

УДК 621.431

- Слинько Г. І. д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, e-mail: gslynko@zp.edu.ua, ORCID: 0000-0002-1954-8530
- Беженів С. О. канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, e-mail: bezhenov@zp.edu.ua, ORCID: 0000-0001-7329-356X
- Бокарьов В. І. магістр, старший лаборант кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, e-mail: vladislavmontoya@gmail.com, ORCID: 0000-0001-7675-8094
- Слинько В. В. старший викладач кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного університету «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, e-mail: vslynko@zp.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4553-8387
- Шемет І. В. магістр, Національний університет «Запорізька політехніка», м. Запоріжжя, Україна, e-mail: shemetttttt8@gmail.com

ПРО ВПЛИВ ФОРМИ КАМЕР ЗГОРАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА ЙОГО ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ

Мета роботи. Підвищення ефективних показників роботи дизельного двигуна за рахунок покращення перебігу теплових процесів в камері згорання, зокрема, зменшення часу утворення робочої суміші.

Методи дослідження. Фізико-математична модель розрахунку робочого циклу ДВЗ другого рівня у другій модифікації – як основа обчислювального експерименту, а також планування багатофакторного експерименту на основі моделей першого та другого порядків. Обчислювальні розрахунки згідно наведеної моделі проводилися за програмою Engine Calculation, в якій реалізовано модифікований метод Ейлера.

Отримані результати. Досліджено вплив форми камер згорання дизельного двигуна на його ефективні показники. Показано, що коригування форми поршня (коригування профілю його днища), має прямий вплив на процеси сумішоутворення і згорання, що позначається на показниках роботи двигуна, таких, як економічність та потужність. Побудовано план експериментальних досліджень, на основі якого в результаті теплового розрахунку одержано залежності ефективних показників двигуна від досліджуваних параметрів.

Наукова новизна. Вперше на основі багатофакторного експерименту проаналізовано з ефектом взаємодії вплив на ефективні показники роботи дизельного двигуна таких факторів як відносна площа теплообміну поршня та показник характеру згорання. Доведено, що співвідношення $F_n'/F_n = 1,3$ із величиною показника характеру згорання $m_1 = 0,4$ є оптимальним для забезпечення ефективних показників роботи дизельного двигуна.

Практична цінність. Запропоновано модернізацію форми камери згорання існуючого двигуна, яка дає можливість підвищити його індикаторний к.к.д при зменшенні питомої індикаторної витрати палива, можна застосувати на дизельних двигунах аналогічного класу.

Ключові слова: багатофакторний експеримент, двигун внутрішнього згорання, дизель, камера згорання, робочий процес, план експериментальних досліджень.

Вступ

На даний момент дизельні двигуни є основним типом рушія для вантажних автомобілів, автобусів, суден, тепловозів, сільськогосподарської техніки. Така роль дизелів зумовлена особливостями роботи (порівняно невисокі оберти, великий крутний момент, низька питома витрата палива). Для дослідження обрано дизельний двигун Д-245, який випускається з 1984 р. та головним чином застосовується на вантажних автомобілях та тракторній техніці. Рядний чотирициліндровий силовий агрегат в модифікації 7E2 має збільшені розміри (робочий об'єм 4,75 л, що дозволяє розвивати потужність в 105 к. с.) і масу близько 700 кг. У 2016 р. на підприємстві-виробнику

пройдено сертифікацію двигуна Д-245.35E5, що відповідає європейським екологічним стандартам Євро-5 [1–4]. Використання посиленних силових елементів і перевірена часом досить проста конструкція цього двигуна дозволили істотно підвищити моторесурс. Проте, слід зазначити і такі негативні моменти: показники потужності недостатні для такого об'єму, і доказом цього є факти, що в дійсності цей двигун не забезпечує бажану тягу важким вантажним автомобілям. Ще одним безперечним недоліком цього мотора є низька паливна економічність.

Аналіз досліджень та публікацій

Вибір камери згоряння впливає на протікання робочого процесу [5–7], перш за все – на процес згоряння палива. Зміна поверхні камери згоряння викликає зміну зони гасіння хімічних реакцій згоряння, змінюються інтенсивність вихрового руху й турбулізації заряду. Від форми камери згоряння залежить ступінь стиснення, а ця величина, в свою чергу, впливає на ефективну витрату палива та ККД двигуна в цілому. На двигуні Д-245 встановлена одна з найбільш поширених камер згоряння, нероздільного типу трапецеїдальної форми з розміщенням в поршні (рис. 1).

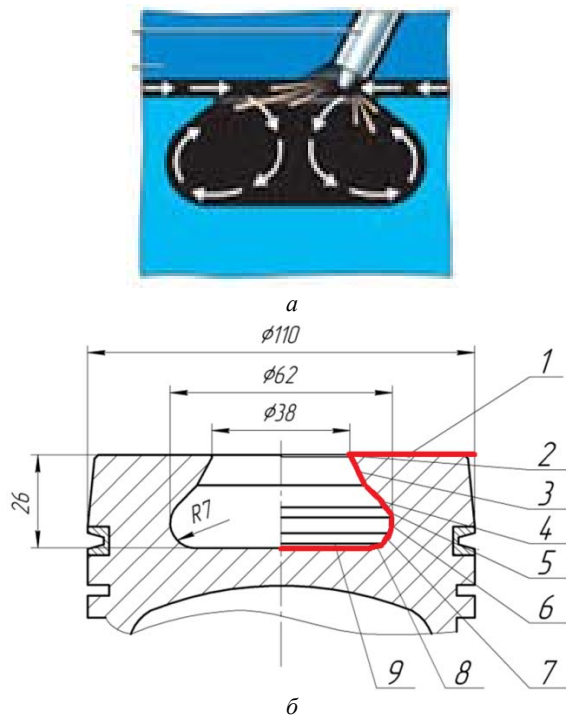


Рисунок 1. Камера згоряння двигуна Д-245:
а – схема потоків робочої суміші; б – схема визначення площі теплообміну

В таких двигунах повітря в циліндрі підводиться через впускні канали, що мають тангенціальне розташування відносно камер згоряння, цим досягається додаткове завихорення повітря в процесі впускання. Основний об'єм камери згоряння знаходиться у впадині в середній частині поршня. При русі поршня вгору повітря з надпоршневого простору витісняється в камеру, розташовану в поршні. Це створює стійкі вихори усередині камери (рис. 1а). Впорскування палива в даному типі конструкції відбувається безпосередньо у камеру згоряння. Основна маса палива, що упорскує форсункою, потрапляє на стінки камери і покриває їх тонкою плівкою. Цей вид камери згоряння має як ряд переваг так і недоліків, головним з яких є не самий високий показник сумішоутворення при зростанні обертів,

внаслідок чого це погіршує ряд показників двигуна в цілому.

Площа теплообміну поршня F_n' (рис. 1б) для такої форми камери згоряння відрізняється від площі поршня F_n . Для базової модифікації двигуна Д-245 співвідношення $F_n' / F_n = 1,68$. Зміна відносної площі форми теплообміну поршня (F_n' / F_n) камери згоряння призведе до зміни в процесах утворення робочої суміші, зокрема, до зміни часу затримки згоряння та характеру його протікання. Так при оптимальній конфігурації форми, зміниться час затримки згоряння та характер його протікання.

Важливою характеристикою також є показник характеру згоряння m_1 , який згідно рекомендацій [8–10] для дизельних двигунів може змінювати своє значення в діапазоні від $-0,3$ до $+0,7$. Фізична суть цього показника, виходячи з літературних джерел, залишається досить незрозумілою. Проте, вплив даного показника в розширеному діапазоні на робочі параметри дизеля був розглянутий та досліджений в працях професора І. І. Вібе. Зокрема, було встановлено, що цей показник оцінює характер розвитку процесу згоряння в часі, тобто в математичному вигляді, вказує на величину часу, при якому швидкість згоряння має максимум. Також було зазначено, що від показника m_1 прямо залежить показник затримки згоряння.

Таким чином, з вищенаведеного аналізу випливає, що існує можливість оптимізувати форму камери згоряння, яка буде мати меншу площу теплообміну та водночас забезпечить якісне сумішоутворення [11–14]. Параметрами, які підлягають зміні в процесі досліджень обрано відносну площу теплообміну поршня F_n' / F_n , яку планується варіювати в межах від 1,2 до 2,0, та показник характеру згоряння m_1 з дослідницьким діапазоном варіювання від 0 до 2,0.

Мета і задачі дослідження

Основною метою дослідження є підвищення ефективних показників роботи дизельного двигуна за рахунок покращення перебігу теплових процесів в камері згоряння, зокрема, зменшення часу утворення робочої суміші.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити ряд завдань:

- проаналізувати особливості робочих процесів, що протікають в циліндрі дизельного двигуна;
- визначити фактори, що формують безпосередньо процес згоряння і можуть мати суттєвий вплив на показники роботи дизеля;
- побудувати оптимальний план експериментальних досліджень;
- провести тепловий розрахунок дизельного двигуна з варіацією обраних факторів.

Об'єктом дослідження є процеси, які забезпечують ефективне перетворення теплової енергії згоряння палива у механічну роботу дизельного двигуна.

Предметом дослідження є способи підвищення ефективності роботи камери згорання двигуна Д-245.

Матеріал і методика досліджень

Дослідження функціонування в натурних умовах таких технічно-складних систем, якими є двигуни внутрішнього згорання, у багатьох випадках є складним і дуже дорогим. Тому на стадії прийняття рішень щодо доцільності тих чи інших конструкторсько-технологічних змін часто застосовують такий метод наукового пізнання як моделювання. Моделювання технічних об'єктів здебільшого відбувається базуючись на емпіричному підході, який потребує організації експериментальних досліджень. Широкого застосування здобув обчислювальний експеримент, в ході якого на основі математичної моделі досліджуваного об'єкта здійснюють оцінювання його поведінки в різних умовах чи модифікаціях. При цьому важливим етапом стає раціональне планування експериментальних досліджень.

Одержати значення ефективних показників роботи двигуна можна на основі його теплового розрахунку, який, в свою чергу, ґрунтується на відповідній фізико-математичній моделі (ФММ) другого рівня [15] у другій модифікації, коли вплив зміни складу враховується приблизно: у процесах впуску і стиснення робочим тілом вважається повітря, а в процесах розширення і випуску – продукти згорання. Крім того, в цій моделі розрахунок виконують для основних процесів (стиснення, згорання, розширення) при зміні кута повороту кривошипа φ в межах від 180° до 540° для чотиритактного двигуна. Вплив процесів при впуску і випуску враховано сумарно за статистичними даними.

Дана ФММ описується системою (1), яка складається із звичайних нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами і розв'язується чисельними методами.

$$\left. \begin{aligned} dV &= F_n r_k (\sin \varphi + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\varphi) d\varphi; \\ dm &= \Delta m_{\tau_{\text{ц}}} \cdot dx; \\ dT &= \frac{1}{c_v m} (dQ_c + dQ_w) - T \frac{dm}{m} - (k-1) \frac{dV}{V} T; \\ \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} &= \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T}. \end{aligned} \right\} (1)$$

До системи рівнянь (1) додаються і ряд інших додаткових рівнянь в диференціальній або кінцевій формі, які дозволяють на кожному розрахунковому кроці визначати необхідні доданки та множники.

Для отримання єдиного розв'язку задачі за допомогою системи рівнянь (1) потрібні початкові і граничні умови. Оскільки процес в ДВЗ періодичний, то в принципі початкові умови можуть бути будь-які, оскільки в процесі розрахунку вони послідовно уточнюються. Довільний вибір початкових умов при

цьому не впливає на результат, а впливає на кількість розрахункових циклів.

До граничних умов в цій задачі відносяться: основні розміри двигуна, умови на вході, температура стінок, характеристики процесу згорання. Усі ці величини вибирають або оцінюють залежно від конкретного типу двигуна, режиму роботи, умов експлуатації.

Обчислювальні розрахунки згідно наведеної моделі ведуться за програмою Engine Calculation [16], в якій реалізовано модифікований метод Ейлера.

Кожний експеримент передбачає відтворення явища, що досліджується у певних умовах і закінчується представленням його результатів у вигляді зв'язку між головним фактором (відгуком) Y та факторами входу $X(i)$, які можуть змінюватися в залежності від умов проведення експериментів. При багатофакторному експерименті одночасно змінюються всі фактори, що зменшує кількість опитів і дозволяє перейти до моделювання на основі принципу оптимізації. Для планування експерименту необхідно [17]: сформулювати факторний простір і визначити сумісну область визначення факторів, вибрати вид математичної моделі, визначитися з інтервалом варіювання, побудувати план повного факторного експерименту.

На попередньому етапі достатньо застосувати модель першого порядку, яку описують поліномом першого ступеню:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (2)$$

в якому коефіцієнти регресії (b_j) визначають за формулою

$$b_j = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (x_{ji} \cdot y_j), \quad (3)$$

де N – кількість незалежних дослідів, яка зумовлена кількістю факторів (для двофакторного експерименту $N = 4$).

Аналіз результатів моделі першого порядку дозволяє, визначивши тенденції впливу факторів на відгук, вибрати нову підобласть в межах сумісної області визначення факторів і описати відгук більш складною моделлю – поліномом другого ступеню, який на відміну від поліному першого ступеню має екстремум. Тут зручним підходом може стати використання ортогональних центральних композиційних планів другого порядку – які з великої кількості можливих є одними з простіших [18].

Поліном другого ступеню з урахуванням можливих взаємодій факторів за цих умов має вигляд

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{11} \cdot x_1^2 + b_{22} \cdot x_2^2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (4)$$

де $x_j^2 = (x_j)^2 - \lambda$ ($\lambda = 0,667$ [17]), а відповідні коефіцієнти регресії визначаються за формулою

$$b_j = \frac{1}{C_j} \cdot \sum_{i=1}^N (x_{ji} \cdot y_j) \quad \text{при} \quad C_j = \sum_{i=1}^N x_{ji}^2. \quad (5)$$

Виклад основного матеріалу дослідження

Експериментальна частина роботи складається з:
 - визначення ефективних показників роботи базового двигуна на номінальному режимі в результаті теплового розрахунку;
 - проведення серії обчислювальних експериментів, спрямованих на визначення оптимальних значень варіативних факторів;
 - визначення на основі математичного моделювання ефективних показників роботи модифікованої версії двигуна з оптимальними значеннями варіативних факторів;
 - експериментальної перевірки прийнятого рішення.

Важливим елементом для теплового розрахунку двигуна є підготовка початкових даних, які готуються у два етапи: на першому етапі виконують попередні розрахунки, щоб оцінити основні розміри циліндра, необхідні при використанні прийнятої ФММ, на другому етапі розраховують усі величини, які є початковими при використанні ФММ. Початкові дані, необхідні для розрахунку за програмою Engine Calculation, наведено в таблиці 1.

За наведеними початковими даними здійснено тепловий розрахунок, в результаті якого визначено такі значення основних ефективних показників базового двигуна:

- індикаторний ККД $\eta_i = 0,524$;
- питома індикаторна витрата палива $g_i = 0,162$ кг/(кВт·год)
- ефективна потужність $N_e = 82,71$ кВт;
- максимальний тиск робочого тіла $p_{max} = 19,44$ МПа
- максимальна температура робочого тіла $T_{max} = 2460$ К
- температура в кінці процесу розширення $T_r = 900$ К
- середній ефективний тиск $p_e = 0,8704$ МПа;
- ефективний ККД $\eta = 0,3928$.

Контрольною величиною для оцінки результатів розрахунку є ефективна потужність двигуна, яку слід порівняти з ефективною потужністю двигуна-прототипу ($N_{e\ p}$). Похибка здійсненого розрахунку складає 3,39 %, що є допустимим.

Обчислювальні експерименти здійснюються за незмінними початковими даними, представленими в таблиці 1, з варіюванням лише двох факторів: $X_1 = F_p'/F_p$ та $X_2 = m_1$. Сумісна область визначення факторів, яку представлено на рисунку 2, обмежується границями, які встановлюємо наступним чином:

- для фактору X_1 верхній рівень $X_{1(max)} = 2,2$, нижній – $X_{1(min)} = 1,2$;
- для фактору X_2 верхній рівень $X_{2(max)} = 2,0$, нижній – $X_{2(min)} = 0$.
- нульовий рівень обраного факторного простору відповідає таким дійсним значенням факторів $X_{1(0)} = 1,7$; $X_{2(0)} = 1,0$.

Таблиця 1 – Початкові дані для теплового розрахунку робочого циклу двигуна Д-245 на номінальному режимі роботи, при $F_p'/F_p = 1,68$

Найменування величини	Числові значення
Код двигуна	дизельний
Тип двигуна	
1. Теплота згорання палива H_{gr} , МДж/кг	42,5
2. Показник процесу згорання m_1	0,2
Конструктивні дані	
3. Кількість циліндрів i	4
4. Компоновка	рядний
5. Діаметр циліндра D , м	0,11
6. Площа поршня F_p , м ²	0,009503
7. Радіус кривошипа r_k , м	0,0625
8. Відношення $\lambda_k = r_k / L_{ш}$	0,27
9. Площа теплообміну поршня F_p' , м ²	0,01597
10. Площа теплообміну кришки F_k , м ²	0,01045
11. Об'єм камери стиснення V_c , м ³	$84,25 \cdot 10^{-6}$
Надув	
12. Тиск наддуву p_k , кПа	150,0
13. Температура наддувочного повітря T_k , К	323,5
Регульовальні дані	
14. Кут початку згорання ϕ_c , град.	345
15. Кут кінця згорання ϕ_z , град.	425
Режимні дані	
16. Кутова швидкість валу ω , рад/с	251,3
17. Коефіцієнт надлишку повітря α	1,8
18. Циклова подача палива $\Delta m_{ци}$, г/цикл	0,06194
19. Середня температура стінок T_w , К	500
Початкові умови	
20. Тиск p_a , кПа	135,0
21. Температура T_a , К	364,2
22. Маса робочого тіла m_a , г/цикл	1,643
23. Об'єм робочої порожнини V_a , м ³	0,001272
Розрахунковий крок $\Delta\phi$, град	1

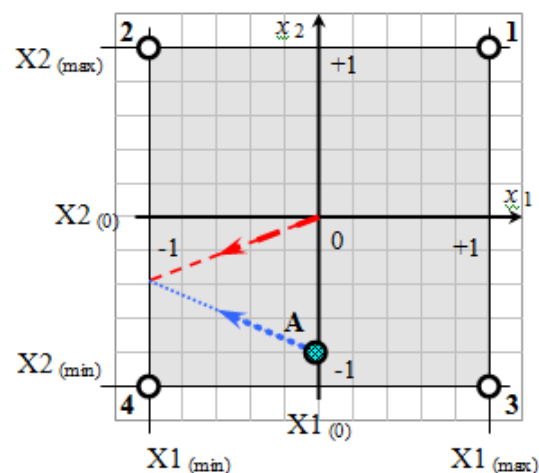


Рисунок 2. Схема плану експерименту 2^2 для моделі першого порядку

Обчислювальний експеримент у вигляді теплового розрахунку робочого циклу двигуна здійснюємо для точок 1 – 4 обраного факторного простору (рис. 2). На рис. 2 також показано точку А,

яка відповідає базовому співвідношенню досліджуваних факторів двигуна Д-245: $X_1 = 1,68$; $X_2 = 0,2$.

Результати теплового розрахунку з такими співвідношеннями досліджуваних факторів представлено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати теплового розрахунку плану 2^2

Ефективні показники		Значення показника в точках плану N_i			
Позначення	одиниця виміру	т. 1	т. 2	т. 3	т. 4
η_i	–	0,458	0,476	0,491	0,53
g_i	кг/(кВт·год)	0,185	0,178	0,173	0,16
N_e	кВт	72,41	75,2	77,55	83,74
p_{max}	МПа	6,517	6,595	14,03	14,29
T_{max}	К	1839	1875	2414	2453
T_f	К	1019	1060	908,2	965,8

Далі переходимо до кодованих (x_1 та x_2) значень факторів, верхні та нижні рівні яких матимуть значення «+1» та «-1», а нульовий рівень – «0». За цільові функції (відгуки) оберемо такі показники ефективності роботи двигуна: індикаторний ККД – $Y_1 = \eta_i$ та питома індикаторна витрата палива – $Y_2 = g_i$, причому перший відгук має досягати максимального значення, а другий – мінімального. Матриця планування такого експерименту та його результати у вигляді відповідних відгуків (обраних цільових функцій) представлено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Матриця планування та результати експерименту 2^2 з ефектом взаємодії

N	x_0	Умови експерименту		$x_1 \cdot x_2$	Результати експерименту	
		x_1	x_2		$Y_{(1)}$	$Y_{(2)}$
1	+1	+1	+1	+1	0,458	0,185
2	+1	-1	+1	-1	0,476	0,178
3	+1	+1	-1	-1	0,491	0,173
4	+1	-1	-1	+1	0,53	0,16

Одержані дані дозволяють розрахувати за формулою (3) відповідні коефіцієнти регресії і одержати два рівняння регресії першого порядку у вигляді формул (6) для відгуку «індикаторний к.к.д» та (7) для відгуку «питома індикаторна витрата палива».

$$Y_{(1)} = 0,4888 - 0,0143 \cdot x_1 - 0,0218 \cdot x_2 + 0,0053 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (6)$$

$$Y_{(2)} = 0,174 + 0,005 \cdot x_1 + 0,0075 \cdot x_2 - 0,0015 \cdot x_1 \cdot x_2, \quad (7)$$

Графічне зображення плоских поверхонь відгуку за формулами (6) та (7) в дійсних координатах досліджуваних факторів наведено на рис. 3.

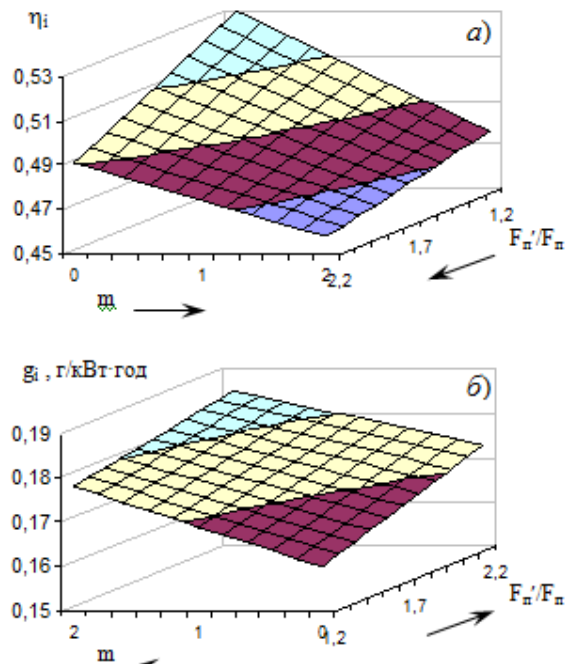


Рисунок 3. Поверхні відгуку цільових функцій в моделі першого порядку:
 а – індикаторний ККД; б – питома індикаторна витрата палива

Аналіз коефіцієнтів регресії при відповідних факторах дозволяє зробити висновок, що задля як підвищення η_i , так і зменшення g_i необхідно зменшувати обидва досліджуваних фактора. При цьому фактор m_1 має майже вдвічі більший вплив на відгук, ніж фактор F_n'/F_n . Ефект взаємодії факторів виявляється значно слабкішим за ефекти кожного з факторів окремо. Лінію тренду для нульового рівня обраного факторного простору показано на рисунку 2 пунктирною лінією. Крапковою лінією тут же показано тренд для базової точки.

Виходячи з одержаних результатів було прийнято рішення перейти до моделі другого порядку, звуживши сумісну область визначення факторів. Така модель описується формулою (4), яка являє собою поліномом другого ступеню, що дає можливість знайти екстремум на поверхні відгуку, який відповідає оптимальній комбінації досліджуваних факторів. Встановимо для такої моделі границі сумісної області визначення факторів (див. рис. 4) наступним чином:

- для фактору X_1 верхній рівень $X_{1(max)} = 1,7$, а нижній – $X_{1(min)} = 1,2$;
- для фактору X_2 верхній рівень $X_{2(max)} = 1,0$, а нижній – $X_{2(min)} = 0$;
- нульовий рівень такого факторного простору відповідає таким дійсним значенням факторів $X_{1(0)} = 1,45$; $X_{2(0)} = 0,5$.

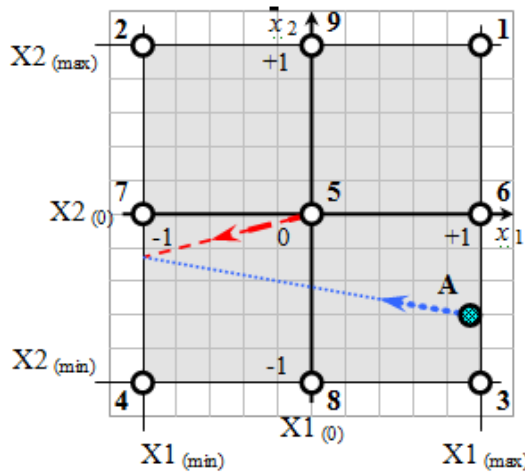


Рисунок 4. Схема плану експерименту $2^2 + 1 + 2 \cdot 2$ для моделі другого порядку

Далі знову переходимо до кодованих (x_1 та x_2) значень факторів, верхні та нижні рівні яких матимуть значення «+1» та «-1», нульовий рівень – «0», а також кодованих значень нелінійних факторів x'_j , суть яких було зазначено вище. Для наглядності розмірів обраного факторного простору на рис. 4 також позначено положення базової точки А.

Ортогональний центральний композиційний план другого порядку такої моделі, згідно схеми, представленої на рисунку 4, потребує проведення дев'яти експериментів. Результати теплового розрахунку з такими співвідношеннями досліджуваних факторів представлено в табл. 4. Матриця планування такого експерименту та його

результати у вигляді відповідних відгуків (обраних цільових функцій) представлено в таблиці 5.

Одержані дані дозволяють розрахувати за формулою (5) відповідні коефіцієнти регресії і одержати два рівняння регресії другого порядку у вигляді формул (8) для відгуку «індикаторний к.к.д.» та (9) для відгуку «питома індикаторна витрата палива».

$$y_{(1)} = 0,5204 - 0,0082x_1 - 0,0043x_2 + 0,0002x'_1 - 0,0143 x'_2 + 0,0018 x_1 x_2, \quad (8)$$

$$y_{(1)} = 0,1629 - 0,0025x_1 - 0,0015x_2 + 0,0002x'_1 + 0,0048 x'_2 - 0,0005 x_1 x_2. \quad (9)$$

Графічне зображення поверхонь відгуку за формулами (8) та (9), які являють собою викривлені поверхні з чіткою наявністю екстремуму, в дійсних координатах досліджуваних факторів наведено на рисунку 5.

Аналіз коефіцієнтів регресії при відповідних факторах дозволяє зробити висновок, що задля досягнення оптимальної комбінації досліджуваних факторів їх також, як і в попередньому випадку необхідно зменшувати. Проте інтенсивність впливу кожного з факторів на відгук значно зменшується у порівнянні з попередньою моделлю, причому значимість впливу у факторів міняється місцями. Ефект взаємодії факторів знову виявляється значно слабкішим за ефекти кожного з факторів окремо. Лінію тренду для нульового рівня обраного факторного простору показано на рисунку 4 пунктирною лінією. Крапковою лінією тут же показано тренд для базової точки.

Таблиця 4 – Результати теплового розрахунку плану $2^2 + 1 + 2 \cdot 2$

Позначення ефективного показника	Одиниця вимірювання	Значення показника в точках плану N_i								
		т. 1	т. 2	т. 3	т. 4	т. 5	т. 6	т. 7	т. 8	т. 9
η_i	–	0,505	0,518	0,51	0,53	0,53	0,522	0,538	0,511	0,52
g_i	кг/(кВт·год)	0,168	0,164	0,166	0,16	0,16	0,162	0,157	0,166	0,163
N_e	кВт	79,82	81,78	80,55	83,74	83,76	82,53	85,04	80,79	82,12
p_{max}	МПа	9,328	9,39	14,16	14,29	11,73	11,68	11,77	9,358	14,22
T_{max}	К	1990	2010	2433	2453	2186	2171	2201	2000	2443
T_r	К	983	1007	935,8	965,8	974,7	961,6	988,2	994,7	950,5

Таблиця 5 – Ортогональний центральний композиційний план $2^2 + 1 + 2 \cdot 2$ з ефектом взаємодії

N	Елементи плану	x_0	x_1	x_2	x'_1	x'_2	$x_1 \cdot x_2$	$y_{(1)}$	$y_{(2)}$
1	ядро	+ 1	+ 1	+ 1	0,333	0,333	+ 1	0,505	0,168
2		+ 1	- 1	+ 1	0,333	0,333	- 1	0,518	0,164
3		+ 1	+ 1	- 1	0,333	0,333	- 1	0,51	0,166
4		+ 1	- 1	- 1	0,333	0,333	+ 1	0,53	0,16
5	центр	+ 1	0	0	-0,667	-0,667	0	0,53	0,16
6	зіркові точки	+ 1	+ 1	0	0,333	-0,667	0	0,522	0,162
7		+ 1	- 1	0	0,333	-0,667	0	0,538	0,157
8		+ 1	0	+ 1	-0,667	0,333	0	0,511	0,166
9		+ 1	0	- 1	-0,667	0,333	0	0,52	0,163
$C_j =$		9	6	6	2	2	4	–	–

Аналіз одержаних результатів та прийняття технічного рішення

В результаті дослідження на екстремум поліномів другого ступеню (8) та (9) було встановлено, що обидві цільові функції $Y(1) = f_1(X1, X2)$ та $Y(2) = f_2(X1, X2)$ набувають своїх екстремальних значень при значеннях досліджуваних факторів $X1 = F_n'/F_n = 1,2$ та $X2 = m_1 = 0,4$. Проте, при зменшенні відносної площі теплообміну поршня і, відповідно, частки об'єму камери згорання, яку утворено в днищі поршня, не завжди вдається досягти таких значень показника m_1 , які відповідають розв'язку задачі оптимізації.

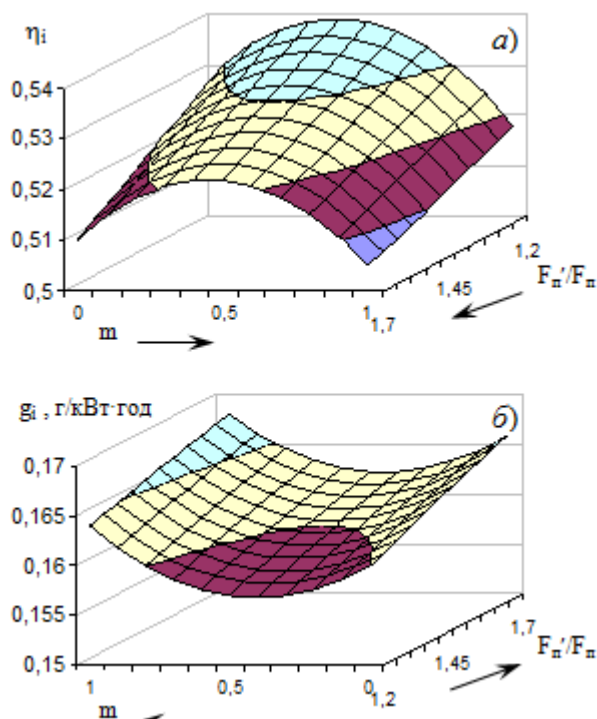


Рисунок 5. Поверхні відгуку цільових функцій в моделі другого порядку:
 а – індикаторний ККД; б – питома індикаторна витрата палива

Виходячи з технологічних міркувань, приймаємо рішення встановити значення фактору $F_n'/F_n = 1,3$, яке, з одного боку, є достатньо близьким до оптимального згідно математичної оптимізаційної моделі, а з іншого – може бути реалізовано технічно з досягненням необхідної величини показника характеру згорання $m_1 = 0,4$. Для такої комбінації значень факторів впливу було визначено прогнозовані значення ефективних показників роботи дизельного двигуна з модернізованою формою камери згорання, які було порівняно з результатами обчислювального експерименту, проведеного для обраних значень факторів F_n'/F_n та m_1 в ході теплового розрахунку за програмою Engine Calculation (табл. 6). З наведеної таблиці видно, що точність прогнозування є достатньою, оскільки прогнозовані та експериментальні значення ефективних показників

роботи двигуна відрізняються менше, ніж на 1 %. Це дає можливість оцінити доцільність модернізації камери згорання, порівнявши відповідні значення ефективних показників роботи базового двигуна ($F_n'/F_n = 1,68$; $m_1 = 0,2$) і двигуна з модернізованою формою камери згорання ($F_n'/F_n = 1,3$; $m_1 = 0,4$) – див. табл. 7.

Таблиця 6 – Результати прогнозу та теплового розрахунку двигуна з модернізованою формою камери згорання

Ефективні показники		Значення показників		Похибка
Позначення	одиниця виміру	прогноз	експеримент	%
η_i	–	0,535	0,538	– 0,5
g_i	кг/(кВт·год)	0,158	0,158	0
N_e	кВт	84,6	84,9	– 0,4
p_{max}	МПа	12,25	12,29	– 0,3
T_{max}	К	2239	2225	+ 0,6
$T_{г.}$	К	978,5	979,6	– 0,1

Таблиця 7 – Порівняння ефективних показників роботи двигуна з різними формами камер згорання

Ефективні показники		Форма камери згорання		Динаміка
Позначення	одиниця виміру	базова	модернізована	%
η_i	–	0,524	0,538	+ 2,7
g_i	кг/(кВт·год)	0,162	0,158	– 2,5
N_e	кВт	82,71	84,9	+ 2,7
p_{max}	МПа	19,44	12,29	– 7,5
T_{max}	К	2460	2225	– 1,2
$T_{г.}$	К	900	979,6	+ 3,0
η	–	0,3928	0,4032	+ 2,6

Згорнуті індикаторні діаграми для дизельного двигуна із зазначеними варіантами форми камери згорання в різних системах координат представлено на рисунку 6.

Зміна форми камери згорання до варіанту $F_n'/F_n = 1,3$ та $m_1 = 0,4$ призводить до зменшення максимального тиску та зменшення максимальної температури в камері згорання, але розширює зону, яка відповідає за процес згорання, який в базовій версії виконання відбувається більш інтенсивно: час цього процесу скорочується, що призводить до зсуву точки максимального тиску в бік ВМТ. Це означає збільшення роботи стиснення і, відповідно, зменшення роботи розширення робочого тіла. Наглядно це ілюструється індикаторною діаграмою в залежності від кута повороту колінчастого валу (рис. 6б).

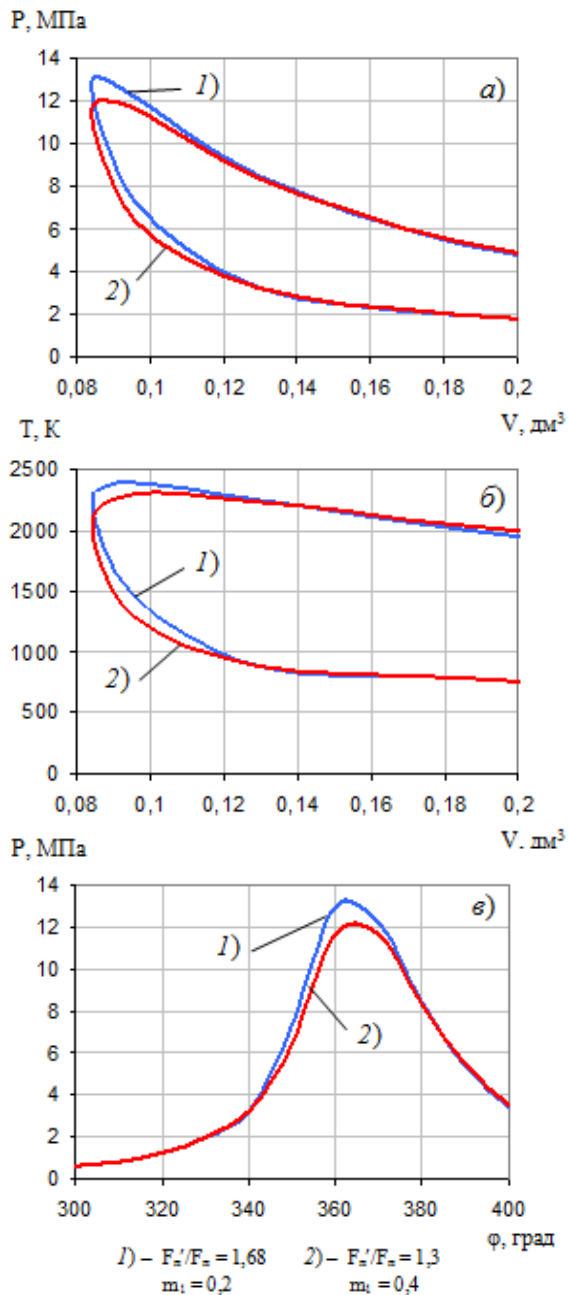


Рисунок 6. Індикаторні діаграми двигуна Д-245 з варіацією форми камери згоряння:
 а – індикаторна діаграма р (V); б – індикаторна діаграма Т (V); в – індикаторна діаграма р (φ)

Висновки

На основі аналізу особливостей робочих процесів, що протікають в циліндрі дизельного двигуна, визначено фактори, що формують безпосередньо процес згоряння і можуть мати суттєвий вплив на показники роботи дизеля, а саме: відносна площа теплообміну поршня F_p'/F_p та показник характеру згоряння m_1 .

Вперше на основі багатофакторного експерименту з використанням моделей першого та другого порядків проаналізовано з ефектом взаємодії

вплив таких факторів як F_p'/F_p та m_1 на ефективні показники роботи дизельного двигуна.

Ґрунтуючись на результатах вирішення оптимізаційної задачі, а також на результатах перевірного обчислювального експерименту, запропоновано технічне рішення щодо модернізації форми камери згоряння базового дизельного двигуна Д-245.

Доцільність прийнятого технічного рішення зміни відносної площі теплообміну поршня до значення $F_p'/F_p = 1,3$ із забезпеченням величини показника характеру згоряння $m_1 = 0,4$ підтверджено як аналітичними, так і експериментальними дослідженнями.

Список літератури

- 243-0000100 РЭ. Двигатели Д-242, Д-243, Д-245 и их модификации. – Мн. : Минский моторный завод, 2009. – 79 с.
- Автомобільні двигуни : Підручник / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко. – 3-тє видання. – К. : Арістей, 2006. – 476 с.
- Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – № 4(51). – С. 7–16.
- Двигатели внутреннего сгорания : серия учеб. для вузов в 6 томах. Т. 1. Разработка конструкций форсированных двигателей наземных транспортных машин / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; под ред. А. П. Марченко и А. Ф. Шеховцова. – Х. : Прапор, 2004. – 384 с.
- Сумішоутворення в дизелях. – Сайт «Будівельна техніка (довідник)». – 2016. – Режим доступу: <http://budtehnika.pp.ua/2911-sumshoutvorenniya-v-dizelyah.html>
- Шеховцов А. Ф. Процессы в перспективных дизелях / А. Ф. Шеховцов, Ф. И. Абрамчук, В. И. Крутов и др.; под ред. А. Ф. Шеховцова. – Х. : Основа, 1992. – 352 с.
- Белогуб А. В. Новые подходы к конструированию поршней / А. В. Белогуб // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр. – Х. : ХАИ, 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энерго-установки. – С. 201–206.
- Колчин В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М. : Высш. шк., 2003. – 496 с.
- Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія / В. О. Пильов. – Х. : Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. – 332с.
- Белогуб А. В. Методика расчета переменного напряженно-деформированного состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя / А. В. Белогуб, О. С. Стрибуль // Авиационно-космическая техника и технология: Зб. науч. праць. – Х. : ХАИ;

Миколаїв : Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вип. 30. Двигуни та енергоустановки. – С. 124 – 126.

11. Нгуен В. З. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС. Система и средства транспорта. Проблемы эксплуатации и диагностики: монографія / В. З. Нгуен, А. В. Белогуб. – Херсон : ХДМА, 2019. – С. 9–27.

12. Матвєєнко В. В. Результати оцінки ресурсної міцності поршня автотракторного дизеля з урахуванням локального теплообміну в камері згоряння / В. В. Матвєєнко, В. О. Пильов, О. В. Матюха // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – № 2. – С. 78–81.

13. Гащук П. М. Моделирование теплообменных процессов, що перебігають в циліндрах двигуна внутрішнього згоряння / П. М. Гащук, С. В. Нікіпчук // Пожежна безпека. – 2018. – № 33. – С. 15–34. DOI: 10.32447/20786662.33.2018.03

14. Турчин В. Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів / В. Т. Турчин, В. О. Пильов, А. П. Кузьменко

// Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 30–35.

15. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа: Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 60 с.

16. Слинько Г. І. Тепловий і динамічний розрахунок ДВЗ : навчальний посібник з курсового проектування / Г. І. Слинько, Р. Ф. Сухонос, В. В. Слинько. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 130 с.

17. Фролов М. В. Математичне моделювання для металорізального інструменту: основні положення та практичне застосування. Навчальний посібник / М. В. Фролов. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2017. – 197 с.

18. Спирин Н. А. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: учеб. пос. / Н. А. Спирин, В. В. Лавров. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2004. – 257 с.

Одержано 26.02.2024

ON THE INFLUENCE OF THE SHAPE OF THE COMBUSTION CHAMBER OF A DIESEL ENGINE ON ITS EFFICIENT INDICATORS

- Slyn'ko G. Dr. Sc., Professor, Head of the Department of Internal Combustion Engines, National University "Zaporizhzhia Polytechnic", Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: gslynko@zp.edu.ua, ORCID 0000-0002-1954-8530
- Bezhenov S. Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Internal Combustion Engines, National University "Zaporizhzhia Polytechnic", Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: bezhenov@zp.edu.ua, ORCID 0000-0001-7329-356X
- Bokarov V. Senior laboratory assistant of the Department of Internal Combustion Engines, National University "Zaporizhzhia Polytechnic", Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: vladislavmontoya@gmail.com, ORCID 0000-0001-7675-8094
- Slyn'ko V. Senior lecturer of the Department of Internal Combustion Engines, National University "Zaporizhzhia Polytechnic", Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: vslinko@zp.edu.ua, ORCID 0000-0002-4553-8387
- Shemet I. M. Sc., National University "Zaporizhzhia Polytechnic", Zaporizhzhia, Ukraine, e-mail: shemetttttt8@gmail.com

Purpose. Increasing the effective performance of the diesel engine due to the improvement of the course of thermal processes in the combustion chamber, in particular, reducing the time of formation of the working mixture.

Research methods. The physic-mathematical model for calculating the working cycle of the second level of internal combustion engine in the second modification – as the basis of a computational experiment, as well as the planning of a multifactorial experiment based on models of the first and second orders. Computational calculations according to the given model were carried out using the Engine Calculation program, which implements the modified Euler method.

Results. The influence of the shape of the combustion chambers of a diesel engine on its effective performance was studied. It is shown that manipulations with the very shape of the piston (changing its bottom) have a direct effect on the processes of mixture formation and combustion, which affects more global indicators of engine performance, such as economy and power. A plan of experimental research was built, on the basis of which, as a result of the thermal calculation, the dependences of the engine's effective indicators on the studied parameters were obtained.

Scientific novelty. For the first time, on the basis of a multifactorial experiment, the influence of such factors as the relative heat exchange area of the piston and the indicator of the nature of combustion on the effective performance indicators of a diesel engine was analyzed with the interaction effect. It has been proven that the ratio $F_p'/F_p = 1.3$ with the value of the combustion characteristic index $m_1 = 0.4$ is optimal for ensuring effective performance of a diesel engine.

Practical value. *The proposed modernization of the shape of the combustion chamber of the existing engine, which makes it possible to increase its indicator efficiency while reducing the specific indicator fuel consumption, can be applied to diesel engines of a similar class.*

Key words: *multifactorial experiment, internal combustion engine, diesel, combustion chamber, work process, experimental research plan.*

References

1. 243-0000100 RE. Dvigateli D-242, D-243, D-245 i ih modifikacii [243-0000100 RE. Engines D-242, D-243, D-245 and their modifications] (2009). Mn. : Minsk Motor Plant, 79.
2. Abramchuk, F. I., Gutarevich Ju. F., Dolganov, K. E. (2006). Avtomobil'ni dviguni [Automobile engines]. Kyiv: Aristej, 476.
3. Franc, K. Mozer (2008). Dizel v 2015 g. Trebovaniya i napravleniya razvitiya tehnologij dizelej dlya legkovykh i gruzovykh avtomobilej [Diesel in 2015. Requirements and directions for the development of diesel technologies for cars and trucks]. Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov, 4(51), 7–16.
4. Marchenko, A. P., Ryazancev, M. K., Shehovcov, A. F. (2004). Dvigateli vnutrennego sgoraniya : seriya ucheb. dlya vuzov v 6 tomah. T. 1. Razrabotka konstrukcij forsirovannykh dvigatelej nazemnykh transportnykh mashin [Internal combustion engines: a series of textbooks for universities in 6 volumes. Vol. 1. Development of designs of forced engines of ground transport vehicles]. Kharkiv: Prapor, 384.
5. Mixture formation in diesel engines. Construction machinery, handbook (2016). Available at: <http://budtehnika.pp.ua/2911-sumshoutvorenniya-v-dizelyah.html>
6. Shehovcov, A. F., Abramchuk, F. I., Krutov, V. I. (1992). Processy v perspektivnykh dizelyah [Processes in advanced diesel engines]. Kharkiv: Osnova, 352.
7. Belogub, A. V. (2000) Novye podhody k konstruirovaniyu porshnej [New approaches to the design of pistons]. Aviacionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya: sb. nauch. tr. – Kharkiv: KhAI. – Vol. 19. Teplovye dvigateli i energo-ustanovki, 201–206.
8. Kolchin, A. I., Demidov, V. P. (2008) Raschet avtomobilnykh i traktornykh dvigatelej: Uchebnoe posobie dlya vuzov [Calculation of automobile and tractor engines: Textbook for universities]. 4th Edition. Moscow: Vysch. Shk., 496.
9. Pilov, V. O. (2001). Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnykh dizeliv iz zadanim rivnem trivaloyi micnosti: Monografiya [Automated design of pistons of high-speed diesel engines with a given level of long-term durability: Monograph]. Kharkiv : Vidavnichij centr NTU «KhPI», 332.
10. Belogub, A. V., Stribul O. S. (2002). Metodika rascheta peremennogo napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnya v cikle dlya razlichnykh rezhimov raboty dvigatelya [Methodology for calculating the variable stress-strain state of the piston in a cycle for various engine operation modes]. Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologiya: Zb. nauk. prac. – H. : HAI; Mikolayiv: Vid-vo MF NaUKMA, Vip. 30. Dviguni ta energoustanovki, 124–126.
11. Nguen, V. Z., Belogub, A. V. (2019). Metod prognozirovaniya polej temperatur i napryazhenij porshnya DVS. Sistema i sredstva transporta. Problemy ekspluatacii i diagnostiki: monografiya [The method of forecasting the temperature and stress fields of the internal combustion engine piston. System and means of transport. Problems of exploitation and diagnostics : monograph]. Kherson : KhDMA, 9–27.
12. Matvyeyenko, V. V., Pilov, V. O., Matyuha, O. V. (2011). Rezultati ocinki resursnoyi micnosti porshnya avtotraktornogo dizelya z urahuvannyam lokalnogo teploobminu v kameri zgoryannya [Results of the assessment of the durability of the piston of an auto-tractor diesel engine taking into account the local heat exchange in the combustion chamber]. Dviguni vnutrishnogo zgoryannya, 2, 78–81.
13. Gashuk, P. M., Nikipchuk, S. V. (2018). Modelyuvannya teploobminnykh procesiv, sho perebigayut v cilindrah dviguna vnutrishnogo zgorannya [Modeling of heat exchange processes occurring in the cylinders of an internal combustion engine]. Pozhezhna bezpeka, 33, 15–34. DOI: 10.32447/20786662.33.2018.03
14. Turchin, V. T., Pilov, V. O., Kuzmenko, A. P. (2007). Udoskonalennya metodiki viznachennya resursnoyi micnosti porshniv traktornykh dizeliv [Improvement of the method of determining the durability of tractor diesel pistons]. Dvigateli vnutrennego sgoraniya, 2, 30–35.
15. Egorov, Ya. A. (1991). Physic-mathematical model of the working cycle of an internal combustion engine of the tractor type: Textbook [Physico-mathematical model of the working cycle of an internal combustion engine of an auto-tractor type: Textbook]. Kyiv : UMK VO, 60.
16. Slyn'ko, G. I., Sukhonos, R. F., Slyn'ko, V. V. (2024). Teploviy i dinamichnij rozrahunok DVZ : navchal'nij posibnik z kursovogo proektuvannja [Thermal and dynamic calculation of internal combustion engine: textbook for course project]. Zaporizhzhia: National University «Zaporizhzhia Polytechnic», 130.
17. Frolov, M. V. (2017). Matematichne modelyuvannya dlya metalorizalnogo instrumentu: osnovni polozhennya ta praktichne zastosuvannya. Navchalnij posibnik [Mathematical modeling for metal cutting tools: basic principles and practical application. Tutorial]. Zaporizhzhia: ZNTU, 197.
18. Spiryn, N. A., Lavrov, V. V. (2004). Metody planirovaniya i obrabotki rezultatov inzhenerного eksperimenta: ucheb. pos. [Methods of planning and processing the results of an engineering experiment: Tutorial]. – Yekaterinburg: GOU VPO UGTU – UPY, 257.