

УДК 621.436

**ОСОБЛИВОСТІ ПРАКТИЧНОЇ РЕАЛІЗАЦІЇ АДАПТИВНИХ СТРАТЕГІЙ  
ОПТИМІЗАЦІЙНОГО СИНТЕЗУ БЕЗУДАРНИХ ПРОФІЛІВ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ  
КУЛАЧКІВ ДИЗЕЛІВ**

**К-т техн. наук О.В.Братченко**

**ОСОБЕННОСТИ ПРАКТИЧЕСКОЙ РЕАЛИЗАЦИИ АДАПТИВНЫХ СТРАТЕГИЙ  
ОПТИМИЗАЦИОННОГО СИНТЕЗА БЕЗУДАРНЫХ ПРОФИЛЕЙ  
ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ КУЛАЧКОВ ДИЗЕЛЕЙ**

**К-т техн. наук А.В.Братченко**

**PARTICULARITIES TO PRACTICAL REALIZATION ADAPTIVE STRATEGY  
OPTIMUM SYNTHESSES OF THE UNACCENTED PROFILES GAS DISTRIBUTING  
FIST OF THE DIESELS**

**C-t of techn. Sciences A.Bratchenko**

*Обґрунтовано актуальність науково-дослідних і дослідно-конструкторських розробок, спрямованих на забезпечення якісних газообмінних процесів в циліндрах чотиритактних дизелів. Показано, що перспективними дослідженнями в цьому напрямку є використання розподільних валів з новими кулачками приводу клапанів. Представлено розроблену в Українській державній академії залізничного транспорту нову методику профілювання високоефективних безударних газорозподільних кулачків. Розглянуто особливості раціонального проведення адаптивних етапів оптимізаційного синтезу запропонованих*

нових кулачків на основі використання відповідних узагальнених математичних моделей, які отримуються за допомогою методів математичного планування експерименту. В якості прикладу практичної реалізації запропонованого підходу представлені результати профілювання газорозподільних кулачків чотиритактних тепловозних дизелів.

**Ключові слова:** чотиритактний дизель, газообмінні процеси, нові безударні високоефективні газорозподільні кулачки, оптимізаційний синтез, адаптивні етапи.

Обоснована актуальность научно-исследовательских и опытно-конструкторских разработок, направленных на обеспечение качественных газообменных процессов в цилиндрах четырехтактных дизелей. Показано, что перспективными исследованиями в этом направлении является использование распределительных валов с новыми кулачками привода клапанов. Представлено разработанную в Украинской государственной академии железнодорожного транспорта новую методику профилирования высокоэффективных безударных газораспределительных кулачков. Рассмотрены особенности рационального проведения адаптивных этапов оптимизационного синтеза предложенных новых кулачков на основе использования соответствующих обобщенных математических моделей, которые получают с помощью методов математического планирования эксперимента. В качестве примера практической реализации предложенного подхода представлены результаты профилирования газораспределительных кулачков четырехтактных тепловозных дизелей.

Показано, что применение таких кулачков обеспечивает существенное повышение время-сечения клапанов при выполнении всех учитываемых требований и ограничений на проектирование.

**Ключевые слова:** четырехтактный дизель, газообменные процессы, новые безударные высокоэффективные газораспределительные кулачки, оптимизационный синтез, адаптивные этапы.

Motivated urgency research and research and development developments, directed on ensuring the qualitative processes gas exchange in cylinder four tact of the diesels. It Is Shown by that perspective studies in this direction is an use the camshafts with new fist of the drive valve. It is presented designed in Ukrainian state academy of the rail-freight traffic new methods grading high efficient unaccented gas distributing fist. The Considered particularities of the rational undertaking adaptive stage optimum syntheses offered new fist on base of the use corresponding to generalized mathematical models, which get the experiment by means of methods of the mathematical planning. As example to practical realization of the offered approach are presented results of grading gas distributing fist four tact of the diesels diesel locomotive. It is shown that using such fist provides essential increasing time-sections valve when performing all taken into account requirements and restrictions on designing.

**The Keywords:** four tact diesel, gas fraudulent processes, new unaccented high efficient gas distributing fist, optimum syntheses, adaptive stages.

**Вступ.** Постановка проблеми у загальному вигляді і її зв'язок із важливими науковими і практичними завданнями. Необхідність зниження витрат на рідинне паливо для експлуатаційного тепловозного парку Укрзалізниці визначає актуальність робіт з підвищення експлуатаційної економічності як перспективних, так і існуючих локомотивних

енергетичних установок і, в першу чергу, функціонуючих в їх складі дизелів [1,2]. При цьому поряд з поліпшенням процесів сумішоутворення, паливоподачі, теплообміну та інш. перспективним напрямком підвищення техніко-економічних показників чотиритактних тепловозних дизелів слід вважати їх модернізацію шляхом удосконалення конструкції

кулачкових механізмів газорозподілу (КМГР). Мова йде про використання розподільних валів з новими профілями кулачків, які б забезпечували високі значення часу-перерізу (ЧП) клапанів при дотриманні вимог міцності і надійності механізму приводу в цілому [3,4].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проведений аналіз конструкторської документації і науково-технічної літератури показав, що КМГР більшості тепловозних дизелів устатковані розподільними валами з тангенціальними кулачками (профілі окреслені прямими, що сполучаються з дугами окружностей) [4]. Такі кулачки характеризуються недостатньою ефективністю за ЧП клапанів, а також наявністю в механізмі так званих “м’яких” ударів (миттєвих за часом змін прискорень ланок), що при значних рухомих масах приводить до порушення умов замкнення кінематичного ланцюга, міцності і надійної деталей приводу. Застосування ж безударних кулачків в механізмах газорозподілу середньооберткових тепловозних дизелів обмежується недостатньою для якісного газообміну ефективністю за ЧП клапанів [5]. Тому впровадження розподільних валів з новими безударними профілями кулачків, які забезпечують не тільки досягнення значно більших (у порівнянні з серійними) величини ЧП клапанів, а й задовільну динаміку, надійність і довговічність КМГР є актуальною науково-технічною задачею.

Для її рішення може використовуватися розроблена нова методика оптимізаційного проектування високоефективних кулачків, яка базується на синтезі базової кривої прискорень клапанів за умов досягнення гранично високих значень ЧП клапанів при дотриманні численних технологічних, конструктивних обмежень, вимог міцності деталей і прийнятної динаміки кінематичного ланцюга КМГР [6]. Методика орієнтована на автоматизоване проектування у проектуючих підсистемах САПР з використанням відповідної адаптивної стратегії рішення багатомірних задач оптимізації з обмеженнями [7].

Разом з тим практичне використання розробленої методики потребує проробки вузлових питань, які пов’язані з раціональним проведенням складних адаптивних етапів при формуванні базової кривої прискорень клапанів у процесі оптимізаційного проектування.

**Визначення мети і задачі дослідження.** В статті розглянуто особливості раціонального проведення адаптивних етапів оптимізаційного проектування КМГР транспортних дизелів з запропонованими новими кулачками на основі використання відповідних узагальнених математичних моделей (УММ), які отримуються за допомогою методів математичного планування експерименту (МПЕ) [7,8].

**Основна частина дослідження.** У відповідності до методики профілювання кулачків [6] координати опорних точок-параметрів базової кривої аналогів прискорень клапану (рис.1), характер кривих, що їх з’єднують (криві ступеневих функцій), визначаються з урахуванням тих чи інших умов на проектування:

– точка *A* – відповідає нульовому прискоренню на момент початку підйому клапану;

– точка *B* – відповідає аналогу прискорення  $a_{qB}$ , що визначається технологічним обмеженням за мінімальним радіусом кривизни  $R_{min}$  увігнутої ділянки профілю кулачка;

– точка *C* – відповідає аналогу прискорення  $a_{qC}=a_{qB}m_1$ , що визначається технологічним обмеженням при контролі рівня контактних напружень в кінематичній парі профіль кулачка - ролик штовхача;

–  
– точка *D* – відповідає максимальній величині аналога додатних прискорень  $a_{qD}=a_{qC}m_2$ , яка визначається рівнем контактних напружень в кінематичній парі профіль кулачок-ролик штовхача ( $m_1, m_2$  – коефіцієнти збільшення аналогів додатних прискорень клапанів);

– точка *E* – відповідає аналогу прискорення  $a=0$  наприкінці ділянки додатних прискорень клапану; при цьому її довжина для забезпечення прийнятних

## Рухомий склад залізниць

динамічних характеристик приводу  $\varphi_1 \geq 18^\circ$  [9]. Крім того при проектуванні в точці E контролюється обмеження за максимальним кутом тиску  $\beta_{max}$  [10];

– точки  $F, G, K$  – відповідають аналогам від'ємних прискорень  $a_{qF}$ ,

$a_{qG}=a_{qF}k_1, a_{qK}=a_{qF}k_2$  ( $k_1, k_2$  – коефіцієнти збільшення аналогів від'ємних прискорень клапанів), що визначаються умовою забезпечення необхідного запасу клапанних пружин за силою інерції  $k_{зп}=1,5$  [9];

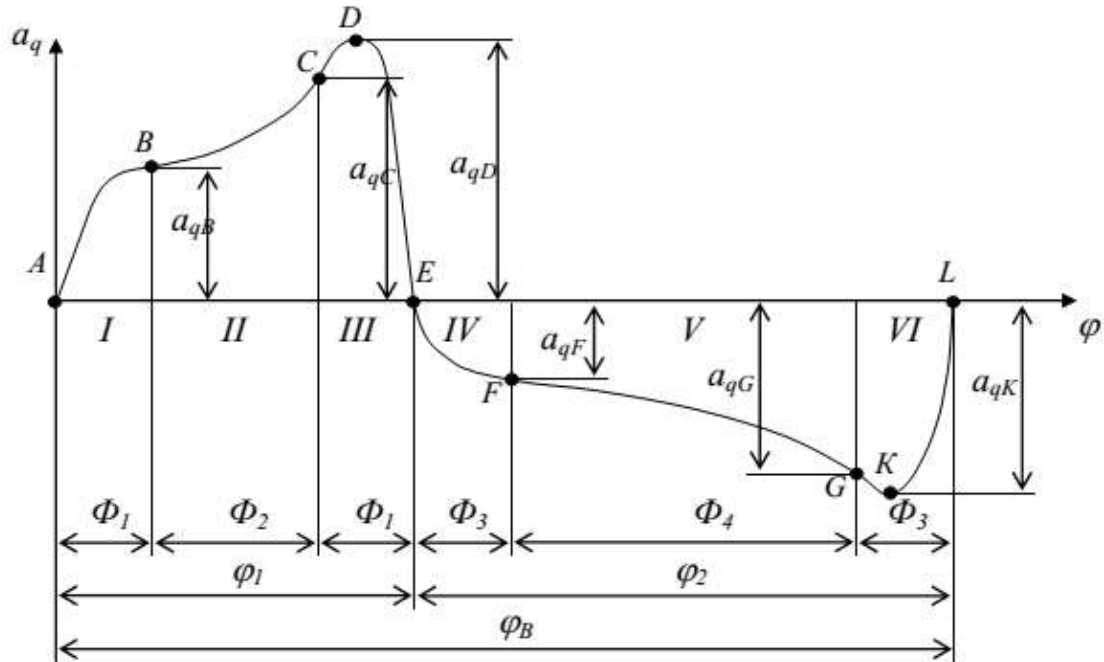


Рис. 1. Базова крива прискорень клапанів

– точка  $K$  - відповідає прискоренню  $a_q=0$  наприкінці фази віддалення  $\varphi_B$ . В точці E контролюються наступні вимоги й обмеження: забезпечення заданого максимального підйому клапану  $S=S_{max}$  при величині аналогу швидкості клапану  $V_q=0$  та куті віддалення  $\varphi_B \leq \varphi_D/2$  ( $\varphi_D$  – кут дії кулачка, обумовлений фазами газорозподілу).

У відповідності до виду поданої базової кривої прискорень клапану використовуються формули для обчислення на ділянках I ...VI поточних значень переміщень  $S$ , аналогів швидкостей  $V_q$  і прискорень  $a_q$  клапанів за кутом повороту кулачка  $\varphi$ . Кінематичні параметри клапанів дають змогу провести профілювання кулачків і при відомих силових параметрах моделювати динамічні характеристики механізму газорозподілу та оцінювати показники міцності деталей клапанного приводу.

При цьому основна складність практичної реалізації запропонованої методики є параметричний синтез базової кривої прискорень клапанів за змінними  $m_1, m_2, \Phi_1, \Phi_2, k_1, k_2, \Phi_3$ , які б забезпечували гранично максимальну величину ЧП клапанів з урахуванням зазначених вимог на проектування. Тобто дана задача є задачею багатомірної оптимізації з обмеженнями [7,9]. При її розв'язанні в якості критеріального показника доцільно розглядати коефіцієнт повноти діаграми підйомів штовхача  $\eta_{п}$  [9], величина якого пропорційна ЧП клапанів. Тоді технологічні, конструктивні обмеження, вимоги міцності деталей урахуються в якості функціональних обмежень. Параметричні обмеження визначаються величинами поданих вище характеристик базової кривої прискорень клапанів  $a_{qB}, m_1, m_2, \Phi_1, \Phi_2, k_1, k_2, \Phi_3$ . Координати ж інших наведених на рис.1 опорних точок отримуються автоматично за величинами параметричних обмежень.

Цільова функція оптимізаційного проектування КМГР з застосуванням запропонованої методики профілювання може бути записана в виді

$$\eta_{II} = f(a_{qB}, m_1, m_2, \Phi_1, \Phi_2, k_1, k_2, \Phi_3) \Rightarrow \max.$$

Видно, що для досягнення максимального значення критеріального показника  $\eta_{II}$  (з дотриманням інших умов на проектування) потрібно забезпечити сполучення оптимальних величин багатьох параметрів, що є головною метою адаптивних етапів. Для проведення цих етапів пропонується поступове формування базової кривої прискорень клапанів (окремо на ділянках додатних і від'ємних прискорень) з варіюванням найбільш впливових змінних (при фіксуванні значень інших змінних).

Нижче розглянута реалізація запропонованих рішень на прикладі оптимізаційного проектування високоефективних кулачків приводу клапанів вітчизняного тепловозного дизеля Д80.

В якості основних початкових даних і умов на проектування приймалися параметри КМГР серійного дизеля. Ураховуються: максимальний хід клапану  $S_{max}=20,3$  мм; кут дії кулачка  $\varphi_{II}=275^\circ$ ; радіус початкового кола кулачка  $r_0=39,5$  мм; радіус ролика штовхача  $\rho=28$  мм; мінімальний радіус кривини увігнутої частини профілю кулачку  $R_{min}=170$  мм; максимальний кут тиску  $\beta_{max}=30^\circ$ ; мінімальний коефіцієнт запасу клапанних пружин за силами інерції  $k_{ЗП}=1,5$ .

При синтезі базової кривої на ділянці додатних прискорень фіксувалися параметри  $a_{qB}=107$  мм/рад<sup>2</sup>,  $m_2=1,02$ ,  $\Phi_1=5^\circ$ . В якості змінних параметрів обрані коефіцієнт збільшення прискорень на ділянці II  $m_1=1,1...1,7$  та кутова довжина ділянки додатних прискорень  $\varphi_1=19...23^\circ$ . Їх величини визначаються за умов досягнення максимального переміщення клапанів в кінці ділянки додатних прискорень  $S_{III}$  при забезпеченні обмежень за мінімальним радіусом кривини увігнутої частини профілю кулачку  $R_{min}=170$  мм і максимальним кутом тиску  $\beta_{max}=30^\circ$ .

На першому адаптивному етапі попереднє визначення параметрів  $m_1$  та  $\varphi_1$  проходилося на основі сумісного аналізу УММ виду  $S_{III}=f(m_1, \varphi_1)$ ;  $R_{min}=f(m_1, \varphi_1)$ ;  $\beta_{max}=f(m_1, \varphi_1)$ . Для їх отримання з використанням відповідної матриці

планування [7,8] будувався ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних  $m_1$  і  $\varphi_1$ , які варіюються на трьох рівнях. Для кожного з режимів плану (заданого сполучення значень  $m_1, \varphi_1$ ) розраховувалися значення обмежень, що контролюються на даному етапі дослідження, і формувалися відповідні масиви  $S_{III}, R_{min}$  і  $\beta_{max}$ .

З використанням цих масивів отримані і перевірені на адекватність наведені нижче УММ у вигляді поліномів другого ступеня

$$S_{III} = 1,66 - 0,58m_1 - 0,044\varphi_1 - 0,002m_1^2 + 0,17\varphi_1^2 + 0,076m_1\varphi_1, \quad (1)$$

$$R_{min} = 297,89 - 29,8m_1 - 10,73\varphi_1 - 168,8m_1^2 - 0,3\varphi_1^2 + 20,65m_1\varphi_1, \quad (2)$$

$$\beta_{max} = -6,8 + 6,59m_1 + 1,77\varphi_1 - 0,48m_1^2 - 0,03\varphi_1^2 + 0,05m_1\varphi_1. \quad (3)$$

На рис.2 показано отриманий за допомогою УММ (1)...(3) і відповідної підпрограми допоміжний графік, який містить ізолінії фіксованих значень переміщень клапанів  $S_{III}$  і функціональних обмежень  $R_{min}=170$  мм і  $\beta_{max}=30^\circ$ .

Видно, що для подальшого формування базової кривої прискорень клапанів для прийнятих значень  $\varphi_1$  потрібно за умов досягнення найбільших переміщень клапанів при забезпеченні виконання функціональних обмежень задавати найбільші величини  $m_1$  з області допустимих рішень [8] - незаштрихованої області номограми.

Подальші розрахункові дослідження з визначення основних параметрів базового закону на ділянці від'ємних прискорень (другий адаптивний етап) при відомих значеннях параметрів ділянки додатних прискорень зводяться до визначення значення коефіцієнта  $k_1$ , при якому досягаються максимальні величини коефіцієнта  $\eta_{II}$  з урахуванням усіх заданих умов для ділянки додатних прискорень, а також забезпечення обмеження за мінімальною величиною коефіцієнта запасу клапанних пружин за силами інерції  $k_{ЗПmin} \geq 1,5$  на протязі всієї ділянки від'ємних прискорень.

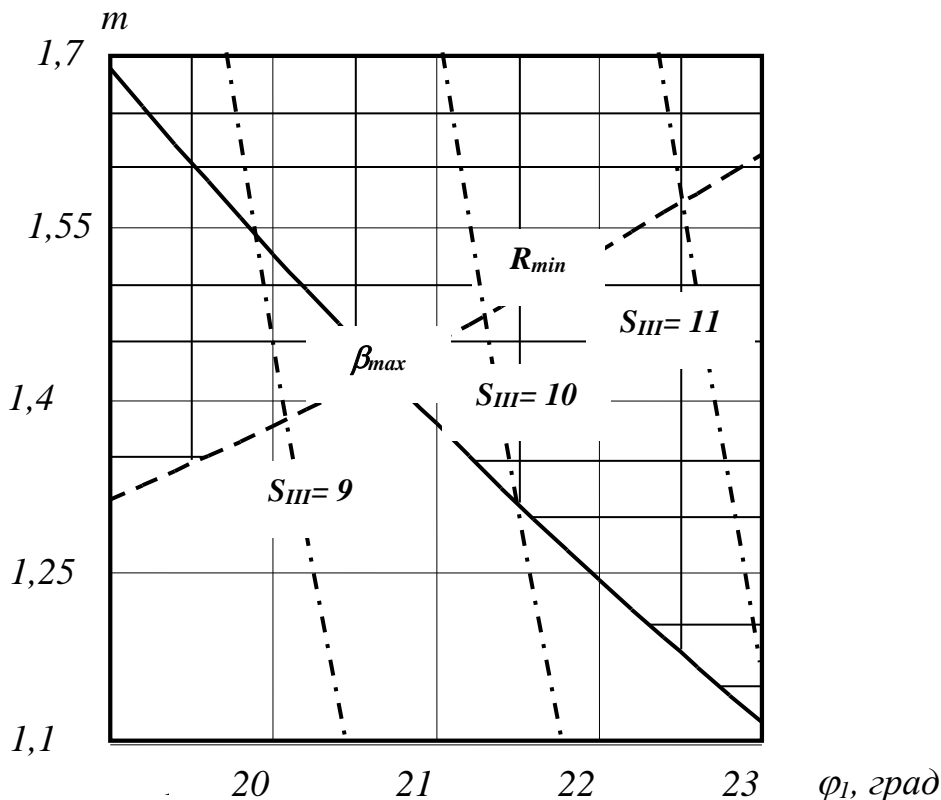


Рис. 2. Допоміжний графік для вибору основних параметрів базової кривої клапанів на ділянці додатних прискорень

При цьому фіксованими параметрами базової кривої на ділянці від'ємних прискорень клапанів є кутова довжина ділянок IV і VI  $\Phi_3 = 5^\circ$ , коефіцієнта зростання прискорень  $k_2 = 1,02$ .

Відповідно до стратегії оптимізаційного проектування [7,8] на даному адаптивному етапі досліджень в якості параметричних обмежень ураховуються змінні  $k_1$  і  $\varphi_1$ , задані межі варіювання яких ( $k_1 = 1,3 \dots 1,9$ ;  $\varphi_1 = 20 \dots 22^\circ$ ) визначають область можливих рішень  $D$  - область оптимізації

$$D = \{k_1, \varphi_1 \mid 1,3 \leq k_1 \leq 1,9; 20^\circ \leq \varphi_1 \leq 22^\circ\}$$

Функціональне обмеження, яке ураховує необхідність забезпечення коефіцієнту запасу клапанних пружин за силами інерції  $k_{зпmin} \geq 1,5$  відповідає граничним величинам аналогів від'ємних прискорень в опорних точках F і K базової кривої (рис.1)  $a_{qF} \leq 87 \text{ мм/рад}^2$  і  $a_{qK} \leq 145 \text{ мм/рад}^2$ . Вони визначають область допустимих рішень  $D_x$ , що розташована в області D

$$D_x = \{k_1, \varphi_1 \mid a_F \leq 87 \text{ мм/рад}^2; a_G \leq 145 \text{ мм/рад}^2; 1,3 \leq k_1 \leq 1,9; 20^\circ \leq \varphi_1 \leq 22^\circ\}$$

При рішенні такої оптимізаційної задачі цільова функція дослідження з вибору оптимальних параметрів базової кривої прискорень клапанів має вид

$$\eta_n(k_1^*, \varphi_1^*) \Rightarrow \max$$

$$k_1^*, \varphi_1^* \in D_x \in D,$$

де  $k_1^*, \varphi_1^*$  - оптимальні значення змінних.

Для остаточного вибору оптимальних параметрів базової кривої прискорень необхідно провести сумісний аналіз УММ виду  $\eta_{II} = f(k_1, \varphi_1)$ ,  $a_F = f(k_1, \varphi_1)$ ,  $a_K = f(k_1, \varphi_1)$ . Для їх отримання використано ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних  $k_1$  і  $\varphi_1$ , які варіюються на трьох рівнях, реалізація якого дала змогу отримати наведені нижче УММ

## Рухомий склад залізниць

$$\eta_n = -0,5436 + 0,0228k_1 + 0,1089\varphi_1 - 0,0056k_1^2 - 0,0025\varphi_1^2 \quad (4)$$

$$a_{qF} = -1137,7 + 23,1k_1 + 105,77\varphi_1 - 0,371k_1^2 - 2,23\varphi_1^2 - 1,58k_1\varphi_1 \quad (5)$$

$$a_{qK} = -1671,7 - 46,7k_1 + 155,3\varphi_1 - 11,67k_1^2 - 3,6\varphi_1^2 + 7k_1\varphi_1 \quad (6)$$

Отримані УММ (4)...(6) дали змогу побудувати допоміжний графік (рис.1), який містить ізолінії фіксованих значень критеріального показника  $\eta_{II}$  і функціональних обмежень  $a_{qF} = 87 \text{ мм/рад}^2$  і  $a_{qK} = 145 \text{ мм/рад}^2$ . Оптимальні значення параметрів  $k_1$  і  $\varphi_1$  містяться в області допустимих рішень  $D_X$  (незаштрихованій зоні графіка).

Сумісний аналіз областей допустимих рішень на допоміжних графіках (рис. 2,3) дозволив визначити оптимальні значення

основних параметрів базової кривої прискорень -  $m_1=1,31$ ;  $k_1=1,68$ ;  $\varphi_1=21,7^\circ$ .

Отримані результати (параметри базової кривої прискорень клапанів) дозволили провести розрахунки відповідних нових профілів кулачків приводу впускних і випускних клапанів, а також усіх характеристик функціонування КМГР дизеля Д80. Проведений аналіз показав, що дослідні кулачки забезпечують максимальні значення критеріального показника - коефіцієнта повноти діаграми підйомів клапанів  $\eta_{II}=0,67$  (при  $\eta_{II} = 0,58$  для серійних кулачків) з урахуванням усіх конструктивних, технологічних обмежень, а також вимог міцності і надійності КМГР. При цьому застосування дослідних розподільних валів дозволить збільшити ЧП клапанів на 15%, на основі чого може бути досягнуто суттєве поліпшення показників паливної економічності і екологічності дизелів Д80 в експлуатації [3].

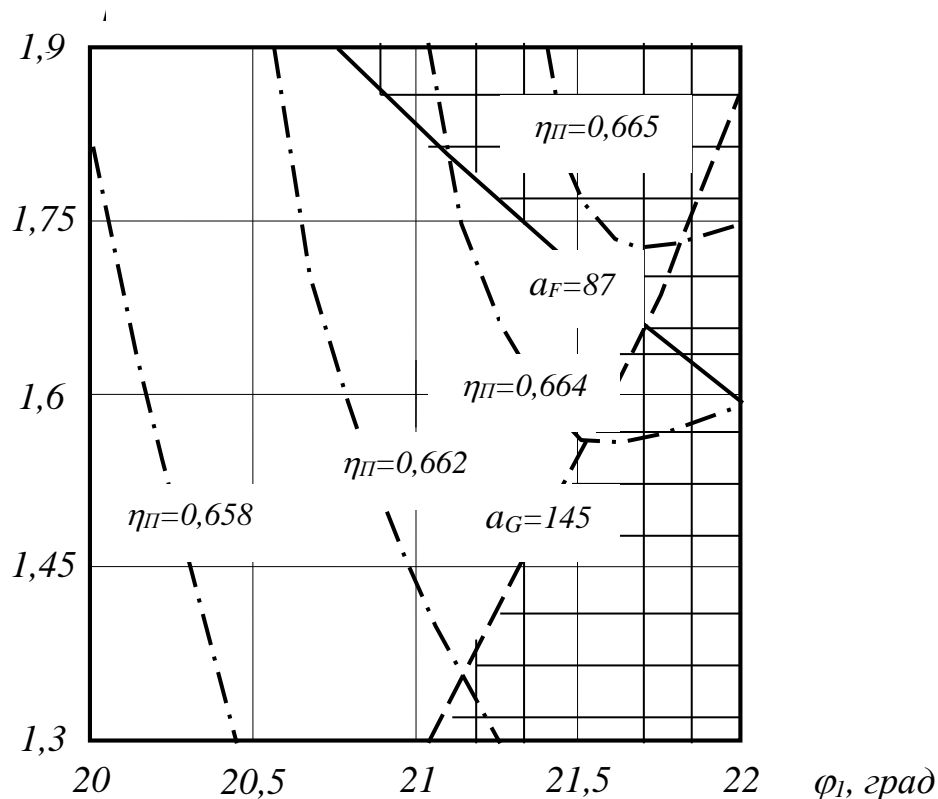


Рис. 3. Допоміжний графік до вибору основних параметрів базової кривої клапанів на ділянці від'ємних прискорень

**Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку.** Розглянуті в статті методичний підхід і запропоновані рішення до раціонального проведення

адаптивних етапів при автоматизованому проектуванні нових патентозахищених кулачків з використанням методів математичного планування експерименту забезпечить вирішення задач

оптимізаційного проектування КМГР при транспортних чотиритактних дизелів.  
створенні нових і модернізації існуючих

### Список використаних джерел

1. Тартаковський, Е.Д. Пріоритетні напрямки досліджень у галузі тягового рухомого складу [Текст]/ Е.Д. Тартаковський // Зб. наук. правь. – Харків:УкрДАЗТ, 2004. – Вип. 64. – С. 5-12.
2. Симсон, А.Э. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания[Текст]/ А.Э.Симсон, А.З.Хомич, А.А.Куриц и др. – М.: Транспорт, 1987. – 536 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 ХарДАЗТ, 2000.- Вип.41. – с.10-13.
4. Марченко, А.П. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин [Текст]/А.П.Марченко, М.К.Рязанцев, А.Ф.Шеховцов. – Харків: Прапор, 2004. – 384 с.
5. Братченко О.В. Новий підхід до проектування високоефективних газорозподільних кулачків енергетичних установок тепловозів [Текст]/ О.В.Братченко// Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – Вип. 139. – С. 150-155.
6. Кулачок механізму газорозподілу: пат 90952 Україна МПК F01L 1/08 / Мороз В.І., Братченко О.В., Астахова К.В., Тищенко В.С.; заявник та власник Українська державна академія залізничного транспорту. - № а 200813509 Заявл. 24.11.08.; Опубл. 10.06.2010. Бюл. № 11 – 4 с.
7. Мороз, В.І. Формування стратегії автоматизованого проектування нових технічних засобів транспорту[Текст]/ В.І.Мороз, В.В.Ліньков, О.В.Братченко//Зб.наук.праць УкрДАЗТ, 2003. – Вип..54. – С.55 – 63.
8. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР [Текст]/ В.І.Мороз, О.В.Братченко, В.В. Ліньков. – Харків: видавництво “Нове слово”, 2003. – 194 с.
9. 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.
10. Корчемный, Л.В. Механизм газораспределения двигателя: Кинематика, динамика, расчет на прочность [Текст]/ Л.В.Корчемный. – М.: Машиностроение, 1964. – 211 с.

Рецензент д-р техн. наук, професор О.В.Устенко

Братченко Олександр Васильович канд. техн. наук, професор кафедри механіки і проектування машин Українська державна академія залізничного транспорту. Тел.(057) 730-10-53.

Bratchenko Alexander Vasilyevich cand. tech. sciences, professor department mechanical engineers and designing the machines Ukrainian State Academy of Railway Transport. Tel.(057) 730-10-53.