

УДК 62-185.4

**І.А. Швець, викл.**

*Первомайська філія національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Первомайськ, Україна*

*E-mail: sheva\_pt@ukr.net*

## Методика проектування безударних кулачків чотиритактних швидкохідних поршневих двигунів

В статті описано проблеми, що призводять до появи динамічних навантажень на складові елементи механізму газорозподілу. Запропоновано шляхи вирішення зазначеної проблеми за допомогою нової методики профілювання, що базується на розкладенні функції в ряд. Представлено аналітичні вирази для визначення вихідних параметрів руху штовхача.

**кулачковий механізм, динамічні навантаження, безударний кулачок, механізм газорозподілу**

**И.А. Швец, препод.**

*Первомайский филиал национального университета имени адмирала Макарова, Первомайск, Украина*

## Методика проектирования безударных кулачков четырехтактных быстроходных поршневых двигателей

В статье описаны проблемы, приводящие к появлению динамических нагрузок на составляющие элементы механизма газораспределения. Предложены пути решения данной проблемы с помощью новой методики профилирования, основанный на разложении функции в ряд. Представлены аналитические выражения для определения исходных параметров движения толкателя.

**кулачковый механизм, динамические нагрузки, безударный кулачок, механизм газораспределения**

**Постановка проблеми.** Підвищення ефективності роботи двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), працюючих в складі сільськогосподарських машин та силових установок різного функціонального призначення (трактори, мобільні електростанції, мотопомпи, та інші), є одним з пріоритетних напрямів розвитку машинного парку аграрного сектору України. Поточні матеріальні витрати споживача на паливо-мастильні матеріали, ремонти і поточне обслуговування ДВЗ, впливають на кінцеву вартість сільськогосподарської продукції, і тому необхідно застосовувати заходи щодо їх зниження.

Ефективність протікання робочого циклу ДВЗ залежить від ефективної роботи його механізмів та систем. В свою чергу, ефективна та безвідмовна робота механізмів ДВЗ залежить від надійного функціонування їх складових елементів.

Так, ефективність роботи механізму газорозподілу (МГР) характеризується якістю протікання процесу газообміну в циліндрі двигуна, що прямо впливає на економічність роботи ДВЗ в цілому. Своєчасне та якісне заповнення циліндру робочим тілом, очищення камери згоряння від відпрацьованих газів, це і є ті основні завдання, які повинен забезпечувати МГР для забезпечення умов нормального протікання робочого циклу ДВЗ.

Основу конструкції МГР складає кулачковий механізм (КМ), описаний в [1] та [2]. Ефективність його роботи визначається: типом конструктивного виконання механізму, принципом приводу ГРМ та формою (профілем) кулачка. Саме профіль кулачка задає закон руху штовхача, та визначає умови для отримання найбільшого «часу-перерізу» клапану.

Найбільш ефективним, з точки зору отримання найбільшого «часу-перерізу» клапану, вважаються кулачки, профілі яких утворено за рахунок сполучення дуг, кіл та відрізків. Методика профілювання кулачків даного типу з відповідними математичними залежностями, щодо визначення кінематичних параметрів руху штовхача, представлена в [4].

Але, на жаль, треба констатувати, що саме кулачки цього типу профілю, якраз і не забезпечують умов безударності КМ.

Динамічний аналіз КМ [3, 4] показав, що при граничних швидкостях руху штовхача може спостерігатись розрив силового контакту замикаючих ланок. Дане явище пов'язане із різким амплітудним перепадом прискорення штовхача, який виникає внаслідок переходу штовхача з ділянки розгону на ділянку гальмування кулачка. При цьому, величини прискорень досягають граничних значень і в результаті в ланках приводу виникають сили, що призводять до їх силового розмикання. Як наслідок отримуємо удар в місцях контакту ланок КМ, і за умови циклічної роботи механізму маємо проблему зниження межі витривалості елементів складових КМ з наступним деформуванням кулачка. Результатом цього є погіршення характеристик наповнення циліндру, внаслідок порушення фаз відкриття та закриття клапану, а також зменшення величини підйому клапану, що в результаті призводить до зниження ефективності протікання робочого циклу ДВЗ в цілому. Відповідно з'являється необхідність у відновленні або заміні складових елементів МГР, що тягне за собою додаткові матеріальні витрати. Тому, отримання нових профілів кулачків, що забезпечують зниження вірогідності появи ударів в КМ є на сьогодні актуальним завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Враховуючи вищезгадані проблеми, є необхідність під час профілювання кулачків для швидкохідних поршневих ДВЗ у застосуванні методик, що виключають можливість силового розмикання ланок КМ та, відповідно, появи удару. Методики, що забезпечують (здійснюють) профілювання такого типу кулачків, мають характерну особливість, яка полягає в тому, що вони мають «плавний» безступеневий характер зміни кривої прискорення штовхача. Кулачки, отримані за допомогою таких методик, отримали назву «безударні».

Серед методик, що описують кінематичні параметри руху штовхачів за безударним принципом роботи, найбільшого розповсюдження набули:

- методика, в основу якої покладена математична залежність, що описує прискорення штовхача у формі ступеневого полінома. Дана методика отримала назву «Полідайн».

- методика, в основу якої покладена математична залежність, що описує закон прискорення штовхача, представлений у вигляді впорядкованої графічної послідовності відрізків та кривих, для кожної з яких окремо визначено функціональну залежність. Разом вони складають загальний закон прискорення штовхача, який має плавний характер зміни прискорення. Методика для отримання кулачків даного профілю отримала назву «методики Курца» на честь її автора, а самі кулачки – кулачками Курца.

Та, на жаль, необхідно констатувати, що кулачки, отримані за вищеописаними методиками отримання «безударного» профілю, мають:

– значні величини прискорень штовхача, а відповідно – суттєві динамічні навантаження ланок КМ;

– геометричні особливості профілю кулачка, що створює додаткові складнощі в технологічному процесі виготовлення або відновлення розподільного валу;

– менше наповнення циліндрів двигуна робочим тілом, через геометричні особливості профілю, що в результаті призводить до зниження «часу-перерізу» клапану.

**Постановка завдання.** Враховуючи описані вище проблеми, завдання яке необхідно вирішити – є пошук шляхів підвищення ефективності КМ за рахунок отримання профілю, який би забезпечував умови отримання максимального «часу-перерізу» клапану і, при цьому, безступеневий характер зміни прискорення штовхача з мінімальними амплітудними коливаннями, тобто поєднував в собі позитивні якості як КМ, отриманих за класичними методиками, так і за вищезгаданими методиками профілювання «безударних» кулачків.

**Виклад основного матеріалу.** Виконання поставленого завдання може бути реалізовано за допомогою використання нової методики отримання профілю, яка базується на наближенні кривої прискорення заданої форми, за рахунок використання тригонометричних рядів, що дозволяють регулювати ступінь наближення отриманої кривої прискорення штовхача до граничної кривої (прямокутний імпульс) за рахунок кількості врахованих гармонік.

За наявності закону зміни прискорення штовхача у вигляді прямокутного імпульсу, згідно [2] та [4], із заданими рівнями додатних та від’ємних прискорень штовхача, забезпечується найбільша повнота діаграми підйому штовхача, а, відповідно, і досягнення найбільшого значення «часу-перерізу» клапану. Тому, для досягнення високої ефективності КМ, що проектується, та «безударної» роботи клапанів було запропоновано замінити (описати) прямокутний імпульс зміни прискорення штовхача безперервною кривою, синтезованою за допомогою рядів Фур’є. Це дає можливість міняти ефективність динамічні якості отриманих КМ, а також і ніші їх параметри.

Отримання математичних залежностей відбувалося в три етапи:

I-й – визначався рівень прискорень для граничної «П»-подібної кривої;

II-й – для вихідної кривої здійснювалась апроксимація з підбором відповідних рядів Фур’є, які б описували зміну аналога прискорення – залежність  $s''=f_1(\varphi)$ . Потім, використовуючи інтегрування, були отримані вирази – аналоги швидкості руху штовхача  $s'=f_2(\varphi)$  та переміщення  $s=f_3(\varphi)$ ;

III-й – були визначені показники ефективності профілю.

Пропускаючи проміжні математичні викладки, нижче напишемо дві системи з шести рівнянь, що містять в собі основні вирази для законів – аналогів руху штовхача:

- на ділянці позитивних прискорень ( $0 \leq \varphi_1 \leq \Phi_1$ )

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= c_{11} \cdot \varphi - c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\varphi_1} \right) \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{(2 \cdot m - 1)^3} \cdot \sin \left( \frac{\pi \cdot (2 \cdot m - 1)}{\varphi_1} \varphi \right) \\ s_1' &= c_{11} - c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\varphi_1} \right) \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{(2 \cdot m - 1)^2} \cdot \cos \left( \frac{\pi \cdot (2 \cdot m - 1)}{\varphi_1} \varphi \right) \\ s_1'' &= c_{12} \cdot \left( \frac{\pi}{\varphi_1} \right)^2 \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{(2 \cdot m - 1)} \cdot \sin \left( \frac{\pi \cdot (2 \cdot m - 1)}{\varphi_1} \varphi \right) \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

- на ділянці негативних прискорень ( $0 \leq \varphi_2 \leq \Phi_2$ )

$$\left. \begin{aligned} s_2 &= c_{11} \cdot \Phi_1 + c_{21} \cdot \Phi + c_{22} \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{(2 \cdot m - 1)^3} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot m - 1)}{\Phi_2} \Phi\right) \\ s_2' &= c_{21} + c_{22} \cdot \left(\frac{\pi}{\Phi_2}\right) \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{(2 \cdot m - 1)^2} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot m - 1)}{\Phi_2} \Phi\right) \\ s_2'' &= c_{22} \cdot \left(\frac{\pi}{\Phi_2}\right)^2 \cdot \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{(2 \cdot m - 1)} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot (2 \cdot m - 1)}{\Phi_2} \Phi\right) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де  $s$  – поточне переміщення штовхача;

$s'$  – поточний аналог швидкості штовхача;

$s''$  – поточний аналог прискорення штовхача;

$c_{11}, c_{12} \dots c_{22}$  – сталі коефіцієнти;

$\Phi_1$  – поточний кут підйому на ділянці позитивних прискорень штовхача;

$\Phi_2$  – поточний кут підйому на ділянці негативних прискорень штовхача;

$\Phi_1$  – загальна довжина ділянки позитивних прискорень штовхача;

$\Phi_2$  – загальна довжина ділянки негативних прискорень штовхача.

На основі отриманих залежностей було створено програму розрахунку та реалізовано в середовищі MathCAD для високообертowego тракторного дизеля сімейства СМД. Результати розрахунку у вигляді графічних залежностей для основних аналогів кінематичних функцій наведені нижче (рис. 1).

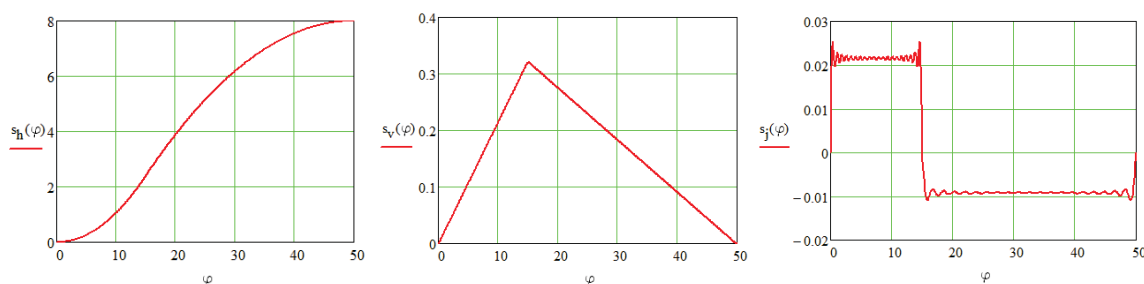


Рисунок 1 – Графіки аналогів для функцій переміщення, швидкості та руху штовхача, отриманих згідно залежностей (1) – (2)

Зазначена методика передбачає, що кількість врахованих гармонік може бути в діапазоні від 0 до  $\infty$ , що, в свою чергу, дає можливість максимально наблизити синтезуючу криву до граничної. Але, врахування всіх гармонік ускладнює процес профілювання значною кількістю обчислювальних операцій. В такому випадку раціональним рішенням буде обрати оптимальну кількість врахованих гармонік, але достатню для наближення синтезованої кривої до граничної з незначним допустимим відхиленням. Так, в нашому випадку, таких врахованих в розрахунку гармонік було 20. Це дало можливість отримати профіль кулачка з коефіцієнтом повноти діаграми на рівні 0,565.

Оптимальний вибір врахованих гармонік повинен враховувати таку кількість гармонік, що забезпечить умови отримання максимального «часу-перерізу» клапану, але при цьому не допустить погіршення динамічних якостей КМ.

**Висновки.** Використання методики отримання профілю безударного кулачка, в основі якого покладено закон прискорення штовхача, отриманого на основі розкладення функції в ряд, розкриває нові можливості для їх широкого використання

на високооберткових ДВЗ, в тому числі і тракторних. Застосування даної методики дає можливості:

- 1) розширити робочий діапазон частот обертання;
- 2) покращити величину «час-перерізу»;
- 3) забезпечити отримання величин амплітуд прискорень на низькому рівні;
- 4) зберегти прямокутну форму імпульсу кривої прискорення;
- 5) покращити умови роботи КМ за рахунок зменшення динамічних навантажень,

а, відповідно, підвищити надійність механізму.

Таким чином, застосування вищезазначеної методики для отримання профілів кулачків безударного типу є перспективним.

## Список літератури

1. Кожевников, С. Н. Механизмы [Текст] : Справ. пособие / С. Н. Кожевников, Я. И. Есипенко, Я. М. Раскин; Под ред. С.Н. Кожевникова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1976. – 784 с.
2. Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин [Текст] : підручник / Я.Т. Кіницький; Відп. ред. Переверзев Є.С. ; Нац. акад. наук України; М-во освіти і науки України. – К. :Наук. думка, 2002. – 670 с.
3. Тир, К.В. Комплексный расчет кулачковых механизмов [Текст] / К.В. Тир. – М.: Машгиз, 1958. – 308 с.
4. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] : учебное пособие / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа. – 1980. – 400 с.
5. Фихтенгольц, Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления [Текст] : [в 3-х томах] : учебное пособие / Г.М. Фихтенгольц. – Т.3. – М.: Наука, 1966. – 656с
6. Тракторные дизели [Текст] : Справочник / [Б.А. Взоров, А.В.Адамович, А. Г. Арабян и др.]; Под. общ. ред. Б.А. Взорова. – М. : Машиностроение, 1981. – 535 с.

### Igor Shvets, teacher

*Pervomaysk branch of the admiral Makarov National University of Shipbuilding, Pervomaysk, Ukraine*

### **Method of Designing Shockless Cams of Four-speed High Speed Piston Engines**

This article deals with the search for the law of motion of the pusher for the cam mechanism, which will ensure a shock-free closure of the constituting links of the mechanism to ensure reliable operation of the gas distribution mechanism.

The features of the existing cam mechanisms and techniques for their design were considered. The problems of typical cam mechanisms associated with exceeding the value of the boundary acceleration leading to the rupture of the power links of the mechanism are described. A new method for designing cam mechanisms based on the expansion of the function in a series based on the "Decoder" method is proposed. Mathematical dependencies describing the basic laws of the pusher motion (displacement, velocity and acceleration) are obtained with their subsequent implementation by computational methods on a personal computer.

The proposed dependencies for the law of motion of the pusher showed a decrease in the level of the boundary acceleration of the pusher motion, with the maximum value of the valve cross section due to the conservation of the rectangular form of the acceleration law.

**cam mechanism, dynamic load, shock-free cam, mechanism of gas distribution**

Одержано 07.11.17