

УДК 621.436

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.139.2013.87053>

*Канд. техн. наук О.В. Братченко*

*Cand. of techn. sciences O.V. Bratchenko*

**НОВИЙ ПІДХІД ДО ПРОЕКТУВАННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ  
ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ КУЛАЧКІВ ЕНЕРГЕТИЧНИХ  
УСТАНОВОК ТЕПЛОВОЗІВ**

**A NEW APPROACH TO DESIGN HIGH EFFICIENCY  
GAS-DISTRIBUTING POWER CAMS PLANTS LOCOMOTIVES**

*Представив д-р техн. наук, професор О.В. Устенко*

**Постановка проблеми і аналіз останніх досліджень у напрямку її вирішення.** Виконання основних положень Державної цільової програми реформу-

вання залізничного транспорту на 2010-2015 роки (затверджена Постановою КМУ №1390 від 16.12.2009 р.) пов'язане з необхідністю зниження витрат на

експлуатацію та ремонт наявного тягового рухомого складу. Це визначило актуальність науково-дослідних розробок, спрямованих на підвищення паливної економічності і надійності енергетичних установок типу Д49, Д80, які використовуються у складі тепловозів експлуатаційного парку Укрзалізниці.

Одними з перспективних досліджень у цьому напрямку слід вважати роботи з поліпшення процесів газообміну в циліндрах енергетичних установок тепловозів (ЕУТ), що досягається за рахунок ефективного функціонування кулачкових механізмів газорозподілу (КМГР) [1,2]. При цьому в розв'язанні задачі досягнення високих значень часу-перерізу (ЧП) клапанів, забезпеченні потрібних фаз газорозподілу при дотриманні вимог міцності і надійності КМГР в цілому ключова роль належить кулачкам привода впускних і випускних клапанів [3,4].

Аналіз літературних джерел показав, що в конструкції приводів впускних і випускних клапанів ЕУТ типу Д49, Д80 використовуються тангенціальні кулачки, профілі яких окреслені прямими і дугами кіл [5]. Для забезпечення якісного робочого процесу в циліндрах ЕУТ ефективність за ЧП клапанів у таких кулачків є достатньою. Але при їх застосуванні в КМГР спостерігаються прояви незадовільної динаміки – виникають «м'які» удари (миттєві за часом стрибкові зміни прискорень ланок), що в експлуатації тепловозів призводить до пошкоджень поверхонь робочих профілів газорозподільних кулачків, відмов певних вузлів клапанних приводів, а також зниження показників паливної економічності і надійності ЕУТ в цілому [6].

Це визначило доцільність використання в конструкції КМГР сучасних ЕУТ безударних газорозподільних кулачків. Разом з тим відомі методи синтезу безударних профілів (наприклад, методи Курца, «Полідайн»,

Драбкіна Я.І.) [5,7,8] не забезпечують отримання потрібних, особливо для форсованих ЕУТ, значень ЧП клапанів.

За результатами проведених в Українській державній академії залізничного транспорту досліджень були розроблені нові методи проектування високоефективних безударних газорозподільних кулачків, профілі яких описуються заданими за відповідними умовами базовими безрозривними кривими прискорень штовхачів КМГР, що складаються з 12-14 окремих сполучених відрізків [9,10]. Причому кожний з відрізків характеризується певними параметрами (протяжністю і рівнями прискорень в характерних точках), шукані величини яких повинні задовольняти прийняті умови на проектування КМГР. Це визначає багатостадійність і суттєву трудомісткість процесу профілювання нових високоефективних безударних кулачків привода клапанів сучасних ЕУТ.

**Мета статті і викладення основного матеріалу.** В статті наведено опис нового підходу до проектування високоефективних газорозподільних кулачків ЕУТ, який на відміну від вказаного вище базується на використанні математичних залежностей, отриманих для розрахунків координат профілів кулачків, кінематичних і динамічних характеристик КМГР. Його особливістю є формування та подальше використання базової кривої прискорень штовхача, яка характеризується малою кількістю відрізків (тобто параметрів, величини яких безпосередньо задовольняють не тільки задані за вимогами робочого процесу умови, а й встановлені обмеження на виготовлення та характеристики функціонування КМГР).

На рис. 1 для отримання розрахункових залежностей запропонована базова крива зміни аналогів прискорень роликового штовхача (клапана)  $a_{qi}$  за кутом обертання кулачка  $\varphi_i$  для ділянки віддалення кутової протяжності  $\varphi_B$ .

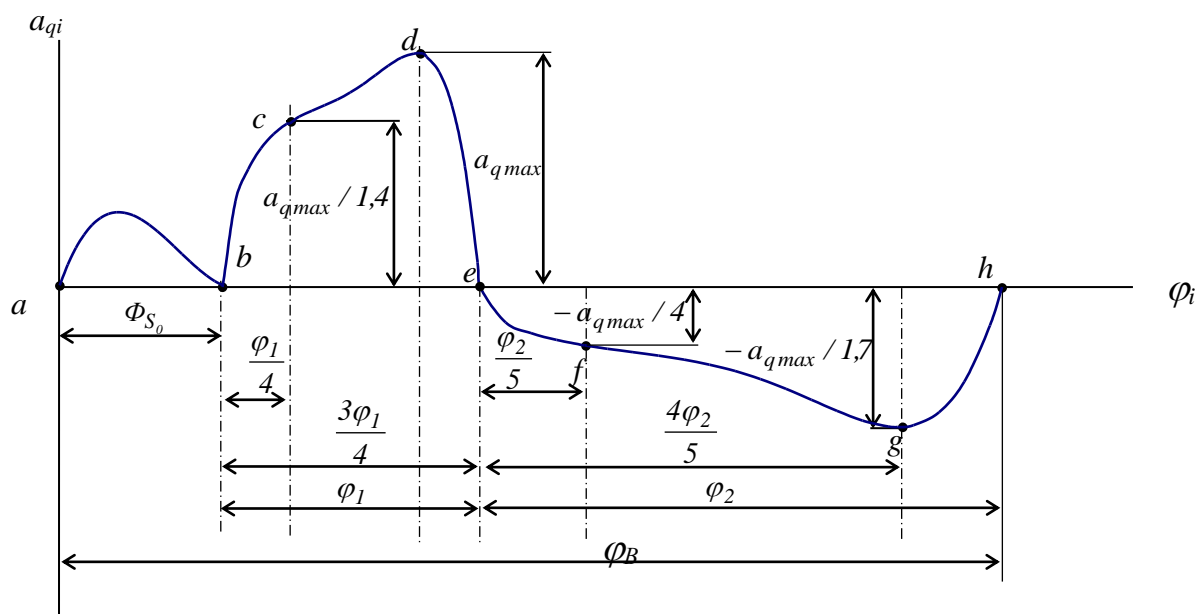


Рис.1. Базова крива прискорень роликового штовхача КМГР енергетичної установки тепловоза, яку синтезовано у відповідності до запропонованого підходу

На ділянці наближення (фазовий кут  $\varphi_H$ ) комплексна крива складається лише з трьох сполучених відрізків: вибирання теплового зазора  $a-b$  (протяжністю  $\Phi_{S_0}$ ), додатних прискорень  $b-e$  (протяжністю  $\varphi_1$ ), від'ємних прискорень штовхача  $e-h$  (протяжністю  $\varphi_2$ ). На кожному відрізку криві описуються власними поліномами відповідних ступенів. При заданих максимальному переміщенні штовхача (клапана)  $S_{max}$ , куті дії кулачка  $\varphi_d$  (фазах газорозподілу), величинах теплового зазора  $S_0$  і аналогу швидкості штовхача в кінці відрізка  $a-b$   $v_{q0}$  (відповідає швидкості посадки клапана на сидло) синтезування складної базової кривої здійснюється шляхом задання вказаних на рис. 1 координат опорних точок ( $a, b, c, d, e, f, g, h$ ), кожна з яких відповідає визначеній умові виконання одного з обмежень, що враховуються в [10].

Нижче наведені отримані на основі запропонованої базової кривої математичні

залежності для визначення поточних значень аналогів прискорень  $a_{qi}$ , аналогів швидкостей  $v_{qi}$  і переміщень  $S_i$  штовхача за кутом повороту кулачка  $\varphi_i$  для кожного з відзначених відрізків.

Відрізок  $a-b$ :  $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_{S_0}$

$$a_{qi} = A_0 \varphi^3 + B_0 \varphi^2 + C_0 \varphi;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{4} A_0 \varphi^4 + \frac{1}{3} B_0 \varphi^3 + \frac{1}{2} C_0 \varphi^2;$$

$$S_i = \frac{1}{20} A_0 \varphi^5 + \frac{1}{12} B_0 \varphi^4 + \frac{1}{6} C_0 \varphi^3,$$

де  $A_0, B_0, C_0$  - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог при розв'язанні системи рівнянь

$$\begin{cases} A_0 \Phi_{S_0}^3 + B_0 \Phi_{S_0}^2 + C_0 \Phi_{S_0} = 0; \\ \frac{1}{4} A_0 \Phi_{S_0}^4 + \frac{1}{3} B_0 \Phi_{S_0}^3 + \frac{1}{2} C_0 \Phi_{S_0}^2 = v_{q0}; \\ \frac{1}{20} A_0 \Phi_{S_0}^5 + \frac{1}{12} B_0 \Phi_{S_0}^4 + \frac{1}{6} C_0 \Phi_{S_0}^3 = S_0. \end{cases}$$

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

$$a_{qi} = A_1 \varphi_i^n + B_1 \varphi_i^m + C_1 \varphi_i^p + D_1 \varphi_i^q;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{(n+1)} A_1 \varphi_i^{n+1} + \frac{1}{(m+1)} B_1 \varphi_i^{m+1} + \frac{1}{(p+1)} C_1 \varphi_i^{p+1} + \\ + \frac{1}{(q+1)} D_1 \varphi_i^{q+1} + v_{q0};$$

$$S_i = \frac{1}{(n+1)(n+2)} A_1 \varphi_i^{n+2} + \frac{1}{(m+1)(m+2)} B_1 \varphi_i^{m+2} + \frac{1}{(p+1)(p+2)} C_1 \varphi_i^{p+2} + \\ + \frac{1}{(q+1)(q+2)} D_1 \varphi_i^{q+2} + v_{q0} \varphi_i + S_0,$$

де  $A_1, B_1, C_1, D_1$  - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог з системи рівнянь

$$\begin{cases} A_1 \varphi_1^n + B_1 \varphi_1^m + C_1 \varphi_1^p + D_1 \varphi_1^q = 0; \\ A_1 (0,25 \varphi_1)^n + B_1 (0,25 \varphi_1)^m + C_1 (0,25 \varphi_1)^p + D_1 (0,25 \varphi_1)^q = \frac{a_{q \max}}{1,4}; \\ A_1 (0,75 \varphi_1)^n + B_1 (0,75 \varphi_1)^m + C_1 (0,75 \varphi_1)^p + D_1 (0,75 \varphi_1)^q = a_{q \max}; \\ A_1 n (0,75 \varphi_1)^{n-1} + B_1 m (0,75 \varphi_1)^{m-1} + C_1 p (0,75 \varphi_1)^{p-1} + D_1 q (0,75 \varphi_1)^{q-1} = 0. \end{cases}$$

Показники ступенів полінома приймаються з урахуванням вимог на проектування із вказаних інтервалів значень:  $n = 1 \dots 3$ ;  $m = 5 \dots 7$ ;  $p = 0,1 \dots 0,9$ ;  $q = 3 \dots 5$ .

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

$$a_{qi} = A_2 \varphi_i^r + B_2 \varphi_i^s + C_2 \varphi_i^t + D_2 \varphi_i^u;$$

$$v_{qi} = \frac{1}{(r+1)} A_2 \varphi_i^{r+1} + \frac{1}{(s+1)} B_2 \varphi_i^{s+1} + \frac{1}{(t+1)} C_2 \varphi_i^{t+1} + \\ + \frac{1}{(u+1)} D_2 \varphi_i^{u+1} + v_{q1e};$$

$$S_i = \frac{1}{(r+1)(r+2)} A_2 \varphi_i^{r+2} + \frac{1}{(s+1)(s+2)} B_2 \varphi_i^{s+2} + \frac{1}{(t+1)(t+2)} C_2 \varphi_i^{t+2} + \\ + \frac{1}{(u+1)(u+2)} D_2 \varphi_i^{u+2} + v_{q1e} \varphi_i + S_{1e},$$

де  $A_2, B_2, C_2, D_2$  - коефіцієнти, що визначаються з урахуванням наведених вище вимог із системи рівнянь

$$\begin{cases} A_2\varphi_2^r + B_2\varphi_2^s + C_2\varphi_2^t + D_2\varphi_2^u = 0; \\ A_2(0,2\varphi_2)^r + B_2(0,2\varphi_2)^s + C_2(0,2\varphi_2)^t + D_2(0,2\varphi_2)^u = -\frac{a_{q\max}}{4}; \\ A_2(0,8\varphi_2)^r + B_2(0,8\varphi_2)^s + C_2(0,8\varphi_2)^t + D_2(0,8\varphi_2)^u = -\frac{a_{q\max}}{1,7}; \\ A_2r(0,8\varphi_2)^{r-1} + B_2s(0,8\varphi_2)^{s-1} + C_2t(0,8\varphi_2)^{t-1} + D_2u(0,8\varphi_2)^{u-1} = 0. \end{cases}$$

Показники ступенів полінома приймаються з урахуванням вимог на проектування із вказаних інтервалів значень:  $r=0,1\dots0,5$ ;  $s=1\dots3$ ;  $t=3\dots7$ ;  $u=3\dots9$ .

У наведених формулах постійні інтегрування  $S_{IE}$  і  $v_{qIE}$  визначаються за умов плавного сполучення ділянок профілю кулачка, тобто рівняння переміщень штовхача  $S$ , а також аналогів швидкості  $v_q$  і прискорень штовхача  $a_q$  в точці  $e$  сполучення окремих кривих на ділянках.

Запропонований новий підхід до проектування високоефективних газорозподільних кулачків використовувався в

пошукових дослідженнях, спрямованих на удосконалення конструкції кулачкових механізмів газорозподілу ЕУТ типу Д49 і Д80. Нижче як приклад наведені матеріали розрахункових досліджень з проектування безударних високоефективних газорозподільних кулачків ЕУТ типу Д80.

В основу розрахунків було покладено використання наведених вище математичних залежностей. Отримані результати у вигляді графіків переміщень  $S_k$ , швидкостей  $v_k$  і прискорень  $a_k$  клапанів подані на рис.2.

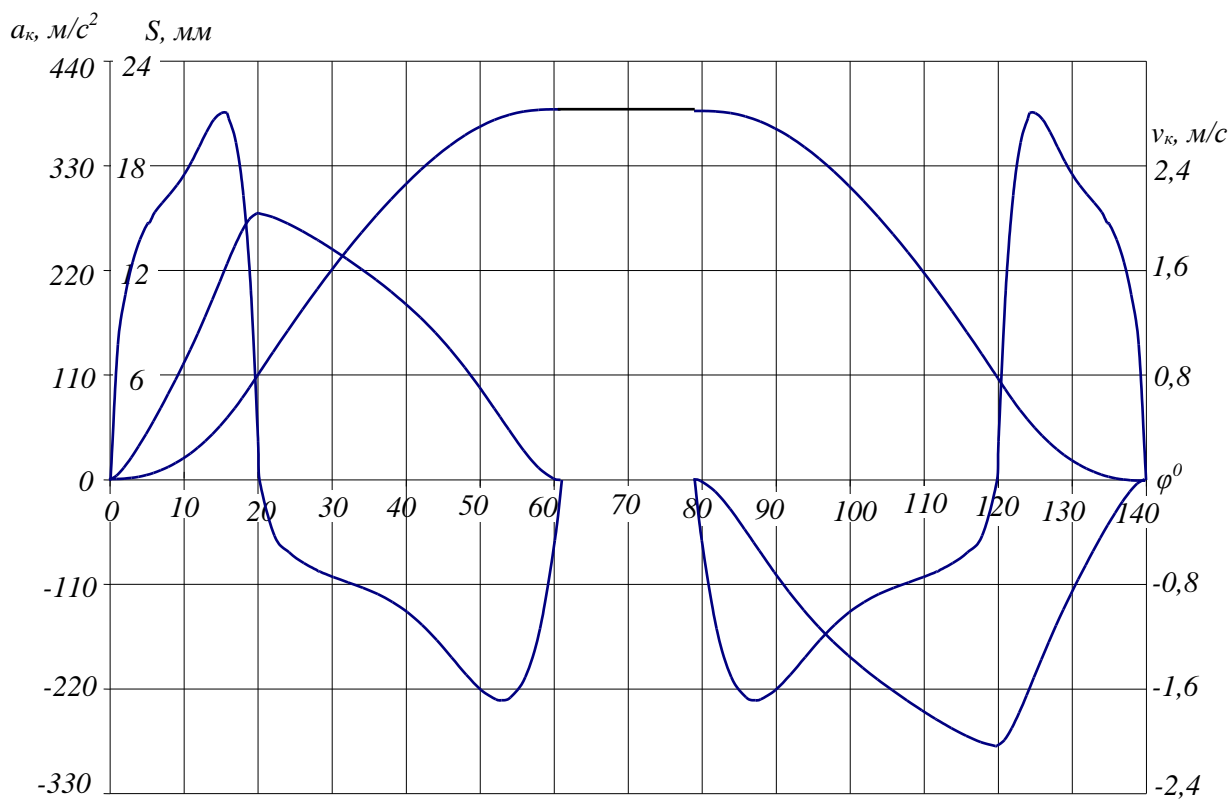


Рис. 2. Кінематичні характеристики клапанів ЕУТ типу Д80 з новими безударними високоефективними кулачками

Їх аналіз показав, що при використанні запропонованих газорозподільних кулачків замість серійних тангенціальних при штатних конструктивних параметрах і вимогах на проектування забезпечується збільшення ЧП клапанів на 15...17%, зниження контактних напружень у парі «кулачок-ролик штовхача» на 20%, безрозривний характер роботи кінематичного ланцюга КМГР, допустимі швидкості посадки клапанів на сідло. При цьому у порівнянні з методами, описаними в роботах [9,10], суттєво (на 20%) знижується трудомісткість проведених пошукових досліджень.

**Висновки і перспективи використання.** Наведені в статті матеріали дають змогу вирішувати складні завдання проектування безударних високо-ефективних газорозподільних кулачків ЕУТ. У порівнянні з кулачками, які спрофільовані за відомими методиками, вони забезпечують досягнення гранично високих значень ЧП клапанів в умовах заданих обмежень.

Запропонований підхід доцільно використовувати при створенні нових і удосконаленні існуючих КМГР енергетичних установок тепловозів.

### *Список літератури*

1. Володин, Л.И. Локомотивные энергетические установки [Текст]: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Л.И. Володин, В.З. Зюбанов, В.Д. Кузьмич [и др.]; под ред. А.И. Володина. – М.: ИПК «Желдориздат», 2002. – 718 с.
2. Поварков, И.Л. Совершенствование систем воздухообеспечения тепловозных дизелей [Текст] / И.Л. Поварков, Г.Г. Антохин. – М.: ИНТЕКСТ, 1999. – 190 с.
3. Мороз, В.І. Оцінка резервів поліпшення експлуатаційних показників тепловозних дизелів типу Д80 за рахунок модернізації механізму привода клапанів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко // Зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип. 41. – С. 10-13.
4. Мороз, В.І. Удосконалення конструкції транспортних технічних засобів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко // Залізничний транспорт України. – 2004. – № 3. – С. 24-26.
5. Марченко, А.П. Двигуни внутрішнього згоряння [Текст]: серія підручників у 6 т. Т.2. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.
6. Исследование состояния ремонтного фонда дизелей типа Д49, подлежащих капитальному ремонту [Текст]. Ч. 5. Привод распределительного вала. Лоток распределительного вала. Распределительный вал. Антивибратор маятниковый и демпфер вязкостный. Водяной насос. Проектно-конструкторско-технологическое бюро по ремонту локомотивов. – Полтава, 1990. – 71 с.
7. Корчемный, Л.В. Механизм газораспределения двигателя: Кинематика, динамика, расчет на прочность [Текст] / Л.В. Корчемный. – М.: Машиностроение, 1964. – 211 с.
8. Эфендиев, А.И. О профилировании кулачка клапанного привода для тепловозного дизеля с высоким наддувом [Текст] / А.И. Эфендиев, Я.И. Дабкин // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: Вища шк., 1969. – Вып. 9. – С. 134-145.
9. Мороз, В.І. Методика проектування високоефективних кулачків привода клапанів форсованих тепловозних дизелів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2002. – Вип. 51. – С. 47-53.
10. Мороз, В.І. Новий підхід до динамічного синтезу безударних профілів газорозподільних кулачків транспортних дизелів [Текст] / В.І. Мороз, О.В. Братченко, К.В. Астахова // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип.99. – С. 242-249.

**Ключові слова:** енергетична установка тепловоза, кулачковий механізм газорозподілу, газорозподільний кулачок, час-переріз, динамічні характеристики.

### *Анотації*

Запропоновано новий підхід до проектування високоефективних газорозподільних кулачків енергетичних установок тепловозів. Відзначено, що особливістю такого підходу є формування та подальше використання базової кривої прискорень штовхача, яка на відміну від відомих при обмеженій кількості шуканих параметрів ураховує не тільки задані за вимогами робочого процесу умови, а й встановлені обмеження на виготовлення та характеристики функціонування механізмів газорозподілу. Надано результати проектування нових кулачків привода клапанів енергетичної установки типу Д80, проведеного з використанням розробленого математичного опису. Показано, що застосування кулачків з новими профілями забезпечить суттєве підвищення часу-перерізу клапанів, а також прийнятні динамічні характеристики привода. Обґрунтовано рекомендації щодо використання розглянутого підходу при конструюванні нових і модернізації існуючих енергетичних установок тепловозів.

Предложен новый подход к проектированию высокоэффективных газораспределительных кулачков энергетических установок тепловозов. Отмечено, что особенностью такого подхода является формирование и дальнейшее использование базовой кривой ускорений толкателя, которая в отличие от известных при ограниченном числе искомых параметров учитывает не только заданные по требованиям рабочего процесса условия, но и установленные ограничения на изготовление и характеристики функционирования механизмов газораспределения. Представлены результаты проектирования новых кулачков привода клапанов энергетической установки типа Д80, проведенного с использованием разработанного математического описания. Показано, что применение кулачков с новыми профилями обеспечит существенное повышение время-сечение клапанов, а также приемлемые динамические характеристики привода. Обоснованы рекомендации по использованию рассмотренного подхода при проектировании новых и модернизации существующих энергетических установок тепловозов.

New approach is offered to planning of high-effective gas-distributing fists of power plants of diesel engines. It is marked that forming and further use of base curve of accelerations of tappet, which unlike the sought after parameters known at the limited number takes into account not only the terms set on the requirements of working process, and but also set limitations, on making and descriptions of functioning of mechanisms of gas-distributing, is the feature of such approach. The results of planning of new fists of drive of valves of power plant as Ä80, conducted with the use of the developed mathematical description, are represented. It is shown that application of fists with new types will provide the substantial increase time-section of valves, and also acceptable dynamic descriptions of drive. Recommendations are grounded on the use of the considered approach at planning of new and modernizations of existent power plants of diesel engines.