 \omega_1^2, \quad \varepsilon_5 = \ddot{\varphi}_5 \omega_1^2, \quad (7)$$

де ω_i - кутова швидкість відповідної ланки ($i=2$ або 5);

ε_i - їх кутові прискорення.

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

7. На основі вказаного алгоритму складається комп'ютерна програма в системі Mathcad [4], яка дозволяє виконати аналітичне дослідження кінематики 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 фіг. 2-4 наведені основні кінематичні діаграми ланки 5 залежно від відстані x_D ($x_{Dmin} < x_D < x_{Dmax}$). Аналогічні діаграми можна одержати зміною положення центра обертання ланки 5 вздовж осі ординат чи відносно будь-якої іншої прямої.

На фіг. 5 наведені діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху δ та динамічності ε_d залежно від відстані x_D ($x_{Dmin} < x_D < x_{Dmax}$). За допомогою цих діаграм, знаючи потрібні значення δ або ε_d , можна знайти відповідний діапазон регулювання положення центра обертання ланки 5 або навпаки, знаючи положення центра обертання ланки 5, можна знайти відповідне значення δ чи ε_d .

На фіг. 6 наведено приклад геометричних місць (ізоліній) однакових значень коефіцієнтів нерівномірності руху δ в межах $1,5 \leq \delta \leq 4$. Вибираючи різні точки на цих лініях ми не змінюємо коефіцієнт нерівномірності руху вихідної ланки, проте змінюємо її закон руху.

Таким чином, використовуючи шатунні криві для проектування двокривошипних важільних механізмів з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки, що включає знаходження центра обертання вихідної ланки, що знаходиться в середині шатунної кривої,

можна розширити діапазони зміни коефіцієнтів нерівномірності та динамічності руху вихідної ланки та її закони руху.

Запропонований спосіб може бути застосований до будь-яких плоских важільних механізмів з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки.

5

Джерела інформації:

1. Кожевников С.Н. Механизмы. Справочник / С.Н. Кожевников, Я.И. Есипенко, Я.М. Раскин. - М.: Машиностроение, 1976. - 784 с.

10

2. Пат. № 87123 України, МПК кл. F16H 25/00. Двокривошипні чотириланкові важільні механізми з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки / Я.Т. Кіницький, О.В. Головка; заявник і патентовласник Хмельницький національний університет - № u201308826; заявл. 15.07.2013; опубл. 27.01.2014, Бюл. № 2. - 4 с.: іл.

3. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я.Т. Кіницький. - К.: Наукова думка, 2002. - 660 с.

15

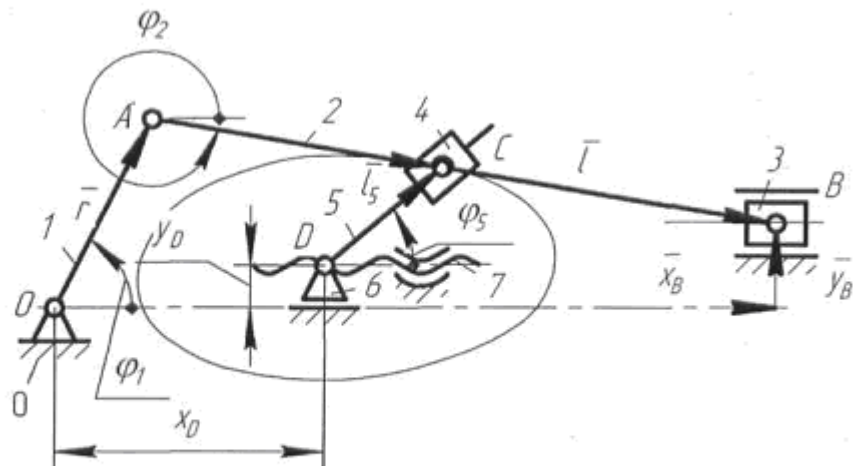
4. Дьяконов В. Mathcad 2000: учебный курс. - СПб.: Питер, 2001. - 592 с.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

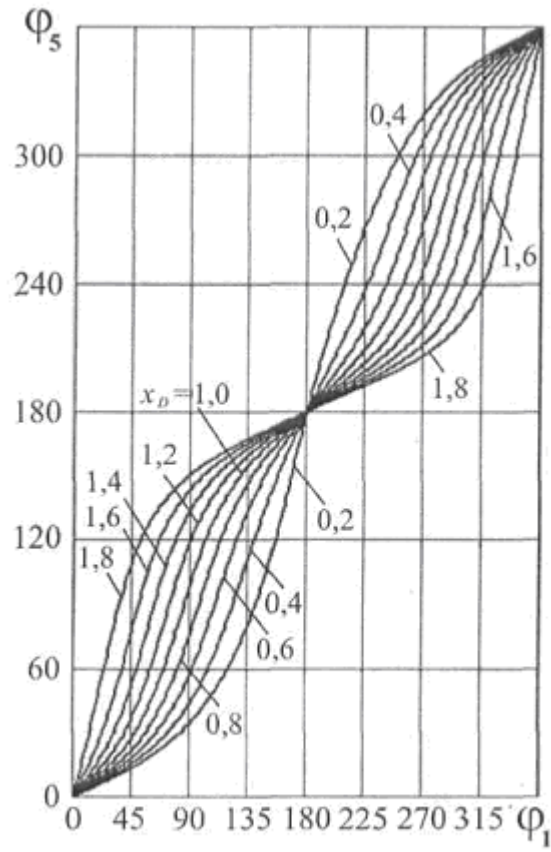
20

Спосіб використання шатунних кривих для проектування двокривошипних важільних механізмів з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки, який включає знаходження центра обертання вихідної ланки, який **відрізняється** тим, що структурну групу II класу III виду приєднують до шатуну в точці, яка описує шатунну криву, траєкторія якої відрізняється від кола, при цьому центр обертання вихідної ланки розміщують в середині шатунної кривої, яку описує точка приєднання, що дозволяє вихідній ланці здійснювати

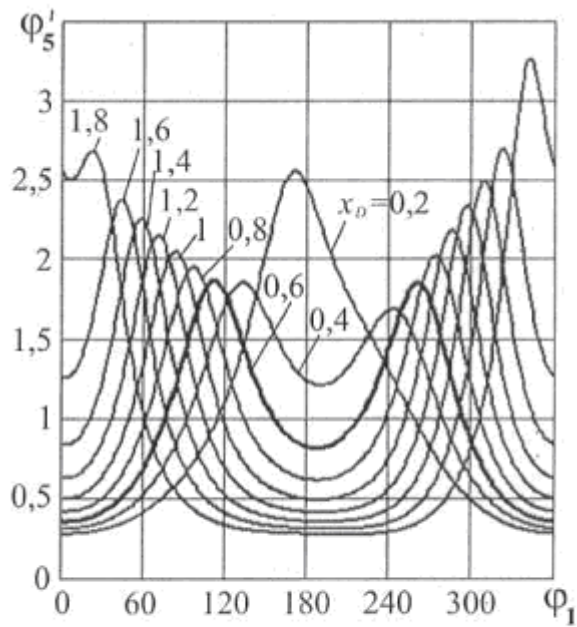
25
обертовий рух зі змінною кутовою швидкістю, а змінюючи положення точки приєднання вихідної ланки на шатуні або її центр обертання змінюється амплітуда коливання кутової швидкості цієї ланки.



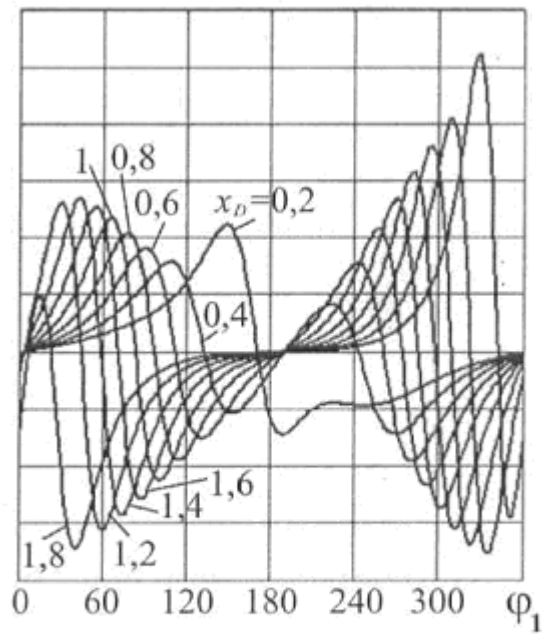
фiг.1



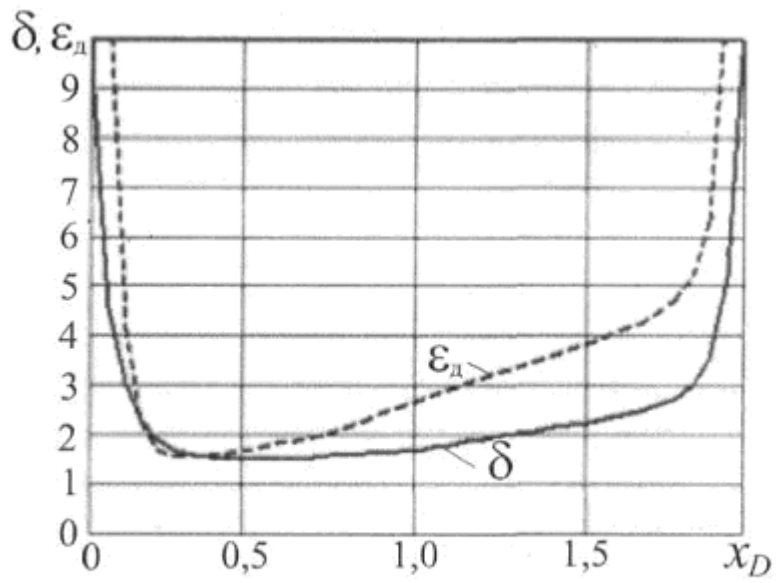
φir.2



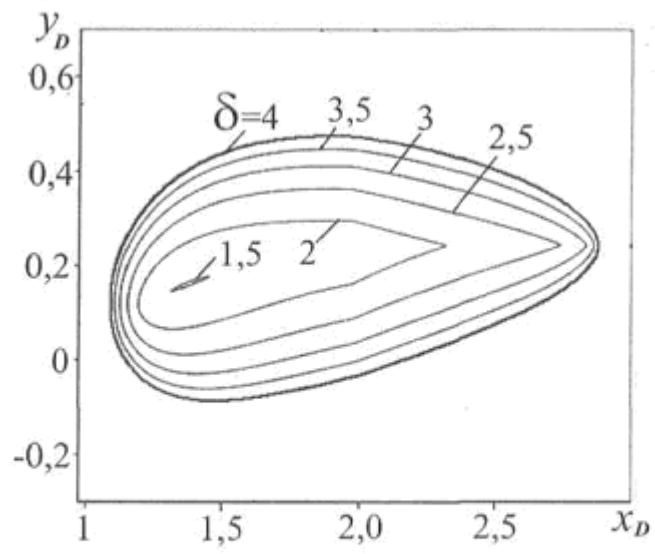
φir.3



фиг.4



фиг.5



фiр.6

Комп'ютерна верстка І. Скворцова

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601