

УДК 621.436

НОВИЙ МЕТОД ДИНАМІЧНОГО СИНТЕЗУ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ КУЛАЧКІВ ПРИВОДА КЛАПАНІВ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ

Д-р техн. наук В. І. Мороз, канд. техн. наук О. В. Братченко, магістр В. І. Громов

NEW METHOD OF DYNAMIC SYNTHESIS OF HIGHLY CAM DRIVE VALVES OF DIESEL

D. Sc. (Tech.) V. I. Moroz, PhD (Tech.) O. V. Bratchenko, Master V. I. Gromov

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.184.2019.171481>

Запропоновано новий метод динамічного синтезу безударних профілів кулачків привода клапанів форсованих транспортних дизелів. Зазначено, що особливістю такого методу є формування базової кривої прискорень штовхача, параметри якої ураховують не тільки умови забезпечення якісних газообмінних процесів у циліндрі, а і встановлені обмеження на виготовлення та характеристики функціонування механізмів привода клапанів. Надано результати профілювання нових кулачків привода клапанів транспортного дизеля ЧН26/27, проведеного з використанням розробленого методу. Показано, що застосування кулачків з новими профілями на працюючому дизелі забезпечить суттєве підвищення часу-перерізу клапанів. Обґрунтовано рекомендації щодо використання розглянутого підходу при конструюванні нових і модернізації існуючих чотиритактних транспортних дизелів.

Ключові слова: транспортні дизелі, привод клапанів, кулачки, динамічний синтез, новий метод.

A new method of dynamic synthesis without shock profiles cams of the drive valves of the forced transport diesels has been proposed. It is noted that the knot torque of such a method is the formation of the basic acceleration curve of the pusher, whose parameters are taken into account not only the conditions for ensuring high-quality gas exchange processes in the cylinder, but also the restrictions on the manufacture and characteristics of the operation of the valve actuator mechanisms are established. Features of the practical implementation of the new method, which involves the implementation of separate stages: the formation of basic technical conditions and restrictions on the cam profiling, determining the basic parameters of the acceleration curve of the pusher in sections of positive and negative values, simulation of the characteristics of the operation of the mechanism of the valve actuator with the cam of the proposed profile. Moreover, the basis for research on determining the basic parameters of the acceleration curve is the generalized mathematical models that are developed using the methods of mathematical planning of the experiment. The results of profiling of new couplings of the drive of the valves of the transport diesel engine D80 conducted using the developed method are presented. It is shown that the application of cam with new profiles on a working diesel engine will significantly increase the time-section of the valves. The materials presented in the article allow solving complex problems of dynamic synthesis of gas-distributing cams of forced transport diesels. Such cams (in comparison with cams, which are profiled by known techniques) provide achievement of extremely high values of time of crossing of valves taking into account corresponding technical, technological constraints, strength requirements, acceptable values of the maximum angle of the cam pressure on the pusher and the coefficient of reserve of valve springs by forces of inertia. The method proposed by the

authors is appropriate to use when creating new and improving existing cam mechanisms for driving the valves of transport diesels.

Keywords: transport diesel engines, valve drive, cam, dynamic synthesis, new method.

Вступ. Одним із перспективних напрямків робіт з поліпшення експлуатаційних показників чотиритактних транспортних дизелів поряд з удосконаленням сумішоутворення, згоряння, теплопередачі є дослідження, спрямовані на поліпшення газообмінних процесів у циліндрах [1, 2]. Найбільш раціональним шляхом практичного рішення зазначеної наукової задачі для чотиритактних двигунів є використання високоефективних безударних кулачків привода клапанів. Профілі таких кулачків мають забезпечувати гранично високі значення часу-перерізу клапанів (ЧПК) з урахуванням відповідних технічних, технологічних обмежень, вимог міцності, прийнятні значення максимального кута тиску кулачка на штовхач і коефіцієнта запасу клапанних пружин за силами інерції [2–4]. Тому за своїм змістом процес профілювання високоефективних безударних газорозподільних кулачків слід розглядати як задачу їх динамічного синтезу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вузловим питанням вирішення сформульованої задачі є формування і отримання математичного опису відповідної кривої зміни прискорень штовхача. Аналіз літературних джерел [1, 5–7] показав, що відомі методи синтезу безударних профілів не забезпечують отримання потрібних, особливо для форсованих транспортних дизелів, значень ЧПК. Водночас використання нових підходів до профілювання високоефективних за величиною ЧПК кулачків ускладнене значною кількістю ділянок кривої прискорень штовхача, що потребує обґрунтованого визначення великої кількості їх відповідних параметрів [8]. Це підтверджує актуальність досліджень з подальшого розвитку теорії динамічного синтезу високоефективних профілів газорозподільних кулачків транспортних форсованих дизелів.

Визначення мети та завдання дослідження. Метою дослідження є удосконалення процесу динамічного синтезу високоефективних безударних газорозподільних кулачків транспортних дизелів.

Для досягнення поставленої мети необхідним є розроблення нового методу динамічного синтезу кулачків клапанного привода, які при виконанні всіх умов і обмежень на їх профілювання забезпечують гранично високі значення ЧПК транспортних дизелів.

Основна частина дослідження. Авторами запропоновано новий патенто-захищений метод динамічного синтезу високоефективних кулачків привода клапанів дизелів [9], відповідно до якого базовий графік аналогів прискорень штовхача a_{qi} залежно від поточного кута обертання кулачка φ_i ($a-b-c-d-e-f-g-h-i$ на рис. 1) на протязі половини кута дії $\varphi_D/2$ складається з чотирьох ділянок: компенсації теплового зазору $a-b$ протяжності φ_0 , додатних прискорень штовхача $b-e$ протяжності φ_1 , від'ємних прискорень штовхача $e-h$ протяжності φ_2 (фазовий кут віддалення $\varphi_B = \varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_2$), половини ділянки верхнього вистою $h-i$ протяжністю $\varphi_{\text{вс}}/2$ ($a_{qi}=0$).

Кожна ділянка кривої $a-b-c-d-e-f-g$ описується відповідним ступеневим поліномом.

Ділянка компенсації теплового зазору $a-b$: $0 \leq \varphi_i \leq \varphi_0$

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

$$v_{qi} = \frac{1}{4} A_0 \varphi_i^4 + \frac{1}{3} B_0 \varphi_i^3 + \frac{1}{2} C_0 \varphi_i^2; \quad (2)$$

$$S_i = \frac{1}{20} A_0 \varphi_i^5 + \frac{1}{12} B_0 \varphi_i^4 + \frac{1}{6} C_0 \varphi_i^3. \quad (3)$$

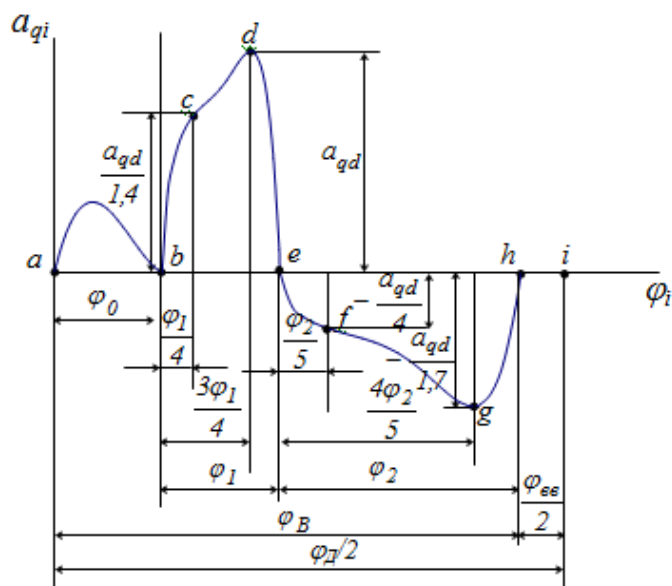


Рис. 1. Вигляд базового графіка аналогів прискорень штовхача нового методу профілювання

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

$$a_{qi} = A_1 \varphi_i^n + B_1 \varphi_i^m + C_1 \varphi_i^p + D_1 \varphi_i^q; \quad (4)$$

$$v_{qi} = \frac{1}{(n+1)} A_1 \varphi_i^{n+1} + \frac{1}{(m+1)} B_1 \varphi_i^{m+1} + \frac{1}{(p+1)} C_1 \varphi_i^{p+1} + \frac{1}{(q+1)} D_1 \varphi_i^{q+1} + v_{qb}; \quad (5)$$

$$S_i = \frac{1}{(n+1)(n+2)} A_1 \varphi_i^{n+2} + \frac{1}{(m+1)(m+2)} B_1 \varphi_i^{m+2} + \frac{1}{(p+1)(p+2)} C_1 \varphi_i^{p+2} + \frac{1}{(q+1)(q+2)} D_1 \varphi_i^{q+2} + v_{qb} \varphi_i + S_b, \quad (6)$$

де v_{qb}, S_b – призначені попередньо значення відповідно до аналога швидкості штовхача (швидкості посадки клапана на сідло) і

теплового зазору в механізмі привода клапанів.

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

$$a_{qi} = A_2 \varphi_i^r + B_2 \varphi_i^s + C_2 \varphi_i^t + D_2 \varphi_i^u. \quad (7)$$

$$v_{qi} = \frac{1}{(r+1)} A_2 \varphi_i^{r+1} + \frac{1}{(s+1)} B_2 \varphi_i^{s+1} + \frac{1}{(t+1)} C_2 \varphi_i^{t+1} + \frac{1}{(u+1)} D_2 \varphi_i^{u+1} + v_{q1e}; \quad (8)$$

$$S_i = \frac{1}{(r+1)(r+2)} A_2 \varphi_i^{r+2} + \frac{1}{(s+1)(s+2)} B_2 \varphi_i^{s+2} + \frac{1}{(t+1)(t+2)} C_2 \varphi_i^{t+2} + \frac{1}{(u+1)(u+2)} D_2 \varphi_i^{u+2} + v_{qe} \varphi_i + S_e, \quad (9)$$

де v_{qe} , S_e – відповідно аналог швидкості і переміщення штовхача в кінці ділянки додатних прискорень (т. e на рис. 1).

Показники ступенів поліномів (4), (7) доцільно приймати з вказаних інтервалів значень, які отримано за результатами пошукових досліджень: $n=1...3$; $m=3...6$; $p=0,3...0,7$; $q=4...6$; $r=0,1...0,5$; $s=1...3$; $t=3...7$; $u=3...9$ [9, 10]. Величини коефіцієнтів A_0, B_0, C_0 визначаються за умов забезпечення потрібних кінематичних параметрів штовхача в точці b (у кінці ділянки $a-b$ на рис. 1) – переміщення штовхача $S_i = S_b$ і аналога швидкості штовхача $v_{qi} = v_{qb}$. Значення коефіцієнтів $A_1, B_1, C_1, D_1, A_2, B_2, C_2, D_2$ розраховуються за умов забезпечення потрібних координат характерних точок (рис. 1) a, b, c, d, e, f, g, h кривої аналогів прискорень штовхача (відповідають виконанню відповідних умов на профілювання кулачків). Формули для визначення поточних величин аналогів швидкостей v_{qi} (2), (5), (8) і переміщень S_i штовхача (3), (6), (9) отримані відповідно до інтегрувань і подвійних інтегрувань формул (1), (4), (7) [9].

Практичне використання запропонованого методу потребує опрацювання питань, які пов'язані з раціональним проведенням адаптивних етапів формування базової кривої аналогів прискорень штовхача з урахуванням

відповідних умов на профілювання кулачків [2, 4, 8]:

- кулачок має забезпечувати найбільше значення ЧПК (максимальну величину коефіцієнта повноти діаграми переміщень штовхача η_{II} [2]) при заданій кінематичній схемі привода, куті дії φ_D , максимальному переміщенні штовхача S_{max} ;

- максимальні значення кута тиску β_{max} кулачка на штовхач не мають перевищувати граничних значень $[\beta]$, встановлених для даної схеми механізму привода клапанів ($\beta_{max} \leq [\beta]$);

- запропонований безударний профіль кулачка має відповідати можливостям і умовам сучасних технологій виготовлення: для механізмів з роликівими штовхачами при заданих радіусах початкового кола r_0 і ролика ρ такої вимозі відповідає обмеження мінімального радіуса кривизни увігнутої ділянки профілю R_{min}^{kp} за умов мінімального радіуса шліфувальних кругів $[R_{min}^{kp}]$ ($|R_{min}^{kp}| \leq [R_{min}^{kp}]$);

- мінімальна величина коефіцієнта запасу клапанних пружин за силами інерції k_{zmin} не має бути меншою за встановлене граничне значення ($k_{zmin} \geq [k_{zn}]$).

Авторами запропоновано послідовне формування базової кривої прискорень штовхача (окремо на ділянках додатних і від'ємних прискорень) з варіюванням найбільш впливових змінних при фіксуванні значень інших змінних, встановлених

попередніми пошуковими дослідженнями. Причому здійснення обґрунтованого вибору оптимальних значень варійованих змінних доцільно виконувати на основі сумісного аналізу відповідних узагальнених математичних моделей (УММ),

отриманих з використанням методів математичного планування експерименту [11].

Особливості використання запропонованого методу профілювання газорозподільних кулачків на основі здійснення виділених етапів подано нижче у вигляді блок-схеми (рис. 2).



Рис. 2. До розгляду особливостей нового методу динамічного синтезу високоефективних безударних газорозподільних кулачків

Як приклад практичного використання нового методу нижче наведено результати дослідження, спрямованого на удосконалення конструкції розподільного вала транспортного дизеля ЧН 26/27 за рахунок

використання нових високоефективних безударних кулачків привода клапанів.

На основі аналізу конструкторської документації було сформовано масив основних умов і обмежень на

профілювання кулачка: $\varphi_{д/2} = 80,75^0$;
 $S_{max} = 21,1 \text{ мм}$; $r_0 = 39,5 \text{ мм}$; $\rho = 27 \text{ мм}$;
 $S_b = 0,8 \text{ мм}$; $\varphi_0 = 12^0$; $v_{qb} = 6 \text{ мм/рад}$;
 $R_{min}^{kp} \leq -170 \text{ мм}$; $\beta_{max} \leq 30^0$; $k_{zn min} \geq 2,2$.

Формування варіантів кривої прискорень на ділянці додатних значень b - e при фіксованих значеннях показників ступеня полінома (4) $n = 1$; $m = 4$; $p = 0,5$; $q = 4,5$ передбачає отримання УММ вигляду:

$S_e = f(a_{qe}, \varphi_1)$, $R_{min}^{kp} = f(a_{qe}, \varphi_1)$,
 $\beta_{max} = f(a_{qe}, \varphi_1)$. В основу такого дослідження покладено ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних, що варіюються на трьох рівнях: $a_{qd} = 120 \dots 160 \text{ мм/рад}^2$; $\varphi_1 = 17^0 \dots 23^0$. Шукані математичні моделі отримані у вигляді поліномів другого порядку і показані нижче:

$$S_e = 7,237 - 0,0466 \cdot a_{qd} - 0,545 \cdot \varphi_1 + 0,000002 \cdot a_{qd}^2 + 0,0162 \cdot \varphi_1^2 + 0,0047 \cdot a_{qd} \cdot \varphi_1; \quad (10)$$

$$R_{min} = -1717,31 + 19,654 \cdot a_{qd} - 1,892 \cdot \varphi_1 - 0,062 \cdot a_{qd}^2 - 0,124 \cdot \varphi_1^2 + 0,0397 \cdot a_{qd} \cdot \varphi_1; \quad (11)$$

$$\beta_{max} = -13,07 + 0,168 \cdot a_{qd} + 1,33 \cdot \varphi_1 - 0,00026 \cdot a_{qd}^2 - 0,0199 \cdot \varphi_1^2 + 0,002 \cdot a_{qd} \cdot \varphi_1. \quad (12)$$

Перевірка адекватності моделей (10)...(12) за величиною дисперсії середньоквадратичного відхилення підтвердила можливість їх використання в подальших дослідженнях.

З використанням УММ (10)...(12) були побудовані поверхні відгуку $S_e = f(a_{qe}, \varphi_1)$, $R_{min}^{kp} = f(a_{qe}, \varphi_1)$, $\beta_{max} = f(a_{qe}, \varphi_1)$ і відповідний бінарний перетин таких поверхонь (рис. 3) [12], що містить лінії рівних значень розглянутих показників у перетинах поверхонь відгуку площинами $(a_{qe} - \varphi_1)$. Його аналіз показує, що забезпеченню умов $R_{min}^{kp} \leq -170 \text{ мм}$; $\beta_{max} \leq 30^0$ відповідає незатінена область графіка. Але для досягнення умови

$S_e = S_{emax}$ при вибраних значеннях кута φ_1 величини максимальних аналогів прискорень мають відповідати точкам, що лежать на обмежувальних лініях 1 або 2.

Отримані результати є основою для формування кривої прискорень на ділянці від'ємних значень e - h . Проведення даного етапу при фіксованих значеннях показників ступеня полінома (7) $r = 0,3$; $s = 25$; $t = 14$; $u = 1$ передбачає розроблення УММ вигляду $\eta_{II} = f(\varphi_1, \varphi_2)$, $S_h = f(\varphi_1, \varphi_2)$, $k_{zn min} = f(\varphi_1, \varphi_2)$ на основі математичного плану другого порядку для двох змінних, що варіюються на трьох рівнях: $\varphi_1 = 17^0 \dots 23^0$, $\varphi_2 = 30^0 \dots 38^0$. Шукані математичні моделі отримано у вигляді поліномів другого порядку і показано нижче:

$$\eta_{II} = 0,9432 - 0,008 \cdot \varphi_1 - 0,002 \cdot \varphi_2 - 0,000063 \cdot \varphi_2^2; \quad (13)$$

$$S_h = -34,079 + 3,66 \cdot \varphi_1 + 0,144 \cdot \varphi_2 - 0,074 \cdot \varphi_1^2 + 0,005 \cdot \varphi_2^2 + 0,0048 \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2; \quad (14)$$

$$k_{3П min} = 1,827 - 0,202 \cdot \varphi_1 + 0,0736 \cdot \varphi_2 + 0,0018 \cdot \varphi_1^2 - 0,0021 \cdot \varphi_2^2 + 0,0056 \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2. \quad (15)$$

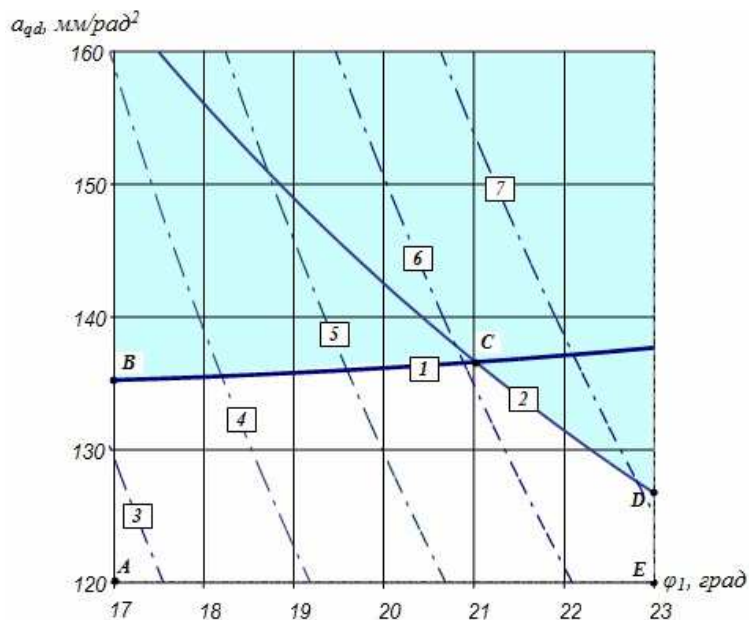


Рис. 3. Бінарний перетин для вибору параметрів кривої аналогів прискорень штовхача на ділянці додатних значень, лінії:

1 – $R_{min} = -170$ мм; 2 – $\beta_{max} = 30^\circ$; 3 – $S_e = 7$ мм; 4 – $S_e = 8$ мм;
5 – $S_e = 9$ мм; 6 – $S_e = 10$ мм; 7 – $S_e = 11$ мм

Перевірка адекватності моделей (13)...(15) за величиною дисперсії середньоквадратичного відхилення підтвердила можливість їх використання в подальших дослідженнях.

З використанням УММ (13)...(15) були побудовані поверхні відгуку $\eta_{II} = f(\varphi_1, \varphi_2)$, $S_h = f(\varphi_1, \varphi_2)$, $k_{3П min} = f(\varphi_1, \varphi_2)$ і відповідний бінарний перетин таких поверхонь (рис. 4), що містить лінії рівних значень розглянутих показників у перетинах поверхонь відгуку площинами $(\varphi_1 - \varphi_2)$. Його аналіз показує, що забезпеченню вимозі $k_{3П min} \geq 2,2$ відповідає незатінена область графіка $A-B-C-D-E-A$, а умові $S_h = 21,1$ мм – лінія 1.

Досягненню умови забезпечення найбільшого ЧПК ($\eta_{II} = \eta_{II max} = 0,667$) відповідає точка F графіка ($\varphi_1 = 19,3^\circ$, $\varphi_2 = 31,4^\circ$).

Проведені дослідження дали можливість сформулювати параметри базової кривої аналогів прискорень штовхача, при яких забезпечуються зазначені вище умови і обмеження на профілювання кулачків привода клапанів дизеля ЧН26/27: $a_{qd} = 135,2$ мм/рад²; $\varphi_1 = 19,3^\circ$; $n = 1$; $m = 4$; $p = 0,5$; $q = 4,5$; $\varphi_2 = 31,4^\circ$; $r = 0,3$; $s = 25$; $t = 14$; $u = 1$. Нижче, на рис. 5 подано кінематичні характеристики штовхача механізму привода клапанів з новим високоефективним безударним кулачком у вигляді графіків переміщень S_i , аналогів v_{qi} швидкостей і прискорень a_{qi} залежно від кута обертання

кулачка φ_i . Для порівняння на рис. 5 пунктиром нанесено графік переміщень штовхача при використанні серійних

безударних кулачків [6], для якого коефіцієнт повноти діаграми переміщень штовхача складає $\eta_{II}=0,602$.

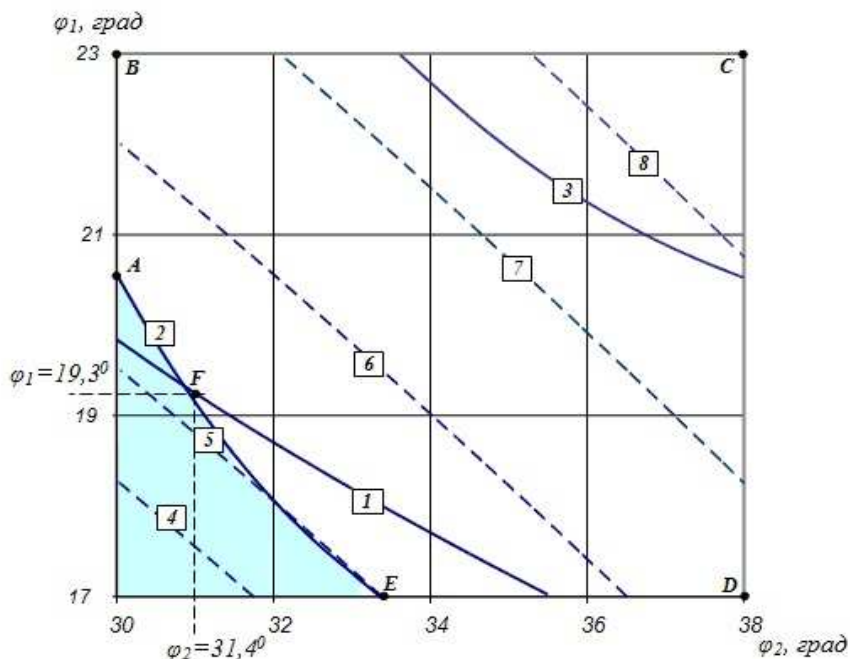


Рис. 4. Бінарний перетин для вибору параметрів кривої аналогів прискорень штовхача на ділянці від'ємних значень, лінії:

- 1 – $S_h=21,1$ мм; 2 – $k_{zn\ min}=2,2$; 3 – $k_{zn\ min}=2,5$; 4 – $\eta_{II}=0,68$; 5 – $\eta_{II}=0,67$;
6 – $\eta_{II}=0,65$; 7 – $\eta_{II}=0,63$; 8 – $\eta_{II}=0,61$

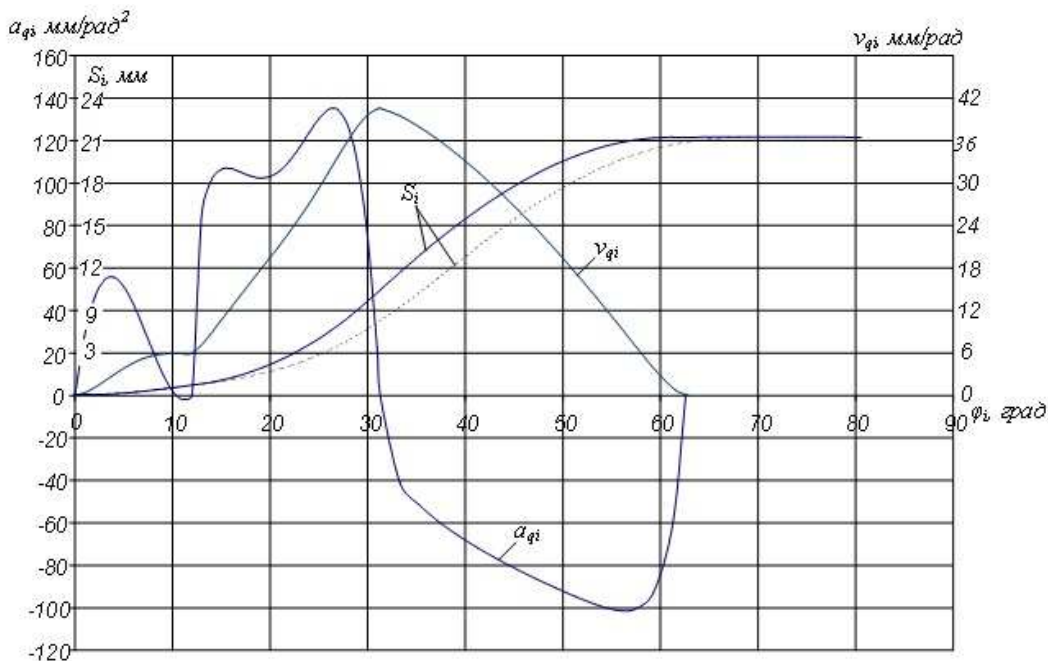


Рис. 5. Кінематичні характеристики штовхача механізму привода клапанів дизеля ЧН26/27 з новим кулачком

Аналіз отриманих результатів показав, що нові кулачки у порівнянні із серійними при виконанні всіх умов на профілювання забезпечують суттєве (до 17 %) збільшення ЧПК транспортних дизелів ЧН26/27.

Висновки. Наведені в статті матеріали дають змогу вирішувати складні задачі динамічного синтезу газорозподільних кулачків форсованих транспортних дизелів. Такі кулачки (у порівнянні з кулачками, які спрофільовані за відомими методиками)

забезпечують досягнення гранично високих значень ЧПК з урахуванням відповідних технічних, технологічних обмежень, вимог міцності, прийнятні значення максимального кута тиску кулачка на штовхач і коефіцієнта запасу клапанних пружин за силами інерції. Запропонований авторами метод доцільно використовувати при створенні нових і удосконаленні існуючих кулачкових механізмів привода клапанів транспортних дизелів.

Список використаних джерел

1. Двигуни внутрішнього згоряння: підручник у 6 т. / за ред. А. П. Марченко, А. Ф. Шеховцова. Харків: Прапор, 2004. Т.1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. 384 с. URL: Marchenko_Dvyhuny_vnutrishnoho_zghoriannia_T_1.pdf.
2. Мороз В. І., Астахова К. В. Розроблення узагальненого формалізованого опису задачі динамічного синтезу безударних профілів кулачків привода клапанів транспортних дизелів. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. Харків, 2009. № 111. С. 82–93.
3. Muzakkir S. M. Design of Innovative Engine Valve: Background and Need. *International Journal of Scientific Engineering and Technology*. 2015. Vol. 4, Issue 3, P. 178-181. URL: <https://pdfs.semanticscholar.org/c995/f3e8344435931ba0774afe6c1eab22b3890a.pdf>.
4. Logvinenko A. A. Peculiarities of stress calculation of basic part of timing gear of modern locomotive electric power installation. *Metallurgical and Mining Industry*. 2014. № 6. P. 59-63. URL: metaljournal.com.ua/assets/MMI_2014_6/10-Logvinenko.pdf.
5. Nguyen V. T. Design and manufacturing camshaft using on hybrid vehicles. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*. 2018. Vol. 9, Issue 6. P. 277–284. URL: <http://www.iaeme.com/IJMET/index.asp>.
6. Эфендиев А. И., Дробкин Я. И. О профилировании кулачка клапанного привода для тепловозного дизеля с высоким наддувом. *Двигатели внутреннего сгорания*. Харьков: Вища школа, 1969. № 9. С. 134–145.
7. Васильев А. В. Повышение эффективности и надежности работы дизельного двигателя путем динамически настроенных кулачков. *Вестник Волгоградского государственного университета*. Серия 10: Инновационная деятельность. Волгоград, 2014. №4 (13). С. 79–85. URL: <http://dx.doi.org/10.15688/jvolsu10.2014.4.9>.
8. Іванченко К. В. Поліпшення характеристик функціонування механізму газорозподілу енергетичних установок тепловозів з дизелем Д49 за рахунок використання удосконалених розподільних валів. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. Харків, 2015. № 152. С. 168–172. URL: <http://znp.kart.edu.ua/images/arhiv/2015/32.pdf>.
9. Пат. № 104978 Україна МПК F01L 1/08, Кулачок приводу клапана. 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.

10. Мороз В. І., Братченко О. В. Динамічний синтез високоефективних профілів газорозподільних кулачків транспортних форсованих дизелів: матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті». *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. Харків, 2017. № 169 (додаток). С. 120-123.

11. Братченко О. В. Узагальнені математичні моделі для динамічного синтезу безударних газорозподільних кулачків тепловозних дизелів *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту*. Донецьк, 2012. № 32. С. 162–166. URL: <http://www.drtdi.donetsk.ua/zbirnik.htm>.

12. Громов В. І. Дослідження поверхонь відгуку показників міцності тягових зубчатих передач з різним ступенем зносу профілів зубців. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. 2017. № 168. С. 37–44. URL: <http://cs.wk.ukrainianrailways.gov.ua/article/view/101591/96839>.

Мороз Володимир Ілліч, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-51.

E-mail: moroz@kart.edu.ua.

Братченко Олександр Васильович, канд. техн. наук, професор кафедри механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-53.

E-mail: bratchenko@kart.edu.ua.

Громов Володимир Ігорович, магістр, асистент кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.: (057) 730-10-53.

E-mail: eltech@kart.edu.ua.

Moroz Volodimir Illich, D. Sc. (Tech.), Professor, Head of Department, Department of Mechanical Engineers and Designing the Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel: (057) 730-10-51.

E-mail: moroz@kart.edu.ua.

Bratchenko Alexander Vasilyevich PhD (Tech.), Professor, Department of Mechanical Engineers and Designing the Machines, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel: (057) 730-10-53. E-mail: bratchenko@kart.edu.ua.

Gromov Volodimir Igorovych, master, Assistant Department of Electric Power Engineering, Electrical Engineering and Electrical Mechanics, Ukrainian State University of Railway Transport. Tel: (057) 730-10-53.

E-mail: eltech@kart.edu.ua.

Статтю прийнято 22.04.2019 р.