

акад. залізнич. трансп. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип.139. – С.169-174.

3. Wang T. Fault diagnosis for wing turbine planetary ring gear via a meshing resonance based filtering algorithm/ T.Wang, F.Chu', Q.Han // ISA Transaction. – 2017. – Vol. 67. – pp. 173 – 182.

4. Спосіб визначення товщини зубця зубчатого колеса [Текст] / пат. 103077 Україна, МПК F16H 1/06 (2006.01) / В.І. Мороз, С.В. Бобрицький, В.І. Громов,

О.В. Братченко (Україна); власник Український державний університет залізничного транспорту. – заявка а2014 08648 30.07.2014; опубл. 10.12.2015, бюл. №23.

5. Комп'ютерна програма «Зубомір» [Текст]: свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 63194 від 24.12.2015 / Братченко О.В., Бобрицький С.В., Громов В.І., Анацький О.О. – К.: Державна служба інтелектуальної власності України, 2015.

УДК 621.436

*В. І. Мороз, О. В. Братченко*

### **ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ПРОФІЛІВ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ КУЛАЧКІВ ТРАНСПОРТНИХ ФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛІВ**

*V. I. Moroz, O. V. Bratchenko*

#### **DYNAMIC SYNTHESIS OF HIGH-EFFICIENCY PROFILES OF GAS-DISTRIBUTING CAMS OF TRANSPORT FORCED DIESEL ENGINES**

Перспективним напрямком робіт з поліпшення експлуатаційних показників чотиритактних транспортних дизелів поряд з удосконаленням процесів сумішоутворення, згоряння, теплопередачі є дослідження, спрямовані на поліпшення газообмінних процесів у циліндрах [1, 2]. Найбільш раціональним шляхом практичного вирішення зазначеної наукової задачі є використання вискоефективних безударних газорозподільних кулачків. Такі кулачки мають забезпечувати гранично високі значення «час-переріз» клапанів (ЧПК) з урахуванням відповідних технічних, технологічних обмежень, вимог міцності, умов прийнятних динамічних характеристик, чому відповідає відсутність розривів у кінематичному ланцюзі привода клапанів, прийнятні значення максимального кута тиску кулачка на штовхач і прийнятного коефіцієнта запасу

клапанних пружин за силами інерції [2, 3]. Тому за своїм змістом процес профілювання вискоефективних безударних газорозподільних кулачків слід розглядати як задачу їх динамічного синтезу.

Вузловим питанням вирішення сформульованої задачі є формування і отримання математичного опису відповідної кривої зміни прискорень штовхача. Аналіз літературних джерел [1, 2, 4] показав, що відомі методи синтезу безударних профілів (наприклад, методи Курца, «Полідайн») не забезпечують отримання потрібних, особливо для форсованих транспортних дизелів, значень ЧПК. Проте використання нових підходів до профілювання вискоефективних за величиною ЧПК кулачків ускладнене значною кількістю ділянок кривої прискорень штовхача, що потребує

обґрунтованого визначення великої кількості їх відповідних параметрів [4]. Це підтверджує актуальність досліджень з подальшого розвитку теорії динамічного синтезу високоефективних профілів газорозподільних кулачків транспортних форсованих дизелів.

Авторами запропонований новий патенто захищений метод динамічного синтезу високоефективних кулачків привода клапанів дизелів [5], відповідно до якого крива прискорень  $a_{qi} = f(\varphi_i)$  (рис. 1) на протязі фазового кута віддалення  $\varphi_B$  складається з трьох ділянок: компенсації теплового зазора  $a-b$  протяжності  $\Phi_{S_0}$ , додатних прискорень штовхача  $b-e$  протяжності  $\varphi_1$ , від'ємних

прискорень штовхача  $e-h$  протяжності  $\varphi_2$ . Кожна ділянка кривої описується відповідним ступеневим поліномом:

Ділянка компенсації теплового зазора  $a-b$ :  $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{S_0}$

$$a_{qi} = A_0\varphi_i^3 + B_0\varphi_i^2 + C_0\varphi_i. \quad (1)$$

Ділянка  $b-e$ :  $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_1$

$$a_{qi} = A_1\varphi_i^n + B_1\varphi_i^m + C_1\varphi_i^p + D_1\varphi_i^q. \quad (2)$$

Ділянка  $e-h$ :  $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_2$

$$a_{qi} = A_2\varphi_i^r + B_2\varphi_i^s + C_2\varphi_i^t + D_2\varphi_i^u. \quad (3)$$

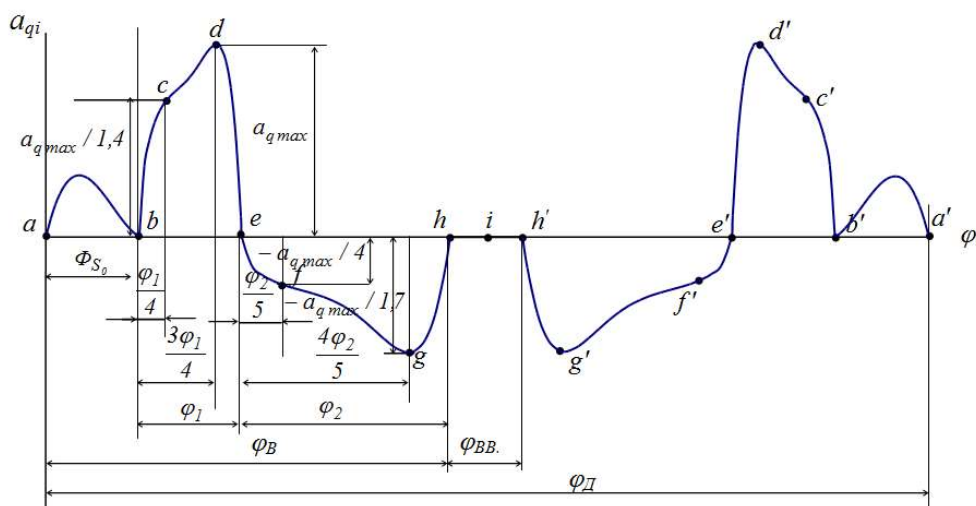


Рис. 1. Базова крива аналогів прискорень штовхача нового методу профілювання газорозподільних кулачків

У формулах показники ступенів поліномів (2), (3) доцільно приймати з указаних інтервалів значень, які отримано за результатами пошукових досліджень:  $r = 0, 1 \dots 0,5$ ;  $s = 1 \dots 3$ ;  $t = 3 \dots 7$ ;  $u = 3 \dots 9$ . Величини коефіцієнтів поліномів  $A_0, B_0, C_0, A_1, B_1, C_1, D_1, A_2, B_2, C_2, D_2$  розраховуються за умов забезпечення потрібних координат характерних точок (рис. 1)  $a-b-c-d-e-f-g-h$  кривої прискорень

штовхача  $a_{qi} = f(\varphi_i)$ . Формули для визначення аналогів поточних величин аналогів швидкостей  $v_{qi}$  і переміщень  $S_i$  штовхача отримані відповідно інтегруванням і подвійним інтегруванням формул (1)...(3) [5]. Запропонований новий метод профілювання високоефективних газорозподільних кулачків використовувався при вирішенні задач з удосконалення конструкції КМГР транспортних дизелів

ЧН26/26 і ЧН26/27. Фрагмент отриманих результатів дослідження, спрямованого на удосконалення конструкції розподільних валів дизелів ЧН26/27, подано на рис. 2. Їх аналіз показав, що нові кулачки у порівнянні із серійними тангенціальними кулачками забезпечують збільшення ЧПК клапанів на 15 % при виконанні всіх заданих умов на проектування.

Наведені результати динамічного синтезу високоефективних газорозподільних кулачків для дизелів ЧН26/27 обґрунтовують доцільність використання розробленого авторами методу та відповідних розрахункових залежностей при проектуванні або модернізації КМГР форсованих чотиритактних дизелів.

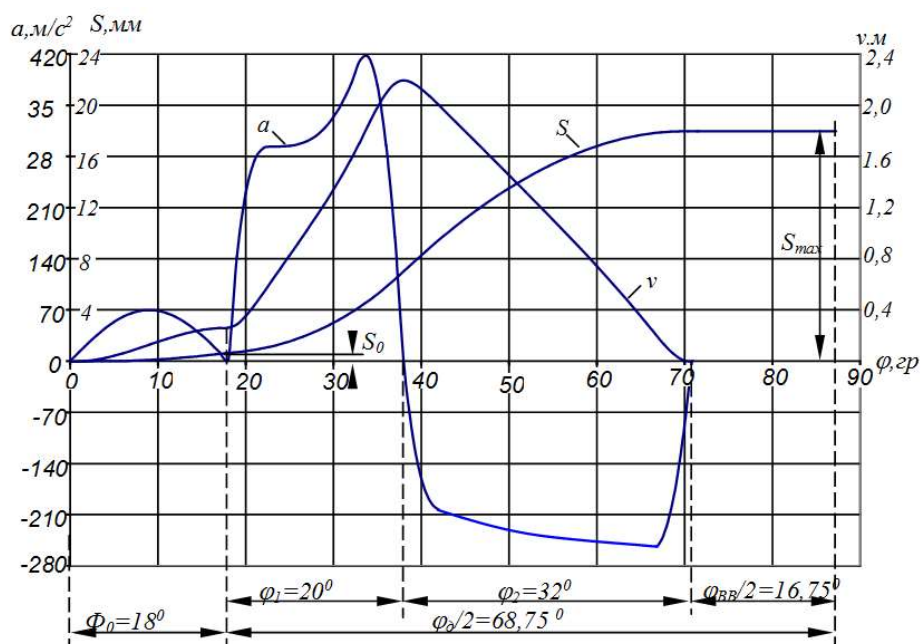


Рис. 2. Кінематичні характеристики штовхача КМГР тепловозного дизеля типу Д80 (ЧН 26/27) з новим кулачком

### Список використаних джерел

1. Марченко, А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст] / А.П. Марченко, М.К.Рязанцев, А.Ф.Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.

2. Мороз, В. І. Розроблення узагальненого формалізованого описання задачі динамічного синтезу безударних профілів кулачків привода клапанів транспортних дизелів [Текст] / В.І. Мороз, К.В. Астахова // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 111. – С. 82-93.

3. X. Zhang. Effects of late intake valve closing (LIVC) and rebreathing valve strategies on diesel engine performance and emissions at low loads / X. Zhang, Hu Wang, Z. Zheng, Rolf D. Reitz, Mingfa Yao // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Vol. 98. – P. 310-319.

4. Братченко, О. В. Узагальнені математичні моделі для динамічного синтезу безударних газорозподільних кулачків тепловозних дизелів [Текст] / О.В. Братченко // Зб. наук. праць Донецького інституту залізничного транспорту. – Донецьк: ДонІЗТ, 2012. – Вип. 32. – С. 162-166.

5. Кулачок привода клапана [Текст] : пат. №104978 Україна МПК F01L 1/08 / Мороз В.І., Братченко О.В., Громов В.І.

(Україна); власник Українська державна академія залізничного транспорту. - Заявл. 14.06.2012; опубл. 25.03.2014, Бюл.№ 6.

УДК 629.424.1:621.436.004.15

*В. І. Мороз, О. В. Братченко, В. С. Тищенко*

## ГЕОМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА КЛАПАНІВ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ Д49

*V. I. Moroz, O. V. Bratchenko, V. S. Tishchenko*

### GEOMETRICAL MODEL OF THE MECHANISM OF THE DRIVE VALVES DIESEL LOCOMOTIVE D49

При вирішенні задачі підтримки наявного у належному стані рухомого складу ПАТ «Укрзалізниця» значна увага приділяється тепловозному парку, більшу частину якого складають локомотиви, обладнані енергетичними установками з дизелями Д49 (ТЕП70, 2ТЕ116 та ін.) [1]. Тому особливого значення набуває проблема забезпечення експлуатаційної надійності та довговічності таких дизелів. До кола таких задач входить визначення характеристик руху та напружено-деформованого стану окремих механізмів і деталей підсистеми розподільного вала дизеля [2]. З урахуванням складності та високої вартості проведення експлуатаційних досліджень [3] особливої актуальності набуває вирішення наведених задач на основі розроблення та дослідження відповідних 3D-моделей, перевагою яких є висока точність та достовірність результатів моделювання [4]. Вузловим моментом у створенні таких моделей є розроблення геометричних моделей (ГМ) [5] розглянутих механізмів, у тому числі механізму привода клапанів (МПК).

Розглянуто особливості проведення поелементного синтезу геометричної моделі механізму привода клапанів тепловозного дизеля Д49 і подано

розроблені з їх використанням геометричні моделі. Запропонована поетапна послідовність дій з побудови геометричної моделі, яка передбачає аналіз особливостей конструкції механізму привода клапанів, взаємодії між його елементами, виду поверхонь елементів, вибір можливих операцій у відповідному програмному середовищі. Надано геометричну модель механізму привода клапанів дизеля Д49 (див. рисунок), яка є основою для створення відповідної 3D-моделі. Зазначено, що до переваг такої моделі в порівнянні з експериментальними дослідженнями слід віднести суттєве скорочення витрат при забезпеченні високої точності визначення характеристик руху та показників напружено-деформованого стану деталей підсистеми розподільного вала дизеля.

Розроблена геометрична модель механізму привода клапанів тепловозного дизеля Д49 є основою для створення відповідної 3D-моделі. До переваг такої моделі в порівнянні з експериментальними дослідженнями слід віднести суттєве скорочення витрат при забезпеченні високої точності визначення характеристик руху та показників напружено-