

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2025-293-7-79-89>

УДК 629.424

ОСОБЛИВОСТІ СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНИХ КУЛАЧКОВИХ ПРОФІЛІВ ДЛЯ ГАЗОРОЗПОДІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Фомін О.В., Логвіненко О.А., Сагін С.В., Луценко О.А., Заверкін А.В.

FEATURES OF SYNTHESIS OF OPTIMAL CAM PROFILES FOR GAS DISTRIBUTION MECHANISMS OF TRANSPORT VEHICLES

Fomin O.V., Lohvinenko O.A., Sagin S.V., Lutsenko O.A., Zaverkin A.V.

У статті розглянуто особливості синтезу оптимальних кулачкових профілів для газорозподільних механізмів транспортних засобів, які відіграють ключову роль у забезпеченні ефективності, надійності та екологічності енергетичних установок. Наголошено на актуальності проблеми вдосконалення конструкцій двигунів внутрішнього згоряння в умовах зростаючих вимог до ресурсозбереження та зниження експлуатаційних витрат. Показано, що традиційні методи проектування кулачкових профілів не враховують у повному обсязі складні взаємозв'язки між кінематичними та динамічними характеристиками клапанного механізму, що призводить до підвищеного зносу, шумів, вібрацій і зниження паливної економічності.

Запропоновано нову методологію синтезу оптимальних кулачкових профілів, яка базується на використанні узагальнених математичних моделей і методів математичного планування експерименту. Це дозволяє формувати оптимальні параметри прискорень штовхача на різних ділянках його руху з урахуванням обмежень на радіус кривизни профілю, контактні напруження, коефіцієнт запасу клапанних пружин і умови забезпечення безрозривної динаміки механізму. Реалізація математичних планів другого порядку дала можливість побудувати номограми для визначення оптимальних параметрів, які забезпечують підвищення коефіцієнта повноти діаграми підйому штовхача та зниження динамічних навантажень.

Отримані результати доводять, що оптимізація кулачкових профілів сприяє зменшенню навантажень на елементи газорозподільного механізму, підвищенню ресурсу його роботи та надійності, а також покращенню процесів газообміну в циліндрах двигуна. Це забезпечує

зростання потужності, паливної економічності та екологічних характеристик транспортних енергетичних установок. Розроблений підхід має практичне значення як для створення нових двигунів, так і для модернізації існуючих конструкцій, відповідаючи сучасним тенденціям розвитку транспортних технологій.

Результати дослідження відкривають перспективи подальшої автоматизації проектування газорозподільних механізмів та інтеграції комп'ютерного моделювання в інженерну практику. Це дозволяє створювати інноваційні рішення у сфері двигунобудування, спрямовані на досягнення високих показників ефективності та довговічності транспортних систем.

Ключові слова: транспорт, енергетичні установки, транспортні технології, ресурсозбереження, експлуатація, автоматизація, комп'ютерне моделювання, математичне планування.

Вступ. Сучасна транспортна промисловість постійно шукає шляхи для підвищення ефективності та екологічності транспортних засобів. Серед них найбільш поширеними є двигуни внутрішнього згоряння, які працюють у дедалі жорсткіших умовах, що вимагає постійного вдосконалення їх компонентів. Ключовим вузлом зазначених двигунів є газорозподільний механізм (ГРМ), який значною мірою визначає їх ефективність, потужність, економічність та екологічні показники.

Постановка проблеми. Існуючі методи проектування кулачкових механізмів

газорозподілу, зокрема профілів кулачків, як правило, не дозволяють повною мірою врахувати складний взаємозв'язок між кінематичними та динамічними характеристиками ГРМ, а також їх вплив на загальні характеристики двигуна. Це призводить до компромісних рішень, які не забезпечують досягнення оптимальних показників. Відсутність універсальних та ефективних методик синтезу кулачкових профілів, що враховують динаміку клапанного механізму та його взаємодію з потоками газів, є серйозною проблемою. Неоптимальні кулачкові профілі можуть спричинити підвищений знос, шуми та вібрації, а також знижувати паливну ефективність та збільшувати викиди шкідливих речовин. Це особливо відчутно в умовах зростаючих екологічних вимог та потреби у зниженні експлуатаційних витрат. Таким чином, виникає нагальна потреба в розробці та впровадженні нових, більш досконалих методів синтезу оптимальних кулачкових профілів, які дозволять покращити характеристики двигунів та відповідати сучасним викликам транспортної промисловості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

В рамках вище зазначеного, авторами було проведено аналіз інформаційних джерел з досліджуваної тематики. Так в статті [1] автори запропонували універсальний метод проектування кулачкового профілю на основі кубічних сплайнів і динамічного моделювання. Методика дозволяє враховувати нелінійні кінематичні та динамічні характеристики системи. Запропоновані підходи дають змогу досягти плавності руху та зниження динамічних навантажень.

В статті [2] дослідниками виконано типологічний синтез механізмів змінного ступеня стиснення двигунів. Автори розглянули декілька типів конструкцій механізмів, зокрема кулісні, важільні та ексцентрикові. Проведено кінематичний і геометричний аналіз можливих конфігурацій. Особлива увага приділена ефективності, компактності та реалістичності будови їх у двигуни.

В роботі [3] авторами розроблено метод оптимального кінематичного синтезу профілю кулачка для клапанного механізму двигуна. Його основу склало чисельне моделювання з урахуванням швидкості, прискорення та ривку. Результати показали поліпшення плавності ходу клапанів і зменшення вібрацій.

В статті [4] досліджено параметри ємнісних накопичувачів енергії для підземного рухомого

складу. Теоретична частина включає моделі з урахуванням електричних та масогабаритних характеристик. Запропоновані параметри дозволяють збільшити автономність систем живлення.

В дослідженні [5] проаналізовано існуючі та перспективні профілі елементів несучих систем рухомого складу. Розглянуто вплив геометрії профілів на міцність і стійкість вагонних конструкцій. Особлива увага приділена можливостям зниження ваги без втрати міцності. Дослідження спрямоване на підвищення ефективності залізничного транспорту.

В роботі [6] наведено метод оптимального синтезу пружинного кулачкового механізму із застосуванням кубічних сплайнів. Розроблена авторами математична модель дозволяє коректно врахувати вплив пружини на кінематику. Результати мають практичну цінність для швидкісних механізмів.

В статті [7] визначено раціональні параметри ємнісної системи накопичення енергії для метрополітену. Було враховано характеристики зарядно-розрядного циклу та умови експлуатації. Розроблена математична модель дозволяє оптимізувати роботу акумуляторної системи. Автори запропонували інженерні рішення для покращення енергозбереження.

В роботі [8] наведено особливості розрахунків на міцність основних деталей механізму газорозподілу сучасних локомотивних енергетичних установок. В дослідженні наведені відповідні розробки для проведення розрахунків на міцність найважливіших деталей механізму газорозподілу з урахуванням проявів динаміки.

В дослідженні [9] розглянуто вплив параметрів електропередачі на ефективність вантажного електротранспорту постійного струму. Авторами було запропоновано методику розрахунку та вибору параметрів передавального комплексу. Моделювання показало потенціал підвищення коефіцієнту корисної дії системи.

В роботі [10] авторами досліджено вплив високих порядків кінематичних параметрів на динаміку швидкісних кулачкових профілів. Запропоновано метод оптимізації з урахуванням прискорення, ривку та вищих похідних. Дослідження має високу практичну цінність для високошвидкісних двигунів.

В статті [11] запропоновано математичну модель термічної правки металоконструкцій

вантажних вагонів, яка дозволяє прогнозувати поведінку матеріалу при термічному впливі. Результати можна використовувати для обґрунтування технологій ремонту. Стаття є корисною для підвищення довговічності вагонів.

В статті [12] авторами було проаналізовано синтез механізмів змінного стиснення двигунів, з акцентом на типологію. Також розглянуто переваги різних конструкцій за параметрами розміру, міцності та простоти реалізації. Автори запропонували систему класифікації для проектування нових схем. Застосовано комп'ютерне моделювання для аналізу кінематики. Робота важлива для модернізації двигунів внутрішнього згоряння.

Авторами в роботі [13] було розроблено конструкцію гідравлічного механізму регулювання відкриття клапанів з кулачковим приводом. Основною метою дослідження було покращення ефективності двигуна за рахунок змінної геометрії. Автори виконали аналіз руху та перевірили модель експериментально. Дослідження показало перспективність гідравлічного приводу для адаптивного керування клапанами. Це дозволяє значно знизити витрату пального.

В дослідженні [14] авторами побудовано математичні моделі зміни параметрів несучих елементів піввагонів, які дають змогу прогнозувати залишковий ресурс конструкції. Запропоновано шляхи посилення і подовження строку служби. Робота є базою для удосконалення технічного обслуговування.

В статті [15] авторами виконано термодинамічне моделювання та проведено оптимізацію клапанного механізму з дзеркальним розташуванням. У роботі використано комбінований підхід: тепловий розрахунок і кінематичний аналіз. Результати вказують на зростання коефіцієнту корисної дії при оптимальній геометрії.

Автори статті [16] розробили метод оптимального проектування профілю кулачка для дизельних двигунів великої потужності. Досліджено динаміку клапанного механізму з акцентом на вібрації та навантаження. Проведено моделювання реальних умов роботи. Оптимізація профілю забезпечує підвищену надійність і тривалість служби. Робота підкреслює важливість адаптації кулачків до робочих умов.

Аналіз літератури засвідчив, що питанням визначення особливостей синтезу оптимальних кулачкових профілів для газорозподільних

механізмів транспортних засобів не приділено достатньої уваги. Попри численні дослідження у сфері двигунобудування, комплексний підхід до оптимізації кулачкових профілів, що враховує динамічні характеристики системи та вимоги до паливної ефективності та екологічності, залишається недостатньо висвітленим. Існуючі роботи часто зосереджені на окремих аспектах, таких як кінематика або динаміка, без системного інтегрування всіх взаємопов'язаних факторів. Це створює прогалину в науковому розумінні та практичному застосуванні передових методів проектування. Отже необхідність подальших досліджень для розробки універсальних та ефективних методик синтезу є очевидною.

Метою статті є розробка та обґрунтування методології синтезу оптимальних кулачкових профілів для газорозподільних механізмів транспортних засобів, яка забезпечить підвищення ефективності, надійності та екологічності двигунів внутрішнього згоряння. Тобто авторами ставиться за мету розробка інструменту, який дозволить інженерам проектувати високоефективні кулачки, що максимально відповідають експлуатаційним вимогам.

Виклад основного матеріалу дослідження. На рис.1 наведено базовий безударний закон зміни прискорень роликowego штовхача кулачкового механізму приводу клапанів (КМПК) представлений у вигляді модифікованої трапеції.

До основних параметрів даного закону відносяться:

$\ddot{x}_1$ – аналог додатних прискорень штовхача в кінці ділянки *I*, обирається з умов обмеження за мінімальним радіусом кривизни ввігнутої ділянки конструктивного профілю кулачка;

m_1, m_2 – коефіцієнти збільшення додатних прискорень відповідно на ділянках *II* і *III*, призначаються за умов виконання обмеження за мінімальним радіусом кривизни ввігнутої ділянки профілю і контролю контактних напружень;

$\ddot{x}_2$ – аналог від'ємних прискорень штовхача в кінці ділянки *IV*, контролюється за умов забезпечення потрібного запасу клапанних пружин за силами інерції;

k_1, k_2 – коефіцієнти збільшення від'ємних прискорень відповідно на ділянках *V* і *VI*, остаточно призначаються за умов забезпечення безрозривної динаміки ГРМ при контролі запасу пружин за силами інерції;

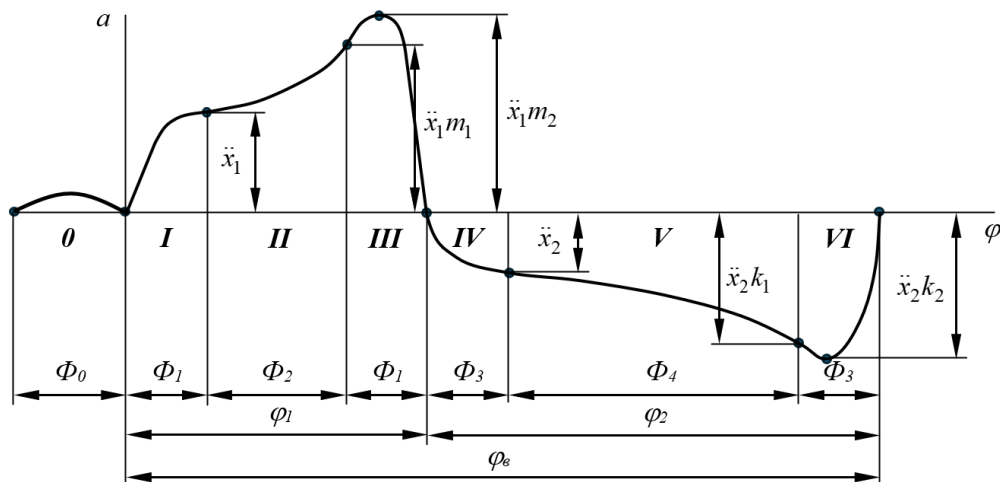


Рис. 1. Базовий закон зміни прискорень штовхача

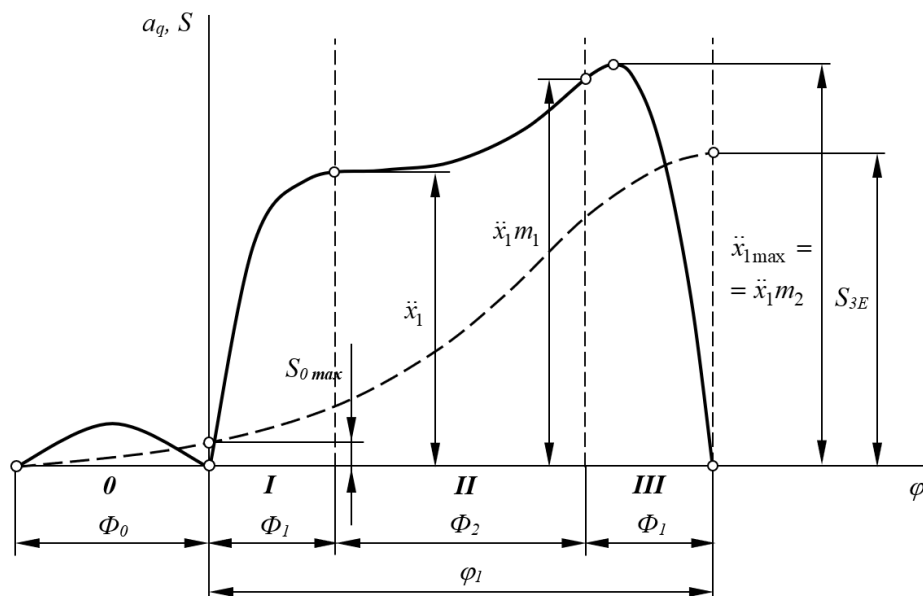


Рис. 2. Ділянка додатних прискорень

Φ_0 – довжина ділянки компенсації теплового зазору;

$\Phi_1, \dots, \Phi_4$ – довжини ділянок базового закону прискорень штовхача;

φ_1, φ_2 – довжини ділянок додатних і від'ємних прискорень штовхача;

$\varphi_6 = \varphi_1 + \varphi_2$ – фазовий кут віддалення.

Так до комплексу умов на проектування кулачкових механізмів з роликовими штовхачами, що рухаються поступально (саме для ділянки додатних прискорень (див. рис. 2)) відносяться: припустимий радіус кривизни $[R_{кр}]$ увігнутої ділянки робочого профілю, який обирається за умов можливостей металорізучого обладнання (умова

проектування $R_{кр \min} \geq [R_{кр}]$); максимальний припустимий кут тиску $[\beta]$ (умова проектування $\beta_{\max} \leq [\beta]$); $[\varphi_1]$ – мінімальне припустиме значення кута обертання кулачка, що відповідає довжині ділянки додатних прискорень штовхача (умова проектування $\varphi_1 \geq [\varphi_1]$); $[\ddot{x}_{1\max}]$ – максимальний припустимий рівень аналога додатних прискорень штовхача, який задається за умов контролю рівня контактних напружень і радіусів кривизни увігнутої ділянки робочого профілю (умова проектування $\ddot{x}_{1\max} \leq [\ddot{x}_{1\max}]$); S_{3E} – переміщення штовхача в кінці ділянки додатних прискорень (умова проектування $S_{3E} = S_{3E \max}$).

Для зменшення кількості варійованих параметрів базового закону на ділянці додатних прискорень доцільно задати постійні значення для ряду параметрів, а саме: довжину ділянки I Φ_1 та співвідношення величин коефіцієнтів m_1 і m_2

($m_2 = a \cdot m_1$). При цьому величину аналога прискорень $\ddot{x}_1$ необхідно приймати рівним найменшому значенню аналогів прискорень з розрахунків для дугового ввігнутого кулачка з радіусом кривизни ввігнутої ділянки $R_{kp} = [R_{kp}]$. Таким чином до змінних параметрів базового закону на ділянці додатних прискорень відносяться коефіцієнт збільшення прискорень на ділянці II m_1 та її довжина Φ_2 .

Розглядаючи вибір основних параметрів базового закону як задачу оптимізаційного проектування КМПК в якості проміжного критерію оптимальності прийнятого рішення (з вибору величин m_1 та Φ_2) обирається величина переміщення штовхача в кінці ділянки III – S_{3E} .

При цьому межі варіювання параметричних обмежень (m_1, Φ_2) формують зону можливих рішень, в якій розглядається зона допустимих рішень D_x , що відповідає функціональним обмеженням $\beta_{\max} \leq [\beta]$ і $R_{kp \min} \geq [R_{kp}]$

$$D_x = \left\{ m_1, \Phi_2 \mid \beta_{\max} \leq [\beta], R_{kp \min} \geq [R_{kp}], m_{1a} \leq m_1 \leq m_{1b}, \Phi_{2a} \leq \Phi_2 \leq \Phi_{2b} \right\}.$$

Тоді цільова функція (ЦФ) дослідження з вибору оптимальних параметрів додатної ділянки базового закону має вид

$$S_{3E}(m_1, \Phi_2) \Rightarrow \max, \quad m_1, \Phi_2 \in D_x \in D.$$

На етапі виконання проектувальних робіт вибір оптимальних значень параметрів m_1 і Φ_2 виконується за рахунок аналізу узагальнених математичних моделей (УММ) контролюємих показників, що отримуються за допомогою методів математичного планування експерименту.

Відповідно до рекомендацій будується ортогональний математичний план другого порядку, в якому змінними, що варіюються є m_1 і Φ_2 , а в якості вихідних показників виступають величини S_{3E} , $R_{kp \min}$ та $\beta_{\max}$.

Реалізація математичного плану дасть можливість отримати УММ виду

$$S_{3E} = f(m_1, \Phi_2),$$

$$R_{kp \min} = f(m_1, \Phi_2),$$

$$\beta_{\max} = f(m_1, \Phi_2).$$

Остаточні значення параметрів m_1 і Φ_2 обираються з аналізу допоміжної номограми, яка будується за допомогою отриманих УММ, на якій в координатах m_1 і Φ_2 будуються декілька ізоліній фіксованих значень показника S_{3E} і обмежувальних ізоліній $\beta_{\max} = [\beta]$ і $R_{kp \min} = [R_{kp}]$. Таким чином в результаті виконаного дослідження визначаються значення основних параметрів базового закону додатних прискорень: Φ_1 , $\ddot{x}_1$, m_1 , m_2 .

У відповідності з наведеними вище рекомендаціями, щодо визначення параметрів базового закону на ділянці додатних прискорень штовхача, в якості прикладу, з використанням матриці планування (графічна інтерпретація якої наведена на рис. 3), було побудовано ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних, які варіюються на трьох рівнях (табл. 1).

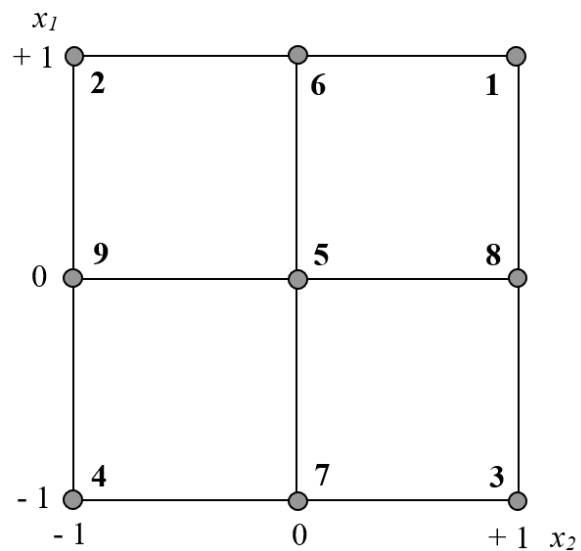


Рис. 3. Графічна інтерпретація матриці планування

У якості змінних, що варіюються, до плану входять величини m_1 і Φ_2 , а в якості вихідних параметрів - відповідні значення S_{3E} , $R_{kp \min}$ і $\beta_{\max}$. Межі варіювання вхідних змінних плану, вибрані у відповідності з обмеженнями, що накладаються і в даному випадку складають: $m_1 = 1, 1 \dots 1, 7$;

Таблиця 1

Математичний план дослідження на ділянці додатних прискорень базового закону

№	Матриця планування		Φ_2 , град	m_1	$R_{кр\ min}$, мм	β_{max} , град	S_{3E} , мм
	x_1	x_2					
1	1	1	13	1,7	-163,541	33,682	11,598
2	1	-1	13	1,1	-178,576	29,874	10,898
3	-1	1	9	1,7	-113,994	30,062	8,408
4	-1	-1	9	1,1	-178,576	26,369	7,891
5	0	0	11	1,4	-178,576	30,130	9,631
6	1	0	13	1,4	-178,576	31,825	11,248
7	-1	0	9	1,4	-162,141	28,254	8,150
8	0	1	11	1,7	-134,172	31,968	9,933
9	0	-1	11	1,1	-178,576	28,205	9,329

$\Phi_2 = 9...13^\circ$. При цьому фіксуються такі параметри базового закону прискорень: $\ddot{x}_1 = 107,03 \text{ мм/рад}^2$, $\Phi_1 = 5^\circ$, $m_2 = a \cdot m_1$ де $a = 1,02$.

Реалізація математичного плану (табл. 1) дозволила отримати шукані УММ у вигляді поліномів другого ступеня

$$S_{3E} = 9,631 + 1,549 \cdot x_1 + 0,303 \cdot x_2 + 0,067 \cdot x_1^2 - 0,001 \cdot x_2^2 + 0,045 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (1)$$

$$R_{кр\ min} = -173,903 - 10,997 \cdot x_1 + 20,67 \cdot x_2 + 1,207 \cdot x_1^2 + 15,191 \cdot x_2^2 - 12,387 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (2)$$

$$\beta_{max} = 30,129 + 1,782 \cdot x_1 + 1,877 \cdot x_2 - 0,091 \cdot x_1^2 - 0,043 \cdot x_2^2 + 0,028 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (3)$$

де x_1, x_2 - нормовані параметри змінних Φ_2, m_1 .

Перевірка відповідності розрахованих за залежностями (1-3) значень для опорних режимів плану підтвердила адекватність складених УММ, яка визначається наведеними значеннями середньоквадратичних відхилень $\sigma_{S_{3E}} = \pm 0,003$, $\sigma_{R_{кр\ min}} = \pm 5,143$, $\sigma_{\beta_{max}} = \pm 0,0058$.

Отримані УММ дозволили за допомогою простих розрахунків одержати допоміжну номограму (див. рис. 4), на якій нанесені ізолінії проміжного критеріального показника S_{3E} і обмежувальні ізолінії $R_{кр\ min} = -170 \text{ мм}$ та $\beta_{max} = 30^\circ$. Її аналіз дозволяє обирати

оптимальні значення коефіцієнту m_1^* та довжини Φ_2^* .

Основними параметрами базового закону на ділянці від'ємних прискорень (рис. 5) є його довжина за кутом обертання кулачка φ_2 , довжина Φ_3 ділянок IV і VI, від'ємне прискорення $\ddot{x}_2$ на кінці ділянки IV, коефіцієнти збільшення від'ємних прискорень k_1 і k_2 на ділянках V і VI.

При цьому основними умовами на проектування, що ураховуються є: коефіцієнт повноти діаграми підйомів штовхача η_n (умова проектування $\eta_n = \eta_{n\ max}$); коефіцієнт запасу клапанних пружин k_{3n} за силами інерції (умова проектування $k_{3n} \geq 1,5$).

При формуванні параметрів базової кривої від'ємних прискорень задається фіксованими значеннями кута Φ_3 і співвідношенням коефіцієнтів k_1 і k_2 ($k_2 = b \cdot k_1$). Умови ж забезпечення коефіцієнту запасу клапанних пружин за силами інерції тоді доцільно ураховувати через рівні прискорень $\ddot{x}_2$ і $\ddot{x}_{2\ max}$, тобто через коефіцієнт k_1 .

На рис. 5 пунктиром проведена наближена крива від'ємних прискорень, визначена характеристикою клапанних пружин $a_{q(np)} = f(\varphi)$. Тоді в будь-якій точці поточне значення коефіцієнту запасу визначається з формули $k_{3n} = \frac{a_{q(np)}}{a_q}$. При цьому наближено

найбільший припустимий рівень аналогу від'ємних прискорень $[\ddot{x}_{2\ max}] = \frac{a_{q(np)\ max}}{k_{3n\ min}}$.

Припустимий же рівень аналогів прискорень в

кінці ділянки IV: $[\ddot{x}_2] = \frac{a_{q(np)_{IV}}}{k_{zn \min}}$, де $a_{q(np)_{IV}}$ – аналог від'ємних прискорень, обумовлений в кінці ділянки IV характеристикою клапанних пружин.

Вибір оптимальних значень коефіцієнту k_1 при заданому діапазоні зміни величини Φ_2 виконується також на основі аналізу УММ, які

отримуються за допомогою методів математичного планування експерименту.

Відповідно до рекомендацій будується ортогональний план другого порядку, до якого в якості змінних параметрів входять величини k_1 і φ_1 , а вихідними показниками є значення коефіцієнту η_n і рівнів аналогів від'ємних прискорень $\ddot{x}_2$ і $\ddot{x}_{2\max}$.

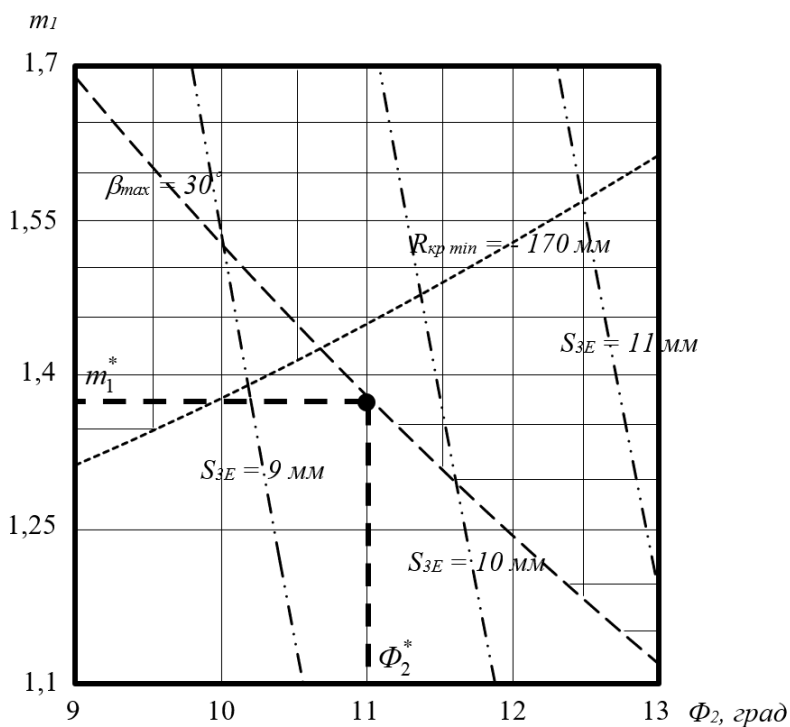


Рис. 4. Допоміжна номограма до визначення основних параметрів базового закону на ділянці додатних прискорень

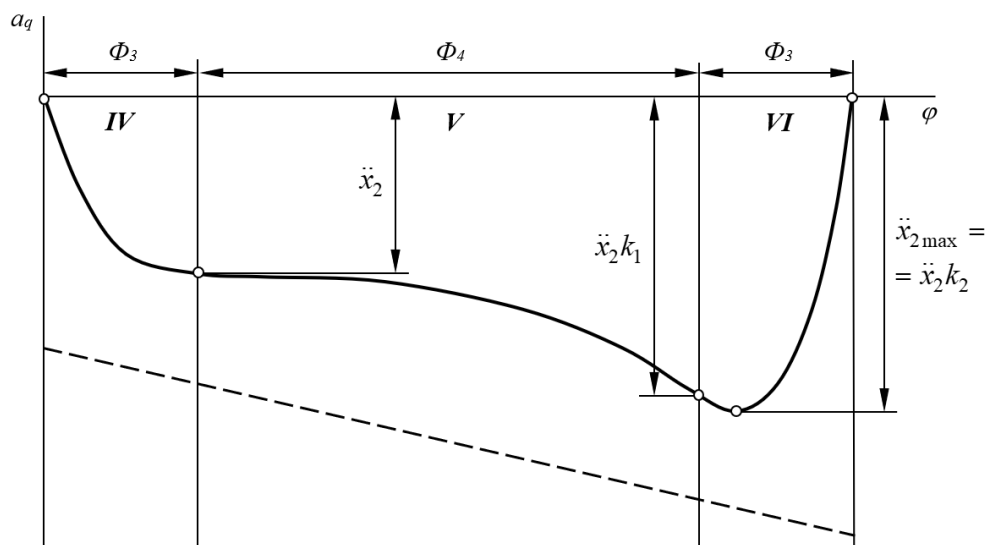


Рис. 5. Ділянка від'ємних прискорень

Реалізація математичного плану забезпечує отримання бажаних поліноміальних УММ виду

$$\eta_n = f(k_1, \varphi_1); \ddot{x}_2 = f(k_1, \varphi_1); \ddot{x}_{2max} = f(k_1, \varphi_1).$$

При цьому межі варіювання параметричних обмежень (k_1, φ_1) формують зону можливих рішень, в якій розглядають зону допустимих рішень D_x , яка відповідає функціональним обмеженням $\ddot{x}_2 \leq [\ddot{x}_2]$ і $\ddot{x}_{2max} \leq [\ddot{x}_{2max}]$

$$D_x = \left\{ k_1, \varphi_1 \mid \ddot{x}_2 \leq [\ddot{x}_2], \ddot{x}_{2max} \leq [\ddot{x}_{2max}], k_{1a} \leq k_1 \leq k_{1b}, \varphi_{1a} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{1b} \right\}$$

Тоді ЦФ дослідження з вибору оптимальних параметрів від'ємної ділянки базового закону має вид

$$\eta_n(k_1, \varphi_1) \Rightarrow \max, \quad k_1, \varphi_1 \in D_x \in D.$$

Отримані УММ дають змогу побудувати допоміжну номограму, на якій спільно наносяться декілька ізоліній фіксованих значень показника ефективності КМПК η_n , а також обмежувальні ізолінії $\ddot{x}_2 = [\ddot{x}_2]$ і $\ddot{x}_{2max} = [\ddot{x}_{2max}]$. Саме на підставі аналізу такої допоміжної номограми відшукуються значення параметрів k_1 і φ_1 .

У відповідності з наведеними вище рекомендаціями, щодо визначення параметрів базового закону на ділянці від'ємних прискорень штовхача, в якості прикладу, з використанням матриці планування (графічна інтерпретація якої наведена на рис. 3), було побудовано ортогональний математичний план другого порядку для двох змінних, які варіюються на трьох рівнях (табл. 2).

У якості змінних, що варіюються входять величини k_1 і φ_1 , а у якості вихідних параметрів

– відповідні значення $\eta_n, \ddot{x}_2, \ddot{x}_{2max}$. При цьому було встановлено наступні межі варіювання вхідних змінних $k_1 = 1,5 \dots 1,9$, $\varphi_1 = 20 \dots 22$, а фіксованими параметрами базового закону є $\Phi_3 = 5^\circ$, $k_2 = b \cdot k_1$ де $b = 1,02$.

Реалізація математичного плану дозволила скласти шукані УММ

$$\eta_n = 0,665 + 0,005 \cdot x_1 - 0,001 \cdot x_1^2 - 0,001 \cdot x_2^2 - 0,001 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4)$$

$$\ddot{x}_2 = -84,087 - 14,11 \cdot x_1 + 2,477 \cdot x_2 - 1,355 \cdot x_1^2 - 0,01 \cdot x_2^2 + 0,491 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (5)$$

$$\ddot{x}_{2max} = -145,815 - 24,399 \cdot x_1 - 13,045 \cdot x_2 - 2,339 \cdot x_1^2 + 0,491 \cdot x_2^2 - 2,026 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (6)$$

де x_1, x_2 – нормовані параметри змінних k_1 і φ_1 .

Перевірка відповідності розрахованих за залежностями (4-6) значень для відповідних опорних режимів плану підтвердила адекватність складених УММ, про що свідчать значення відповідних середньоквадратичних відхилень

$$\sigma_{\eta_n} = \pm 0,0034, \quad \sigma_{\ddot{x}_2} = \pm 0,0411, \quad \sigma_{\ddot{x}_{2max}} = \pm 0,1287.$$

Отримані УММ дозволили за допомогою простих розрахунків одержати допоміжну номограму (див. рис. 6), на якій нанесені ізолінії показника η_n і обмежувальні ізолінії показників $\ddot{x}_2 = -90 \text{ мм/рад}^2$ та $\ddot{x}_{2max} = -150 \text{ мм/рад}^2$. Її аналіз дозволяє обирати оптимальні значення коефіцієнту k_1^* та довжини φ_1^* .

Таблиця 2

Математичний план дослідження на ділянці від'ємних прискорень базового закону

№	Матриця планування		φ_1 , град	k_1	η_n	$\ddot{x}_2$, мм/рад ²	$\ddot{x}_{2max}$, мм/рад ²
	x_1	x_2					
1	1	1	22	1,9	0,671	-96,571	-187,15
2	1	-1	22	1,5	0,670	-102,550	-156,90
3	-1	1	20	1,9	0,661	-69,334	-134,37
4	-1	-1	20	1,5	0,659	-73,347	-112,22
5	0	0	21	1,7	0,666	-84,087	-145,81
6	1	0	22	1,7	0,671	-99,548	-172,62
7	-1	0	20	1,7	0,660	-71,334	-123,69
8	0	1	21	1,9	0,666	-81,660	-158,26
9	0	-1	21	1,5	0,665	-86,533	-132,39

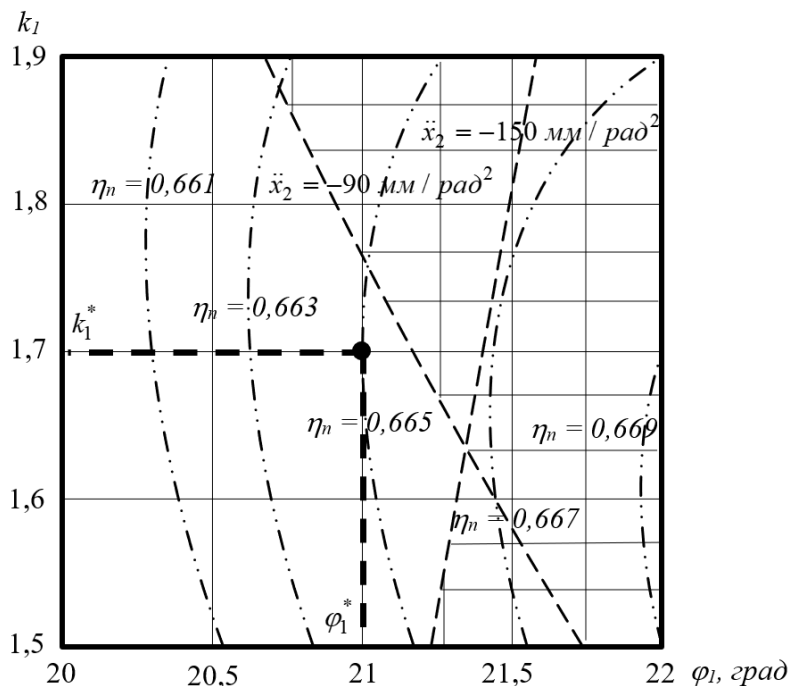


Рис. 6. Допоміжна номограма до визначення основних параметрів базового закону на ділянці від'ємних прискорень

Отже сумісний аналіз допоміжних номограм надає змогу сформуванню масиву основних параметрів базового закону прискорень штовхача, при яких досягається максимальне значення коефіцієнту повноти діаграми підйому штовхача ($\eta_{n\max}$), а також виконуються вимоги та обмеження на проектування і забезпечується прийнятна динаміка клапанних приводів.

Висновки. Розроблена в статті методологія синтезу оптимальних кулачкових профілів є ефективним інструментом для покращення експлуатаційних характеристик двигунів внутрішнього згоряння. Вона дозволяє знайти баланс між кінематичними та динамічними параметрами ГРМ, що призводить до зниження шумів та вібрацій. Застосування запропонованих оптимальних кулачкових профілів дозволяє суттєво зменшити динамічні навантаження на елементи ГРМ, що оказує прямий вплив на збільшення його ресурсу та надійності. В той же час оптимізовані профілі кулачків сприяють покращенню процесів газообміну в циліндрах двигуна, що, в свою чергу, підвищує його потужність та паливну економічність, а також призводить до поліпшення екологічних показників.

Результати дослідження можуть бути використані при проектуванні нових двигунів, а також при модернізації існуючих, забезпечуючи їх відповідність сучасним вимогам. Отримані

наукові результати відкривають нові напрямки для подальших досліджень у сфері оптимізації роботи складних механічних систем, зокрема, у двигунобудуванні.

Література

1. Jiang Z., Zhu T., Chen Z., Fan R., Gao Y., Zhang H., Wang L. A general design method of cam profile based on cubic splines and dynamic model: case study of a gravity-driven tricycle. *Mathematics*. 2022. 10(12). 1979. <https://doi.org/10.3390/math10121979>
2. Mo Y.K., Shim J.K., Kwak S.W., Jo M.S., Park H.S. Type synthesis of variable compression ratio engine mechanisms. *Applied Sciences*. 2020. 10(18), 6574. <https://doi.org/10.3390/app10186574>
3. Qin W., Chen Y. Study on optimal kinematic synthesis of cam profiles for engine valve trains. *Applied Mathematical Modelling*. 2014. Vol. 38. Issue 17–18. 4345–4353. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2014.02.015>
4. Sulim A.O., Fomin O.V., Khozya P.O., Mastepan A.G. Theoretical and practical determination of parameters of on-board capacitive energy storage of the underground rolling stock. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2018. Issue 5(1), P. 79–87. doi:10.29202/nvngu/2018-5/8
5. Фомін О.В., Логвіненко О.А., Бурлуцький О.В., Фоміна А.М. Аналіз існуючих та перспективних профілів складових елементів несучих систем одиниць рухомого складу залізниць. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка та міцність машин. 2016. №

- 46(1218). С. 66-72. DOI: 10.20998/2078-9130.2016.46.88052
6. Kim J.H., Ahn K.Y., Kim S.H. Optimal synthesis of a spring-actuated cam mechanism using a cubic spline. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2002. 216(9). 875-883. <https://doi.org/10.1177/095440620221600902>
7. Fomin O., Sulym A., Kulbovsky I., Khozia P., Ishchenko V. Determining rational parameters of the capacitive energy storage system for the underground railway rolling stock. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2018. Vol. 2. No. 1 (92). P. 63-71. <https://journals.urau.ua/eejet/article/view/126080>
8. Logvinenko A.A. Peculiarities of stress calculation of basic parts of valve timing gear of modern locomotive electric power installations. *Metallurgical and mining industry (Machine building)*. 2014. No.6. P. 52-56. <https://www.metaljournal.com.ua/MMI-2014-No6/>
9. Gorobchenko O., Fomin O., Fomin V., Kovalenko V. Study of the influence of electric transmission parameters on the efficiency of freight rolling stock of direct current. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2018. Vol. 1. No. 3 (91). P. 60-67. <https://journals.urau.ua/eejet/article/view/121713>
10. Yu J., Huang K., Luo H., Wu Y., Long X. Manipulate optimal high-order motion parameters to construct high-speed cam curve with optimized dynamic performance. *Applied Mathematical Modelling*. 2020. Vol. 371. 124953. <https://doi.org/10.1016/j.amc.2019.124953>
11. Фомін О.В., Горбунов М.І., Бурлуцький О.В., Логвіненко О.А., Фоміна А.М. Математичне описання термічної правки вагонних металоконструкцій. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського: Серія: Технічні науки*. 2018. Том 29(68). № 1. Частина 3. С.151-155. http://www.tech.vernadskyjournals.in.ua/eng/journals/2018/1_2018/part_3/28.pdf
12. Mo Y.K., Shim J.K., Kwak S.W., Jo M.S., Park H.S. Type synthesis of variable compression ratio engine mechanisms. *Applied Sciences*. 2020. 10(18). 6574. <https://doi.org/10.3390/app10186574>
13. Xie F., Zhong B., Yang G., Zhao P., Hong W., Su Y. Design and motion characteristics of cam driven hydraulic variable valve mechanism. *Automotive Engineering*. 2020. Vol. 42. Issue 3. 307-314. <https://doi.org/10.19562/j.chinasae.qcgc.2020.03.005>
14. Фомін О.В., Логвіненко О.А., Дьомін Р.Ю., Бородай Г.П., Фомін В.В., Бурлуцький О.В. Математичні моделі зміни основних показників базових несучих елементів кузовів напіввагонів. *Науково-практичний журнал «Залізничний транспорт України»*. 2013. № 5/6(102/103). С. 95-104.
15. Sun S.Y., Wang D.S., Zhou Q.Z. Thermodynamic simulation and optimum design of valve train for cam engine with the counter position placement. *Applied Mechanics and Materials*. 2011. Vol. 66-68. 1234-1239. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.66-68.1234>
16. Sun L.W., Su T.X., Xu J.F., Wang Q., Xu C.L., You G.D. Dynamics analysis and cam profile optimal design of the valve train in the diesel engine with high specific power. *Advanced Materials Research*. 2011. Vol. 308-310. 1636-1640. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.308-310.1636>

References

1. Jiang Z., Zhu T., Chen Z., Fan R., Gao Y., Zhang H., Wang L. A general design method of cam profile based on cubic splines and dynamic model: case study of a gravity-driven tricycle. *Mathematics*. 2022. 10(12). 1979. <https://doi.org/10.3390/math10121979>
2. Mo Y.K., Shim J.K., Kwak S.W., Jo M.S., Park H.S. Type synthesis of variable compression ratio engine mechanisms. *Applied Sciences*. 2020. 10(18), 6574. <https://doi.org/10.3390/app10186574>
3. Qin W., Chen Y. Study on optimal kinematic synthesis of cam profiles for engine valve trains. *Applied Mathematical Modelling*. 2014. Vol. 38. Issue 17-18. 4345-4353. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2014.02.015>
4. Sulim A.O., Fomin O.V., Khozia P.O., Mastepan A.G. Theoretical and practical determination of parameters of on-board capacitive energy storage of the underground rolling stock. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2018. Issue 5(1), P. 79-87. doi:10.29202/nvngu/2018-5/8
5. Fomin O.V., Logvinenko O.A., Burlutskiy O.V., Fomina A.M. Analiz isnujuchykh ta perspektyvnykh profiliv skladovykh elementiv nesuchykh system odyncyj rukhomogho skladu zaliznycj. *Visnyk Nacionalnijnogho tekhnichnogho universytetu «KhPI»*. Serija: *Dynamika ta micnistj mashyn*. 2016. № 46(1218). S. 66-72. DOI: 10.20998/2078-9130.2016.46.88052
6. Kim J.H., Ahn K.Y., Kim S.H. Optimal synthesis of a spring-actuated cam mechanism using a cubic spline. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2002. 216(9). 875-883. <https://doi.org/10.1177/095440620221600902>
7. Fomin O., Sulym A., Kulbovsky I., Khozia P., Ishchenko V. Determining rational parameters of the capacitive energy storage system for the underground railway rolling stock. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2018. Vol. 2. No. 1 (92). P. 63-71. <https://journals.urau.ua/eejet/article/view/126080>
8. Logvinenko A.A. Peculiarities of stress calculation of basic parts of valve timing gear of modern

- locomotive electric power installations. *Metallurgical and mining industry (Machine building)*. 2014. No.6. P. 52-56. <https://www.metaljournal.com.ua/MMI-2014-No6/>
9. Gorobchenko O., Fomin O., Fomin V., Kovalenko V. Study of the influence of electric transmission parameters on the efficiency of freight rolling stock of direct current. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2018. Vol. 1. No. 3 (91). P. 60-67. <https://journals.urau.ua/eejet/article/view/121713>
 10. Yu J., Huang K., Luo H., Wu Y., Long X. Manipulate optimal high-order motion parameters to construct high-speed cam curve with optimized dynamic performance. *Applied Mathematical Modelling*. 2020. Vol. 371. 124953. <https://doi.org/10.1016/j.amc.2019.124953>
 11. Fomin O.V., Gorbunov M.I., Burlutskiy O.V., Lohvinenko O.A., Fomina A.M. Matematychni opysannja termichnoji pravky vagonnykh metalokonstrukcij. *Vcheni zapysky Tavrijskogo nacionaljnogho universytetu imeni V.I. Vernadskogho: Serija: Tekhnichni nauky*. 2018. Tom 29(68). № 1. Chastyna 3. S. 151-155. http://www.tech.vernadskyjournals.in.ua/eng/journals/2018/1_2018/part_3/28.pdf
 12. Mo Y.K., Shim J.K., Kwak S.W., Jo M.S., Park H.S. Type synthesis of variable compression ratio engine mechanisms. *Applied Sciences*. 2020. 10(18). 6574. <https://doi.org/10.3390/app10186574>
 13. Xie F., Zhong B., Yang G., Zhao P., Hong W., Su Y. Design and motion characteristics of cam driven hydraulic variable valve mechanism. *Automotive Engineering*. 2020. Vol. 42. Issue 3. 307-314. <https://doi.org/10.19562/j.chinasae.qcgc.2020.03.005>
 14. Fomin O.V., Lohvinenko O.A., Djomin R.Ju., Borodaj Gh.P., Fomin V.V., Burlutskiy O.V. Matematychni modeli zminy osnovnykh pokaznykiv bazovykh nesuchykh elementiv kuzoviv napivvagoniv. *Naukovo-praktychnyj zhurnal «Zaliznychnyj transport Ukrainy»*. 2013. № 5/6(102/103). S. 95-104.
 15. Sun S.Y., Wang D.S., Zhou Q.Z. Thermodynamic simulation and optimum design of valve train for cam engine with the counter position placement. *Applied Mechanics and Materials*. 2011. Vol. 66-68. 1234-1239. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.66-68.1234>
 16. Sun L.W., Su T.X., Xu J.F., Wang Q., Xu C.L., You G.D. Dynamics analysis and cam profile optimal design of the valve train in the diesel engine with high specific power. *Advanced Materials Research*. 2011. Vol. 308-310. 1636-1640. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.308-310.1636>

Fomin O.V., Lohvinenko O.A., Sagin S.V., Lutsenko O.A., Zaverkin A.V. Features of synthesis of optimal cam profiles for gas distribution mechanisms of transport vehicles

The article discusses the features of synthesizing optimal cam profiles for gas distribution mechanisms in vehicles, which play a key role in ensuring the efficiency, reliability, and environmental friendliness of power plants. The relevance of improving the design of internal combustion engines in the context of growing demands for resource conservation and reduction of operating costs is emphasized. It is shown that traditional methods of designing cam profiles do not fully take into account the complex relationships between the kinematic and dynamic characteristics of the valve mechanism, which leads to increased wear, noise, vibration, and reduced fuel efficiency.

A new methodology for synthesizing optimal cam profiles is proposed, based on the use of generalized mathematical models and methods of mathematical experiment planning. This allows the formation of optimal parameters for the accelerations of the tappet in different sections of its movement, taking into account the restrictions on the radius of curvature of the profile, contact stresses, the valve spring reserve coefficient, and the conditions for ensuring the continuous dynamics of the mechanism. The implementation of second-order mathematical plans made it possible to construct nomograms for determining the optimal parameters that ensure an increase in the completeness coefficient of the tappet lift diagram and a reduction in dynamic loads.

The results obtained prove that optimization of cam profiles contributes to reducing loads on gas distribution mechanism components, increasing its service life and reliability, as well as improving gas exchange processes in engine cylinders. This ensures an increase in power, fuel efficiency, and environmental performance of transport power plants. The developed approach is of practical importance both for the creation of new engines and for the modernization of existing designs, corresponding to current trends in the development of transport technologies.

The results of the study open up prospects for further automation of gas distribution mechanism design and integration of computer modeling into engineering practice. This allows for the creation of innovative solutions in the field of engine building, aimed at achieving high performance and durability of transport systems.

Keywords: transport, power plants, transport technologies, resource conservation, operation, automation, computer modeling, mathematical planning.

Фомін Олексій Вікторович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри вагонів та вагонного господарства, Національний транспортний університет, e-mail: fomin1985@ukr.net.

Логвіненко Олександр Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри механіки і проектування машин, Український державний університет залізничного транспорту, e-mail: logvinenko.mpm@gmail.com.

Сагін Сергій Вікторович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри суднових енергетичних установок, Національний університет «Одеська морська академія», e-mail: saginsergii@gmail.com

Луценко Олександр Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, e-mail: lutsenko@snu.edu.ua

Заверкін Андрій Вікторович – кандидат технічних наук, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, e-mail: zaverkin@snu.edu.ua

Стаття подана 12.08.2025.