

УДК 621-01

*В.Р. Пасіка, Р.В. Пилип**Українська академія друкарства*

### **ЗУБЧАСТИЙ ДИФЕРЕНЦІАЛ У КРИВОШИПНО-ВАЖІЛЬНОМУ МЕХАНІЗМІ ЯК ФАКТОР ЗБІЛЬШЕННЯ ХОДУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ**

*Обґрунтовується доцільність застосування диференціального зубчастого контуру в комбінованому кривошипно-важільному механізмі з точки зору впливу на максимальні переміщення вихідної ланки. Показано, що введення диференціального зубчастого контуру дозволяє збільшити хід вихідної ланки приблизно на 50%.*

*Кривошип, важільний механізм, диференціальний зубчастий механізм, штанцювальний прес*

Сьогодні при розробленні та проектуванні нового обладнання потрібен доволі кваліфікований підхід, щоб зробити його конкурентним на ринку. Одними з вимог є мінімальні енерго- та металомісткість. Це враховують при удосконаленні існуючого або створенні принципово нового обладнання. В академії друкарства ведуться роботи [4] зі створення плоскоциліндрових штанцювальних пресів з нерухомою штанцювальною формою, які служать для отримання розгортки картонного пакування. Такі преси спроможні конкурувати з дорогими зарубіжними. Їх можна ефективно використовувати на малих і середніх підприємствах, де ще й досі застосовують переобладнані плоскодрукарські машини, які морально застаріли та вимагають значних енергозатрат.

Прес з нерухомою штанцювальною формою вигідно відрізняється тим, що перекочування циліндра по формі в прямому і зворотному напрямках є робочим. Однак при значних форматах заготовки потрібно забезпечити перекочування циліндра на значні відстані. Зробити це досить складно, до того ж потрібно зберегти достатню жорсткість системи приводу, дотриматися заданого циклу роботи машини. У роботі [5] коротко описуються виконавчі механізми приводу плоскодрукарських пресів і виокремлюється кривошипно-важільний диференціальний механізм [3] (рис. 1) як такий, що має низку переваг над відомими. Цей механізм мусить бути достатньо жорстким, оскільки передає зусилля через зубчасті колеса безпосередньо до циліндра. Основна перевага його полягає в тому, що він забезпечує великі переміщення вихідної ланки і має досить компактні розміри. Цього досягнуто завдяки диференціальному зубчастому контуру, що містить зубчастий сектор, жорстко з'єднаний з коромислом 3, і три зубчастих колеса 5, 6, 8. Якщо відкинути зубчасті колеса, то отримаємо кривошипно-важільний зубчастий механізм, який складається з шарнірного чотириланковика  $OABO_1$ , кривошипно-повзунного механізму  $O_1CD$ , зубчастого колеса 6 та нерухомої зубчастої рейки 7 (рис. 2).

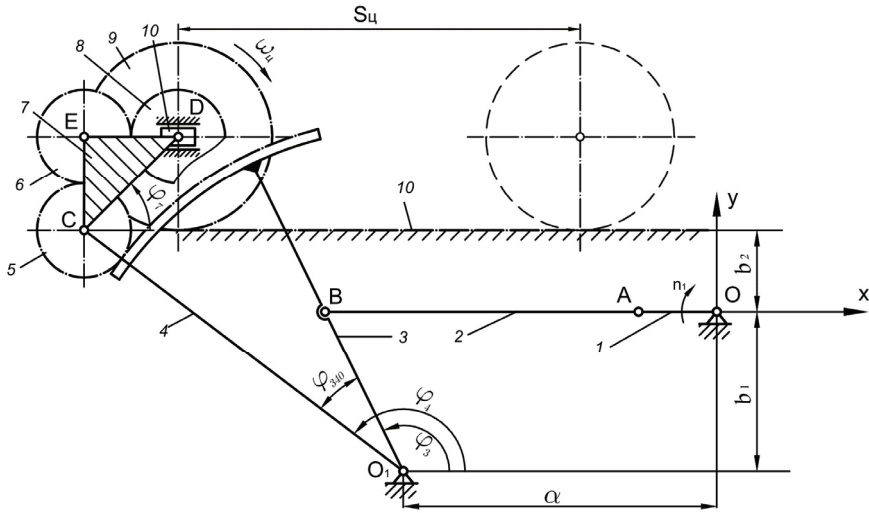


Рис. 1. Кінематична схема кривошипно-важільного диференціального механізму

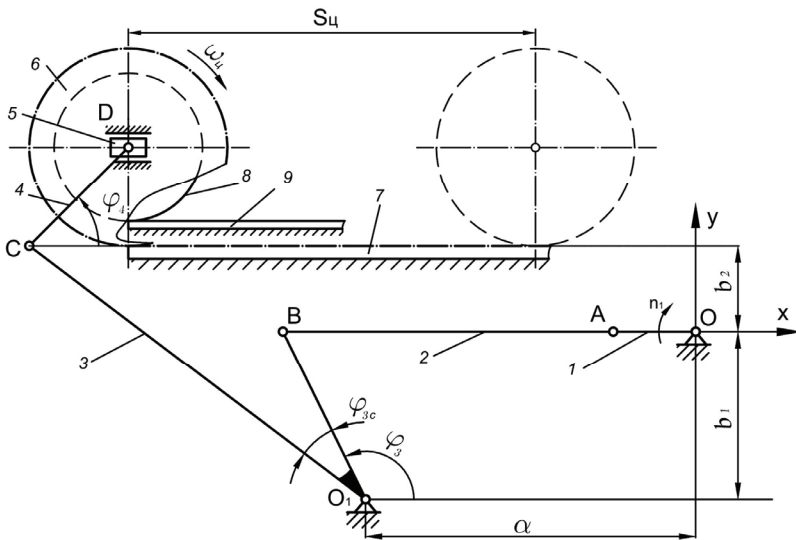


Рис. 2. Кінематична схема кривошипно-важільного зубчастого механізму

Проаналізуємо вплив диференціального зубчастого контуру на величину ходу натискного циліндра. Механізм, поданий на рис. 2, працює таким чином. Вихідна ланка, коромисло  $BO_1C$  шарнірного чотириланковика  $OABO_1$  є вхідною ланкою для важільного механізму  $O_1CD$ . Від кривошипа 1 через шатун 2 у коливний рух приводиться коромисло 3, яке через шатун 4 переміщає повзун 5. 3 повзуном 5 з'єднані осі зубчастого колеса 6 і натискного циліндра 8. Зубчасте колесо 6 входить у зачеплення із зубчастою рейкою 7, і після одержання прямо-

лінійного руху осі натискний циліндр 8 перекочується нерухомою формою 9. Отримавши прямолінійний рух, повзун забезпечує перекочування зубчастого колеса 6 завдяки зачепленню його з нерухомою зубчастою рейкою 7.

Для визначення переміщення циліндра задаємося системою координат  $xOy$  з початком у центрі обертання кривошипа  $O$ . Користуючись результатами роботи [1], визначаємо кут  $\varphi_3$  ланки  $l_{O_1B}$ :

$$\varphi_3 = \arctg \frac{y_{O_1} - y_A}{x_{O_1} - x_A} - \arccos \frac{l_2^2 + l_{BO_1}^2 - l_{AO_1}^2}{2l_2 l_{BO_1}} - \arccos \frac{l_2^2 + l_{AO_1}^2 - l_{BO_1}^2}{2l_2 l_{AO_1}}, \quad (1)$$

де  $l_{AO_1} = \sqrt{(y_{O_1} - y_A)^2 + (x_{O_1} - x_A)^2}$ ;  $y_{O_1} = -b_1$  і  $x_{O_1} = -a$  – відомі з умови задачі,

$x_A = l_1 \cos(\varphi_1)$ ,  $y_A = l_1 \sin(\varphi_1)$ ;  $\varphi_1$  – кут нахилу кривошипа до осі абсцис.

Для кривошипно-повзунного механізму кут  $\varphi_{3П}$  нахилу ланки  $O_1C$  встановлюється залежністю

$$\varphi_{3П} = \varphi_{3П} + \varphi_{3с} \quad (2)$$

Знаючи кут нахилу  $\varphi_{3П}$ , визначаємо змінне положення циліндра:

$$S_{Ц} = x_{O_1} + l_{O_1C} \cos(\varphi_{3П}) + l_4 \cos(\varphi_4), \quad (3)$$

де  $l_{O_1C}$  – довжина ланки  $O_1C$ .

Кут нахилу  $\varphi_4$  ланки  $CD$  можна знайти за залежністю [1]:

$$\varphi_4 = \arcsin \frac{e - l_{O_1C} \sin(\varphi_{3П})}{l_4}, \quad (4)$$

де  $e = b_1 + b_2 + r_6$ ,  $l_4$  – довжина ланки  $CD$ .

Довжина поточного переміщення циліндра визначатиметься так:

$$S_{Ц} = |x_{D_0} - S_{Ц}| = -x_{D_0} + x_{O_1} + l_{O_1C} \cos(\varphi_{3П}) + l_4 \cos(\varphi_4). \quad (5)$$

Для знаходження конкретних переміщень циліндра задаємося геометричними параметрами та розмірами ланок механізму (у метрах):  $a = 0,4$ ;  $b_1 = 0,203$ ;  $b_2 = 0,103$ ;  $l_1 = 0,1$ ;  $l_2 = 0,4$ ;  $l_{BO_1} = 0,227$ ;  $l_{CO_1} = 0,51$ ;  $l_4 = 0,170$ ;  $r_6 = 0,12$ . Результати переміщення наведено на рис 3.

У розглянутому механізмі для збільшення ходу циліндра потрібно нарощувати величину ланок, але при цьому і зростає загальний габаритний розмір механізму.

Як уже зазначалося, введення в механізм диференціалу зубчастих коліс дасть змогу збільшити хід циліндра не змінюючи розміри шарнірного чотириланковика і кривошипно-повзунного механізму.

Доповнивши кривошипно-важільний механізм диференціалом зубчастих коліс, отримаємо кривошипно-важільний диференціальний механізм (див. рис. 1). Визначимо переміщення натискного циліндра. Шарнірний чотирилан-

ковик 1–3, що приводиться в дію від кривошипа 1, надає коливний рух сектору, жорстко закріпленому на коромислі 3. Сектор через зубчасті колеса 4, 6, 8 приводить у рух зубчасте колесо 9, жорстко з'єднане із зубчастим колесом 8, і входить у зачеплення з нерухомою зубчастою рейкою 11. Прямолінійно обертювий рух циліндра відбувається за допомогою повзуна 10, який рухається на прямої, паралельній рейці. Ланки 4 та 7 забезпечують міжцентрові відстані між зубчастими колесами.

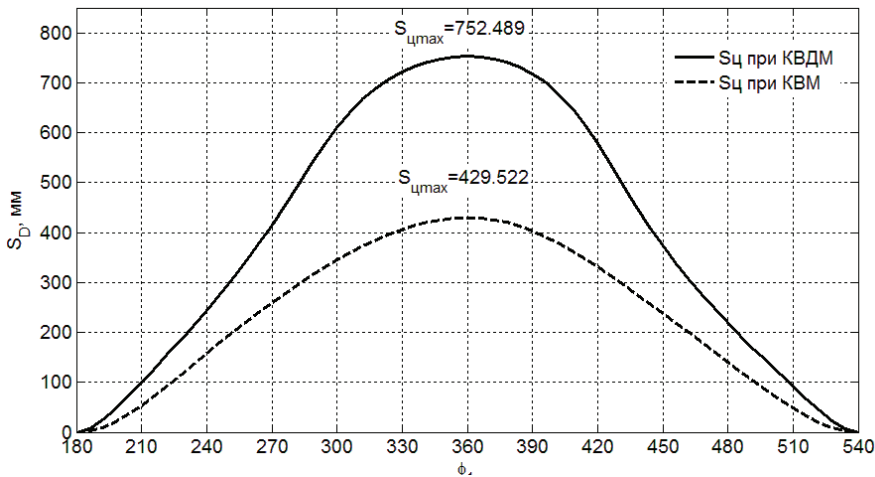


Рис. 3. Графік переміщення циліндра  $S_{ц}$  від кута повороту  $\phi_3$  кривошипа OA

Аналогічно до попереднього механізму задамося системою координат  $xOy$ . Для визначення ходу циліндра потрібно розв'язати систему рівнянь. Одне з них (5) описує переміщення циліндра через кривошипно-повзунний механізм. У цьому рівнянні кут  $\phi_{3П}$  кривошипно-важільного механізму відповідає куту  $\phi_4$  кривошипно-важільного диференціального механізму, кут  $\phi_4 \rightarrow \phi_7$ , довжина ланки  $l_{O_1C} \rightarrow l_4$ , ланка  $l_4 \rightarrow l_7$ , колесо  $r_6 \rightarrow r_9$ . Урахувавши це, отримаємо

$$S_{ц} = -x_{D_0} + x_{O_1} + l_4 \cos(\phi_4) + l_7 \cos(\phi_7). \quad (6)$$

Рівняння (2) [5] описує те саме переміщення через диференціальний контур, введений у кривошипно-важільний механізм:

$$S_{ц} = \frac{r_5 r_9}{r_8} (\phi_{40} - \phi_4) + \frac{r_3 r_9}{r_8} (\phi_{340} - \phi_4 + \phi_3), \quad (7)$$

де  $\phi_{40}$  – кут нахилу ланки  $O_1C$  у крайньому лівому положенні.

Кут хитання  $\phi_3$  визначається аналогічно, як і для попереднього механізму за рівнянням (1).

Прирівнюючи праві частини рівнянь (6) і (7), матимемо нелінійне тригонометричне рівняння відносно кута  $\phi_4$ . Для знаходження розв'язку переміщення використано систему рівнянь з нерівностей (6) та (7). У результаті одержали складне нелінійне тригонометричне рівняння, яке не має символічного розв'язку.

Розв'язок рівняння отримали числовим способом. З використанням математичного пакета MATLAB числовим методом визначено кут хитання  $\varphi_4$ . Підставивши значення кута  $\varphi_4$  у рівняння (6), встановили переміщення циліндра  $S_{\text{ц}}$ .

Визначаємо конкретні переміщення циліндра, задавшись розмірами зубчастих коліс, зберігши при цьому розміри кривошипно-важільного механізму (у метрах):  $a = 0,4$ ,  $b_1 = 0,203$ ,  $b_2 = 0,103$ ,  $l_1 = 0,1$ ,  $l_2 = 0,4$ ,  $l_{BO_1} = 0,227$ ,  $l_4 = 0,51$ ,  $l_7 = 0,170$ ,  $r_3 = 0,450$ ,  $r_5 = r_6 = r_8 = 0,450$ . Результати наведено на рис. 3. Як бачимо, максимальне переміщення циліндра для кривошипно-важільного механізму становить  $S_{\text{ц}} = 429,52$  мм, а при наявності кривошипно-важільного диференціального механізму –  $S_{\text{ц}} = 752,48$ , тобто зросло на 75%.

Таким чином, уведення диференціала зубчастих коліс зумовило значне збільшення ходу осі циліндра без зміни габаритних розмірів механізму. Досліджуваний кривошипно-важільний диференціальний механізм вирізняється більшою металомісткістю порівняно з КВМ, що в певній мірі нівелює досягнутий результат. Але якщо врахувати, що кривошипно-важільний механізм для збільшення ходу потребує більших розмірів і забезпечення певної жорсткості, то усе це призведе до значного зростання металомісткості.

Розроблення та впровадження нового плоскоциліндрового штанцювального обладнання є перспективним для малих і середніх підприємств.

1. Пасіка В.Р. Кінематичний аналіз механізмів з групами Ассура I і II видів / В.Р. Пасіка // Наукові записки. Львів: Укр. акад. друкарства, 2001. – Вип. 3. – С. 12–16. 2. Пасіка В.Р. Аналіз механізму приводу штанцювального преса / В.Р. Пасіка, Р.В. Пилип // Упаковка. – 2013. – №1. – С. 42–44. 3. Пат № 91308 Україна. МПК (2009) F16J7/00. Пристрій поступально реверсивного переміщення вихідної ланки / Чехман Я.І., Шустикевич А. І., Пилип Р. В. – № 200910142; заявл. 06.10.2009; опубл. 12.07.2010. Бюл. № 13. – 2 с. 4. Розробка наукових основ для оптимізаційного проектування висікальних машин плоскоциліндрового типу: Звіт по бюджетній темі Б 104-04. – Львів: Укр. акад. друкарства, 2006. – 124 с. 5. Чехман Я.І. Альтернативні виконавчі механізми приводів плоскоциліндрових пресів / Я.І. Чехман, А.І. Шустикевич, Р.В. Пилип // Упаковка. – 2012. – №1. – С. 57–61.

## **ЗУБЧАТЫЙ ДИФФЕРЕНЦИАЛ В КРИВОШИПНО-РЫЧАЖНОМ МЕХАНИЗМЕ КАК ФАКТОР УВЕЛИЧЕНИЯ ХОДА ВЫХОДНОГО ЗВЕНА**

*Обосновывается целесообразность применения дифференциального зубчатого контура в комбинированном кривошипно-рычажном механизме с точки зрения влияния на максимальные перемещения выходного звена. Показано, что введение дифференциального зубчатого контура позволяет увеличить ход выходного звена приблизительно на 50%.*

## **INFLUENCE ON THE COURSE NOTCHED DIFFERENTIALS CYLINDER AXIS IN CRANK-LEVER DIFFERENTIAL MECHANISM**

*The expediency of the use of a differential gear circuit combined crank-lever mechanism, in terms of impact on the maximum displacement output unit. The comparison of the maximum displacement with and without differential circuit in crank-lever.*

*Стаття надійшла 15.04.2013*

УДК 003.24:004.942

**В.З. Майк**

*Українська академія друкарства*

## **АНАЛІЗ ВПЛИВУ РОЗМІРУ І ФОРМИ ЕЛЕМЕНТУ СИМВОЛА ШРИФТУ БРАЙЛЯ НА ЙОГО ІНТЕГРАЛЬНІ ОЦІНКИ**

*За допомогою комп'ютерного симулювання побудовано множини профілів елементу символу шрифту Брайля і визначено вплив його форми на інтегральні оцінки.*

***Шрифт Брайля, геометричні параметри, інтегральні оцінки, моделювання символу, симулятор***

Для незрячих і слабозорих людей вміння читати і писати за Брайлем є ключем до грамотності, успішного працевлаштування та незалежності. Шрифт Брайля — рельєфно-крапковий шрифт для письма і читання незрячими, розроблений французьким тифлопедагогом Л. Брайлем. В основі брайлівського шрифту лежить комбінація випуклих крапок (до 6).

Шрифт Брайля – система, яка дозволяє людям з вадами зору отримувати інформацію за допомогою дотику, щоб створити розуміння, згадування чи просто фактичне пізнання. Рельєфно-крапкова писемність відкрила незрячим широкий доступ до скарбниць людської культури, накопиченої суспільством за всю історію свого існування [1].

Шрифт Брайля не є окремою мовою, а лише методом передачі інформації, дає можливість користувачеві читати тактильним способом.

Згідно з ГОСТ Р 50917-96 головними параметрами елементу символу (крапки шрифту Брайля) є: висота елементу символу; основний діаметр елементу символу – діаметр основи символу на поверхні носія даних; висота елементу символу – підвищення зображення елементу символу над поверхнею носія даних. Основними параметрами символу є його висота і ширина та крок друку [2].

У доступних офіційних джерелах (ГОСТ Р 50917-96) у примітках наводиться означення: за елемент символу прийнято випукле округле зображення на носії даних з геометричними розмірами, що визначаються пороговими значеннями тактильного сприйняття зображення [2].

Відсутність методів і приладів для вимірювання параметрів шрифту Брайля і методів математичного опису форми елементу символу унеможливує математичний аналіз й оптимальний вибір параметрів шрифту Брайля на стадії його проектування, виробництва та при експлуатації.