

**В. В. Пильов, О. Ю. Лінков, А. П. Марченко**

## УДОСКОНАЛЕННЯ ЕМПІРИЧНОЇ МОДЕЛІ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛООБМІНУ ПОРШНЯ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

*Рівень притаманної поршням температури є фактором, який у значній мірі впливає на їх надійність. Тому в дослідницькій діяльності та під час проектування існує потреба в моделюванні температурного стану поршня з достатньою точністю і мінімальними затратами ресурсів і часу. Розглянуто принципові підходи до визначення граничних умов задачі теплопровідності поршня на основі критерійних рівнянь, математичних моделей високого рівня і емпіричних моделей. Через простоту і зручність використання на практиці розповсюдження набули останні, їх придатність до використання обмежується певною сукупністю режимів роботи одного чи близьких за конструкцією двигунів. Для добре дослідженого дизеля 4ЧН12/14 на базі даних чотирьох серій експериментальних випробувань в роботі здійснено удосконалення існуючих емпіричних моделей граничних умов, придатних для ідентифікації температурного стану поршня лише в межах окремих серій. Виконано обробку сукупності даних щодо виміряних температур в контрольних зонах поршня і знайдено лінійні апроксимуючі функції, що задовільно описують вплив потужності дизеля на зазначені температури. Запропонована модель граничних умов для сукупності вісімнадцяти окремих областей на поверхнях поршня, що враховує залежність його температурного стану від ефективної потужності ДВЗ, кута випередження впорскування палива і умов охолодження поршня оливою. Вплив шару теплоізоляції на вогневому денці поршнів на умови теплообміну було враховано шляхом введення в граничні умови додаткового термічного опору. Ця модель дозволила отримати шляхом математичного моделювання температурне поле поршня, що узгоджується з результатами усіх серій експериментів в контрольних зонах периферії, кромки камери згоряння поршня, зони канавки першого поршневого кільця, на поверхні охолодження під денцем камери згоряння та на спідниці поршня. Продемонстровано роль повільної зміни температури оливи і охолоджуючої рідини при переході ДВЗ з одного режиму роботи на інший на температурний стан поршня. При аналізі впливу перехідних процесів навантаження дизеля рекомендовано враховувати температуру оливи з будь-якого попереднього режиму роботи.*

**Ключові слова:** поршень дизеля; температурний стан; граничні умови теплообміну; емпірична модель; охолодження поршня оливою; обробка експериментальних даних; режимні фактори.

### Вступ

Поршні ДВЗ відносяться до деталей, які працюють у найбільш складних умовах, що обумовлюється тривало існуючою тенденцією до підвищення рівня форсування двигунів. В багатьох випадках робота на межі механічних властивостей їх матеріалів розглядається як бажана для отримання найбільшої можливої питомої потужності ДВЗ [1].

Рівень притаманної поршням температури є фактором, який у значній мірі впливає на їх надійність з огляду на тривалу міцність кромки камери згоряння (КЗ), інших критичних зон поршня, зміну фізичних властивостей його матеріалу, забезпечення допустимих зазорів між поршнем і іншими деталями, а також сприятливого температурного режиму змащувальної оливи [1,2]. Суттєва нерівномірність температури в тілі поршня внаслідок особливостей його геометрії, умов теплообміну та у перехідних процесах двигуна призводить до виникнення внутрішніх термічних напружень, призводячи до формозміни деталі, і може бути причиною виникнення процесу повзучості [3].

Тому моделювання температурного стану поршня з достатньою точністю і мінімальними затратами ресурсів і часу на етапах проектування нових конструкцій, внесення змін до існуючих конструкцій, а також під час аналізу можливості та доцільності впровадження нових конструкторських рішень у

дослідницькій роботі залишається інструментом розробника, значення якого лише підвищується.

### Аналіз публікацій

Вирішення прямої задачі теплопровідності для знаходження температурного стану поршня вимагає інформації щодо сукупності граничних умов (ГУ) теплообміну на його поверхнях, якими задається інтенсивність підведення теплоти у процесі конвективного теплообміну та випромінювання від робочого тіла в циліндрі, її відведення контактним шляхом до гільзи циліндру через поршневі кільця та від бічної поверхні поршня, тепловіддача до охолоджуючої оливи.

Теплопідведення від робочого тіла відбувається в умовах швидкої зміни його температури на протязі циклу й інтенсивного тривимірного руху в межах камери стискування. Це виключає виділення подібних випадків серед існуючих на практиці і, відповідно, застосування критерійних рівнянь теорії подібності для визначення коефіцієнту тепловіддачі [4]. Тому використання похідних від цих рівнянь таких полуемпіричних формул як Вошні, Хохенберга, Баргенде, Розенбліта [4-7] тощо не є теоретично обґрунтованим і не дозволяє досягти надійного результату. Схожі складності існують і при описі ГУ на бічній і внутрішній поверхнях поршня.

Відомі два альтернативних принципово відмінних підходи, якими керуються при визначенні необхідного комплексу ГУ. Перший передбачає застосування математичних моделей високого рівня, ускладнення опису процесів для максимального наближення до реальних фізичних явищ.

Цей підхід є бажаним для змістовного аналізу факторів впливу на показники якості конструкції. Але слід зазначити, що відомі спроби застосування математичних моделей течії робочого тіла [8-10] та теплообміну вогневої поверхні денця за допомогою 3D-CFD пакетів, подібні до [11,12], та спроби опису теплообміну інших поверхонь поршня [13,14] все ще потребують подальшого вдосконалення. В той же час, подібне моделювання вимагає на порядки більше вихідних даних, отримання яких зазвичай лежить за рамками можливостей у реаліях інженерної діяльності, а також набагато більше ресурсів і часу для реалізації.

Другий підхід базується на отриманні певного обсягу даних щодо експериментальних значень локальних температур поршня конкретного двигуна та на їх основі вирішенні задачі ідентифікації відповідних ГУ, пошуку апроксимуючих їх емпіричних залежностей від найбільш значущих факторів. Ці моделі також можуть мати відмінну складність, відрізняючись постановкою задачі як нестационарної високочастотної з усередненням ГУ по поверхні камери згоряння, стационарної вісесиметричної або стационарної вісенесиметричної, нестационарної аперіодичної, в залежності від наявних даних, потрібної точності і можливостей для виконання моделювання [4,15-19].

Для переважного обсягу задач теплопровідності поршня ГУ на його вогневій поверхні можуть бути прийняті усередненими на протязі циклу, оскільки проникнення температурної хвилі у тіло поршня і, відповідно, її вплив на його температурний стан не є значними [20].

Застосування емпіричних моделей обмежується їх придатністю до використання лише для одного чи близьких за конструкцією двигунів у обмеженій області режимів їх роботи. Проте, через простоту і зручність використання вони знаходять широке розповсюдження на практиці [16,17]. Більше того, не є поодинокими випадки, коли дослідники обмежуються розглядом лише одного характерного режиму.

Добре дослідженим з цього погляду об'єктом є дизель 4ЧН12/14, для широкого діапазону умов роботи якого на кафедрі ДГЕУ НТУ «ХП» були виконані численні експерименти з вимірювання локальних температур поршня. На їх основі здійснювались дослідження впливу на температурний стан питомої

потужності двигуна на конкретних режимах його роботи, кута випередження впорскування палива і частоти обертання колінчастого вала [18], інтенсивності охолодження поршня оливою [21], наявності теплоізоляції на вогневому денці [22], несиметричності теплопідведення до нього відносно осі поршня [23], процесів переходу між режимами роботи [24]. У відповідних дослідженнях реалізовувались розв'язки зворотної задачі теплопровідності поршня. Проте ідентифіковані в кожному з цих досліджень емпіричні моделі ГУ забезпечують отримання температурних полів лише в рамках умов відповідних експериментів та не можуть бути застосованими до комплексу інших.

Виходячи із загального уявлення щодо існування закономірностей впливу врахованих факторів на реальні значення ГУ, наведене вище свідчить про резерви подальшого пошуку ГУ ближчих до дійсності.

Удосконалення існуючих емпіричних моделей ГУ теплообміну поршня означеного двигуна для забезпечення збігу результатів моделювання з комплексом експериментальних даних в ширшому діапазоні умов останнього обрано задачею цієї роботи.

#### Аналіз експериментальних даних

В роботі використані дані чотирьох серій випробувань дизеля 4ЧН12/14, що слугували основою досліджень. Серією 1 позначено дані роботи [25], серією 2 – [26], серією 3 – [27], серією 4 – [21].

Визначення температур контрольних зон поршня в цих випробуваннях здійснювалось у 2-му циліндрі за допомогою хромель-алюмелевих термопар. Термопари були розміщені в контрольних зонах відповідно рис. 1: на периферії поршня (точка 1), на кромці його КЗ (точка 2), у зоні першої кільцевої канавки (точка 3), на поверхні охолодження протилежній вогневому денцю КЗ (точка 4) та на спідниці в площині качання шатуна на рівні пальцевого отвору (точка 5).

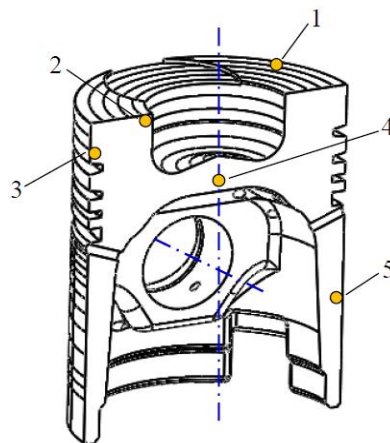


Рис. 1. Розміщення термопар в контрольних зонах на геометричній моделі поршня

В усіх випробуваннях поршні досліджуваного двигуна було виконано зі сплаву АК12М2МгН. На поверхнях їх вогневого денця було утворено низькотеплопровідний шар  $Al_2O_3$  товщиною 0,05 мм.

Були розглянуті режими роботи дизеля, що відрізнялися рівнем його ефективної потужності  $N_e$ , кутом випередження впорскування палива  $\theta$ , в умовах струминного охолодження поршня оливою чи, у разі вимкнення системи її подачі, туманом оливи (аерозольне охолодження). Фіксувалися значення температури оливи та охолоджуючої рідини. Вплив частоти обертання колінчастого валу на даному етапі дослідження не розглядався, аналіз проводився лише для сукупності режимів з її значенням 1800-1900 хв<sup>-1</sup>. Комплекс експериментальних даних зведено до табл. 1.

Таблиця 1. Сукупність чотирьох серій експериментів комплексного дослідження

№ з.п.	№ серії експериментів	$N_e$ , кВт	$\theta$ , ° ПКВ	Охолодження поршня оливою
1	1	79,5	23,5	Струминне
2,3	2	75,4	23	Струминне, аерозольне
4	3	75	18	Струминне
5	3	75	24	Струминне
6,7	4	71,3	18	Струминне, аерозольне
8,9	4	71,3	24	Струминне, аерозольне
10	1	65,6	23,5	Струминне
11	1	50,2	23,5	Струминне
12,13	2	37,7	23	Струминне, аерозольне
14	3	37	18	Струминне
15	3	37	24	Струминне
16,17	4	36,1	18	Струминне, аерозольне
18,19	4	36,1	24	Струминне, аерозольне
20	1	34,9	23,5	Струминне
21	1	7	23,5	Струминне
22	3	1,3	18	Струминне
23	3	1,3	24	Струминне
24,25	4	0,9	18	Струминне, аерозольне
26,27	4	0,9	24	Струминне, аерозольне

Існує значна кількість факторів, що може викликати відмінність температурного стану поршня при певній ефективній потужності ДВЗ у різних експериментах. До них відносяться значення температури і тиску повітря на впуску до двигуна, налаштування паливної апаратури, регулювання механізму газорозподілу, відмінності у надпоршневому зазорі, відмінність робочого процесу в різних циліндрах

тощо. Для зменшення впливу викликаного цими факторами розкиду даних у роботі, подібно до [27, 28], було здійснено пошук апроксимуючих функцій вигляду  $T = a + b N_e$ , що адекватно відображають залежність температур контрольних зон від ефективної потужності ДВЗ. При цьому було виконано обробку даних випробувань з відкиданням експериментальних точок через контроль коефіцієнту детермінації  $R^2$  [28]. Для пошуку сталих  $a$  і  $b$  у апроксимуючих функціях застосовувався метод найменших квадратів. Отримані їх значення приведено в табл.2.

Таблиця 2. Результати апроксимації експериментальних даних в контрольних зонах поршня

№ з.п.	№ зони	Охолодження поршня оливою	Коефіцієнти апроксимуючих функцій		$R^2$
			a, К	b, К/кВт	
$\theta = 23-24^\circ$ ПКВ					
1	1	Струминне	410,19	0,9001	0,9996
2	2		413,17	1,1161	0,9981
3	3		390,97	0,6500	0,9663
4	4		387,54	0,7703	0,9897
5	5		361,41	0,2464	0,9023
6	1	Аерозольне	410,54	0,9380	0,9996
7	2		415,74	1,1770	0,9979
8	3		395,65	0,7105	0,9998
9	4		398,56	0,8128	0,9996
10	5		364,45	0,2236	0,9777
$\theta = 18^\circ$ ПКВ					
11	1	Струминне	405,67	0,9020	0,9998
12	2		409,64	1,1463	0,9987
13	3		388,48	0,6047	0,9979
14	4		384,25	0,7149	0,9998
15	5		360,70	0,2153	0,9977
16	1	Аерозольне	410,18	0,8949	0,9999
17	2		413,28	1,1506	0,9999
18	3		394,59	0,6250	1
19	4		395,43	0,7925	1
20	5		365,13	0,2131	0,9985

Приклад однієї з апроксимуючих функцій, для контрольної зони на кромці КЗ поршня, представлено на рис. 2. Як видно, режими з усіх 4-х серій експериментів не мають значних відхилень від неї, навіть у випадках чотирьох з них, що були відкинуті при визначенні коефіцієнтів.

Для певних контрольних зон, на прикладі поверхні охолодження під денцем КЗ, розкид експериментальних даних є суттєво більшим, що показано на рис. 3. Це пояснюється впливом температури оливи, яка безпосередньо подається в цю контрольну зону. Якщо порівняти характер зміни цієї температури зі зміною температури оливи, схожість форми відповідних графіків є безсумнівною. Хоча, як відомо, усталення температури поршня при змінах режимів

роботи ДВЗ в експериментах фіксується за 3-6 хвилин [16, 19, 24], за цей час відбувається лише узгодження його температурного стану з існуючою системою ГУ. Зміна температури оливи в системі змащення ДВЗ при зміні режиму роботи потребує більше часу, одночасно з нею буде відбуватися подальша поступова зміна локальних температур поршня до досягнення однозначних залежностей температур від режимних факторів. Характер залежності температури оливи на рис. 3 свідчить, що в окремих серіях експериментів це не встигло відбутися до виконання вимірювань.

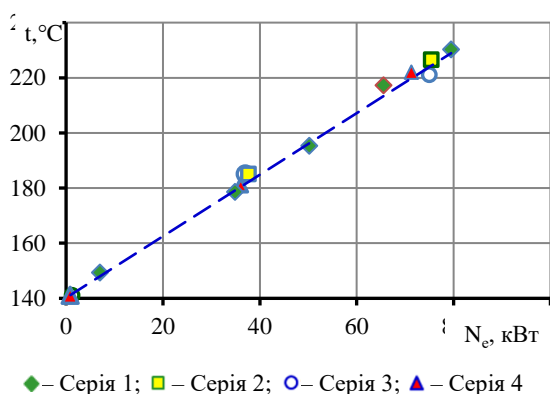


Рис. 2. Залежність температурного стану кромки КЗ поршня (контрольна зона 2) від потужності досліджуваного дизеля при струминному охолодженні оливою з урахуванням чотирьох серій експериментів

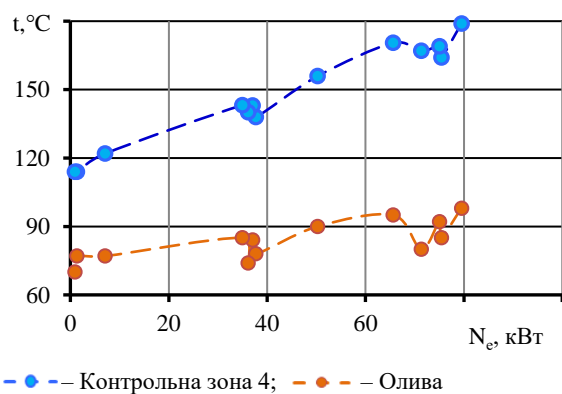


Рис. 3. Вплив температури оливи на температурний стан поршня в контрольній зоні 4 при струминному охолодженні оливою за даними чотирьох серій експериментів

### Запропонована модель ГУ

Ідентифікація граничних умов реалізувалася шляхом багатоваріантних розрахунків температурного поля в поршні методом скінченних елементів. Використовувалася тривимірна геометрична модель

поршня (див. рис.1), до якої застосовувався комплекс вісесиметричних ГУ теплообміну третього роду, що розподілені по областям поверхні поршня відповідно до схеми рис.4.

За основу було обрано емпіричну модель ГУ, запропоновану у [27]. Методично процес удосконалення ГУ полягав у порівнянні температур в контрольних зонах, отриманих під час моделювання, зі значеннями апроксимуючих експериментальні дані функцій та корекції ГУ на поверхнях найближчих до контрольної зони з найбільшою отриманою розбіжністю. Процес повторювався послідовно до досягнення задовільного результату.

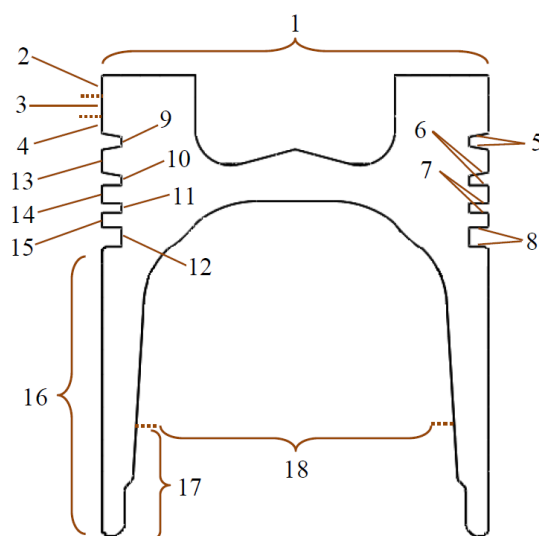


Рис. 4. Схема поділу поверхні поршня на області з відмінними ГУ третього роду

Було виявлено, що отримання загальної моделі ГУ для випадків ввімкненого і вимкненого струминного охолодження оливою при існуючому поділі поверхні поршня на області їх застосування [27] є неможливим. Тому було запропоновано поділ внутрішньої охолоджуваної поверхні поршня на дві окремі області (області 17, 18) лінією на рівні нижніх торців бобишок. Вважаємо, що взаємодія оливи з поверхнею в області 17 відрізняється від умов інтенсивного охолодження поршня в області 18 її струменем. Коефіцієнт тепловіддачі у нижній області 17 під час струминного охолодження задано таким самим як при аерозольному.

При відключенні струминного охолодження кількість теплоти, що відводиться з оливою зменшується. Це підтверджується зниженням її температури. Пов'язане з перерозподілом теплових потоків в поршні підвищення тепловідведення крізь кільця було враховано за допомогою зміни коефіцієнтів пропорційності у відповідних ГУ.

Запропонована удосконалена модель ГУ задачі теплопровідності поршня має наступний загальний вигляд.

Коефіцієнт тепловіддачі в області 1 (по вогневій поверхні денця поршня, див рис.4) визначається за формулою, Вт/м<sup>2</sup>:

$$\alpha_1 = (191 + 16,8l - 0,93l^2) \cdot (0,5 + (4,89 + 0,111 \theta) \cdot 10^{-3} N_e), \quad (1)$$

де  $l$  – відстань від осі поршня до поточної точки поверхні вздовж її твірної, мм. В цьому дослідженні здійснювався поділ області 1 на 14 підобластей з відмінними коефіцієнтами тепловіддачі.

Температура середовища в області 1, К:

$$T_1 = 873 + 2,5 \theta + 1,47 N_e. \quad (2)$$

Коефіцієнти тепловіддачі в областях 2, 3, 4 (по бічній поверхні поршня над кільцями, поділеної на три частини однакової висоти) становить  $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 190$  Вт/м<sup>2</sup>.

Температури середовища в областях 2, 3, 4 при струминному охолодженні поршня оливою, К:

$$\begin{aligned} T_2 &= 652 + 1,5 \theta + 0,94 N_e, \\ T_3 &= 510 + 0,75 \theta + 0,617 N_e, \\ T_4 &= 368 + 0,292 N_e. \end{aligned} \quad (3)$$

Температури середовища в областях 2, 3, 4 при аерозольному охолодженні поршня оливою, К:

$$\begin{aligned} T_2 &= 653 + 1,5 \theta + 0,943 N_e, \\ T_3 &= 512 + 0,75 \theta + 0,625 N_e, \\ T_4 &= 372 + 0,306 N_e. \end{aligned} \quad (4)$$

Коефіцієнти тепловіддачі в областях 5-8 (на робочих площинах кільцевих канавок, окремо для кожної з них)  $\alpha_5 = 16000$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\alpha_6 = 12000$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\alpha_7 = 6000$  Вт/м<sup>2</sup>,  $\alpha_8 = 3000$  Вт/м<sup>2</sup>.

Коефіцієнти тепловіддачі в областях 9-12 (на торцевих циліндричних поверхнях кільцевих канавок)  $\alpha_9 = \alpha_{10} = \alpha_{11} = \alpha_{12} = 200$  Вт/м<sup>2</sup>.

Температура середовища в областях 5, 9 (в першій кільцевій канавці) відповідає температурі середовища в області 4, К:

$$T_5 = T_9 = T_4. \quad (5)$$

Температури середовища в областях 6, 7, 10, 11 (в другій і третій кільцевих канавках) при струминному охолодженні поршня оливою, К:

$$\begin{aligned} T_6 &= T_{10} = 365 + 0,285 N_e, \\ T_7 &= T_{11} = 364 + 0,281 N_e. \end{aligned} \quad (6)$$

Температури середовища в областях 6, 7, 10, 11 при аерозольному охолодженні поршня оливою, К:

$$\begin{aligned} T_6 &= T_{10} = 368 + 0,292 N_e, \\ T_7 &= T_{11} = 365 + 0,285 N_e. \end{aligned} \quad (7)$$

Температури середовища в областях 8, 12 (в четвертій кільцевій канавці) незалежно від способу охолодження поршня оливою, К:

$$T_8 = T_{12} = 363 + 0,278 N_e. \quad (8)$$

Коефіцієнти тепловіддачі в областях 13-15 (на перетинках між кільцевими канавками)  $\alpha_{13} = \alpha_{14} = \alpha_{15} = 200$  Вт/м<sup>2</sup>.

Температури середовища в областях 13-15 мають значення, усереднені між властивих суміжним кільцевим канавкам, К:

$$\begin{aligned} T_{13} &= (T_5 + T_6)/2, \\ T_{14} &= (T_6 + T_7)/2, \\ T_{15} &= (T_7 + T_8)/2. \end{aligned} \quad (9)$$

Коефіцієнт тепловіддачі в області 16 (по поверхні спідниці поршня) становить  $\alpha_{16} = 500$  Вт/м<sup>2</sup>.

Температура середовища в області 16, К:

$$T_{16} = 365 + 0,128 N_e. \quad (10)$$

Коефіцієнт тепловіддачі в області 17 (по поверхні охолодження поршня оливою під бобишками) становить  $\alpha_{17} = 500$  Вт/м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт тепловіддачі в області 18 (по поверхні охолодження поршня оливою над бобишками) становить  $\alpha_{18} = 1400$  Вт/м<sup>2</sup> у випадку струминного охолодження і  $\alpha_{18} = 500$  Вт/м<sup>2</sup> у випадку аерозольного охолодження.

Температуру середовища в областях 17 і 18 рекомендується задавати відповідною експериментально визначеній температурі охолоджуючої оливи. Якщо вона є невідомою, для усталених режимів роботи рекомендується використання наступних залежностей.

У разі струминного охолодження поршня оливою, К:

$$T_{17} = T_{18} = 349 + 0,26 N_e. \quad (11)$$

У разі аерозольного охолодження поршня оливою, К:

$$T_{17} = T_{18} = 344,5 + 0,065 N_e. \quad (12)$$

Вплив шару теплоізоляції на вогневому денці поршня на умови теплообміну в експериментах було враховано лише з погляду існування додаткового термічного опору. Скореговане значення коефіцієнту тепловіддачі на цих поверхнях, що враховує наявність теплоізоляції для отримання коректного теплового потоку спрощено визначалося згідно виразу [20]:

$$\alpha_{TBC} = \alpha_{\infty} / \left( 1 + \alpha_{\infty} \frac{\delta_{TBC}}{\lambda_{TBC}} \right), \quad (13)$$

де  $\alpha_\infty$  – дійсний коефіцієнт тепловіддачі від робочого тіла до поршня,  $\delta_{ТВС}$  і  $\lambda_{ТВС}$  – товщина і теплопровідність теплоізоляції.

На основі отриманих розрахункових значень температур, подібно до даних випробувань, було визначено апроксимуючі функції в залежності від ефективної потужності дизеля. Приклади порівняння результатів розрахунків з використанням удосконаленої моделі та експериментальних даних подано на рис. 5. Тут функції, які апроксимують експериментальні дані, позначено пунктирними, а ті, що апроксимують розрахункові дані, – точковими лініями.

Для більшості контрольних зон поршня досягається збіг розрахункових і апроксимуючих функцій в межах 2 К, що є порівняним з похибкою визначення температур на основі сіткової моделі методу скінченних елементів.

В контрольній зоні 3 біля першого поршневого кільця (див. рис. 5 а) має місце майже ідеальне проходження апроксимуючих функцій крізь точки розрахункових результатів, в той час як на спідниці поршня в контрольній зоні 5 (див. рис.5 б) мають місце їх суттєві розбіжності. (В окремих випадках для контрольних зон 4 і 5 при струминному охолодженні поршня спостерігаються розбіжності до 5 К.) Це пов'язано із тим, що у розрахунках використані експериментальні значення температури оливи.

Слід звернути увагу, що найгірший показник коефіцієнту детермінації  $R^2$  в табл.2 має місце для контрольної зони 5 на спідниці поршня. Це означає, що окрім впливу потужності  $N_e$  на температурний стан в цій зоні відбувається вплив інших факторів. Цим впливовим фактором і є температура оливи.

Як бачимо з рис.5 б, розбіжності між розрахунковими і експериментальними температурами контрольної зони 5 є меншими за розбіжності між значеннями температур на досліджуваних режимах і відповідними апроксимуючими функціями. Отже, виконані розрахунки за запропонованою моделлю ГУ демонструють принципово східну до експерименту реакцію на зміну впливових факторів.

Відсутність аналогічних відхилень розрахункових температур в контрольній зоні 3 (див. рис.5 а) може бути пояснено відсутністю врахування в моделі дійсних температур охолоджуючої рідини в сорочці охолодження та гільзи циліндру. Але цей вплив є набагато меншим за враховані в моделі.

На основі наведеного можна зробити наступну рекомендацію. При розгляді температурного стану поршня на стаціонарному режимі навантаження дизеля рекомендується застосування в ГУ значень температури оливи відповідно до (11), (12). В перехідних процесах навантажень дизеля може існувати температура оливи з будь-якого попереднього режиму роботи.

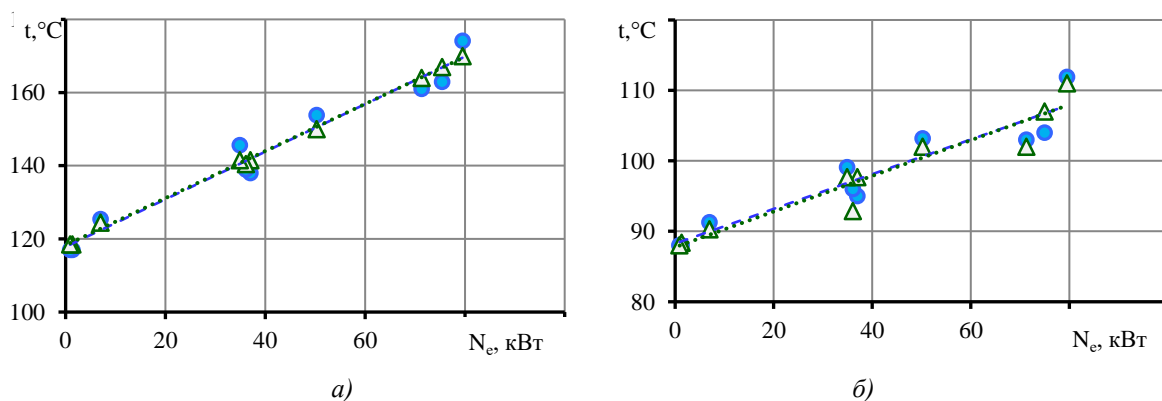


Рис. 5. Приклад порівняння експериментальних (●) та розрахункових (△) даних для контрольних зон поршня: а – зона 3 першого поршневого кільця; б – зона 5 спідниці поршня

### Напрями подальших досліджень

Подальше вдосконалення запропонованої емпіричної моделі ГУ поршня може включати залучення до неї частоти обертання колінчатого валу ДВЗ і впливу віснесиметричності ГУ в КЗ.

На поточному етапі удосконалення запропонована модель містить відмінні формули для знаходження ГУ в області кільцевих канавок і по бічній поверхні поршня над ними у випадках струминного і аерозольного охолодження поршня оливою. Оскільки з теоретичної погляду спосіб охолодження

може вплинути на тепловіддачу від цих поверхонь лише через вплив різниці температур, існує резерв вдосконалення моделі на основі пошуку універсальних формул опису ГУ у кожній з відповідних областей.

Отримання більшої кількості експериментальних даних щодо інших режимів роботи дизеля, а також результатів вимірювання температури в інших контрольних зонах поршня, можуть виявитись підставою для уточнення коефіцієнтів в залежностях моделі чи виділення окремих областей задавання ГУ.



**Висновки**

Рівень притаманної поршням температури є фактором, який у значній мірі впливає на їх надійність. Тому в дослідницькій діяльності та проектуванні існує потреба в моделюванні температурного стану поршня з достатньою точністю і мінімальними затратами ресурсів і часу. Через простоту і зручність використання на практиці розповсюдження набули емпіричні моделі ГУ задачі теплопровідності поршня. Їх придатність до використання обмежується певною сукупністю режимів роботи одного чи близьких за конструкцією двигунів.

Для добре дослідженого дизеля 4ЧН12/14 на базі даних чотирьох серій експериментальних випробувань кафедри ДГЕУ НТУ «ХП» здійснено удосконалення існуючих емпіричних моделей ГУ, придатних для ідентифікації температурного стану поршня лише в межах окремих серій. Запропоновані залежності параметрів теплообміну у сукупності областей на поверхнях поршня від ефективної потужності дизеля, кута випередження впорскування палива і умов охолодження поршня оливою дозволили отримати температурне поле поршня, що узгоджується з результатами усіх серій експериментів.

Показано, що при змінах режимів роботи ДВЗ за 3-6 хвилин відбувається лише узгодження температурного стану поршня з поточним станом ГУ, завершення перехідного процесу для яких по поверхнях охолодження є суттєво більш тривалим. Тому в дослідницькій діяльності, при проектуванні нових та удосконаленні існуючих конструкцій поршнів при аналізі впливу перехідних процесів навантаження дизеля слід враховувати температуру оливи з будь-якого попереднього режиму роботи.

**Список літератури:**

1. Алехин С. А. Анализ температурного состояния корпусов составных поршней двухтактных дизелей специального назначения / С. А. Алехин, С. В. Лыков, В. А. Пылёв // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2013. – №1. – С. 33-36. 2. Piston damage – recognizing and rectifying / ed. by: Motorservice, Technical Market Support // *MS Motorservice International GmbH*. – 50 003 973-02 – EN – 07/15 (012020), – 92 p. 3. Linkov O. Assessment of the Parametric Reliability of the Side Surface of the Diesel Engine Piston during Its Design / O. Linkov, A. Marchenko, V. V. Pylyov, S. Lykov // *Proceedings of the 27th International Scientific Conference Transport Means*. – Kaunas. – 2023. – Part I. – P. 340-346. Doi: 10.5755/e01.2351-7034.2023.P1. 4. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines / Klaus Mollenhauer, Helmuth Tschöcke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 p. 5. Dabbaghi M.F. Comparative evaluation of different heat transfer correlations on a single curved-cylinder spark ignition crank-rocker engine / M.F. Dabbaghi, M.B. Baharom, Z.A. Abdul Karim, A. Rashid A. Aziz, Salah E. Mohammed, Ezrann Z. Zainal A. // *Alexandria Engineering Journal*. – 2021. – Volume 60, Issue 3. – P. 2963-2978. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.01.035>. 6. Гащук П.М.

Моделювання теплообмінних процесів, що перебігають в циліндрах двигуна внутрішнього згорання / П.М. Гащук, С.В. Нікітчук // *Пожежна безпека*. – 2018. – № 33. – С. 15-34. 7. Белолюб А. В. Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных  $\alpha$ -формул / А. В. Белолюб, В. З. Нгуен // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2018. – №1. – С. 14-20. doi: 10.20998/0419-8719.2018.2.03. 8. Wilcox, D.C. Turbulence Modeling for CFD. 2nd Ed. / D. C. Wilcox. – La Canada : DCW Industries, 1998. – 540 p. 9. Nicoud F. Subgrid-scale modelling based on the square of the velocity gradient tensor / F. Nicoud, F. Ducros // *Flow, Turbulence and Combustion*. – 1999. – № 62. – P. 183-200. 10. Laurence D.R. A Robust Formulation of the v2-f Model / D. R. Laurence, J. C. Uribe, S. V. Utyuzhnikov // *Flow, Turbulence and Combustion*. – 2004. – № 73. – P. 169-185. 11. Белолюб А. В. Оценка низкочастотного термонапряженного состояния тонкостенного поршня ДВС / А. В. Белолюб, В. А. Пылёв // *Вестник национального автомобильно-дорожного университета, сб. научн. трудов*. – 2010. – Вып. 49. – С. 35-38. 12. Kajiwara H. An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines / H. Kajiwara, Y. Fujioka, T. Suzuki, H. Negishi // *JSAE Review*. – 2002. – Volume 23, Issue 4. – P. 429-434 [https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(02\)00234-5](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(02)00234-5). 13. Нгуен В. З. Метод прогнозирования полей температур и напряжений поршня ДВС / В. З. Нгуен, А. В. Белолюб // *Система и средства транспорта, проблемы эксплуатации и диагностики : монография*. – Херсон : ХДМА, 2019. – С. 9-27. 14. Bilohub A. Analysis of heat transfer coefficients for simulation of the heat exchange between oil and the internal cavity faces of the isolated piston at variable gravity conditions / A. Bilohub, N. Van Duong, F. Sirenko, V. Savchuk, I. Bilousov, R. Symonenko, I. Zajačko // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 776 : 24th Slovak-Polish International Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations - MMS 2019, Liptovský Ján, Slovakia, 3-6 September 2019 / Liptovský Ján, 2020*. – 012020. doi 10.1088/1757-899X/776/1/012020. 15. Pylyov V. Simulation of the partially dynamic heat insulation phenomena in ICE cylinder / V. Pylyov, S. Kravchenko, O. Linkov // *Proceedings of the Institute of Vehicles*. – 2018. – № 1(115) P. 91-97. 16. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Абрамчук Ф. И., Марченко А. П., Разлейцев Н. Ф. и др. ; под ред. А. Ф. Шеховцова. – Київ : Техника, 1992. – 272 с. 17. Пилёв В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності: монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. – 332 с. 18. Pylyov V. The Effect of fuel Injection Advance Angel on Temperature State of Diesel Engine Piston / V. Pylyov, R. Aryan // *Наукотехнічний журнал "Proceedings of the Institute of Vehicles" Інститут транспортних засобів Варшавського технологічного університету*. – 2016. – No 4. – С.77-86. 19. Левтеров А. М. Трёхмерная конечноэлементная модель анализа нестационарных термоупругих напряжений поршня быстроходного дизеля / А. М. Левтеров, А. Н. Авраменко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2008. – № 2. – С. 49-55. 20. Marchenko A. Estimation of strength of the combustion chamber of the ICE piston with a TBC layer / A. Marchenko, V. Pylyov, O. Linkov // In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. Lecture Notes in Networks and Systems, Springer, Cham*. – 2021. – Vol. 188, – pp. 415–426. doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7\\_35](https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_35). 21. Клуменко О. М. Оцінка впливу регулювання температурного

стану поршнів на техніко-економічні показники дизеля : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Олександр Миколайович Клименко. – Харків, 2016. – 165 с. 22. Марченко А. П. Моделювання нестационарного високочастотного температурного стану поршня ДВЗ з теплоізоляцією поверхню камери згоряння / А. П. Марченко, В. В. Пильов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2015. – № 2. – С. 41-47. 23. Пылёв В.А. Результаты оценки ресурсной прочности поршня автотракторного дизеля при учете локального теплообмена в камере сгорания / В. А. Пылёв, В. В. Матвеев, А. В. Матюха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. №2. – С. 78–81. 24. Мордвинцева И. А. Особенности задания граничных условий нестационарной задачи теплопроводности поршня дизеля / И. А. Мордвинцева, А. Н. Клименко, Р. Ариан, О. Ю. Линьков, В. А. Пылёв // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – № 1. – С. 33-41. doi: 10.20998/0419-8719.2017.1.07. 25. Пильов В. В. Визначення впливу теплоізоляції камери згоряння на показники роботи ДВЗ : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Пильов Вячеслав Володимирович. – Харків, 2014. – 202 с. 26. Клименко О. М. Експериментальне дослідження можливості покращення еколого-економічних показників та надійності транспортного дизеля / О. М. Клименко, В. О. Пильов, С. В. Обозний, О. М. Ломакін // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 2. – С. 24–27. 27. Ариан Расул. Підвищення ефективності моделювання теплонапруженого стану поршнів ДВЗ у базуючій САПР : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Расул Ариан. – Харків, 2017. – 167 с. 28. Пылёв В. А. Оценка теплонапряженности поршня с учётом конструктивных особенностей в зоне кромки камеры сгорания / В. А. Пылёв, Р. Ариан // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – № 2. – С. 47-52. 29. Chicco D. The coefficient of determination R-squared is more informative than SMAPE, MAE, MAPE, MSE and RMSE in regression analysis evaluation / D. Chicco, M.J. Warrens, G. Jurman // PeerJ Computer Science. – 2021. – 7:e623. <https://doi.org/10.7717/peerj-cs.623>

**Bibliography (transliterated):**

1. Alyokhin, S. A., Lykov, S. V., Pylyov, V. O. (2013), "Analysis of the temperature state of bodies of composite pistons of two-stroke special purpose diesel engines", *Internal Combustion Engines* ["Analiz temperaturnoho sostoiannya korpusov sostavnykh porshnei dvukhtaktnykh dyzeli spetsyalnogo naznacheniya"], *Dvyhately vnutrenneho shoranyia*, No 1, pp. 33-36. 2. Motorservice, Technical Market Support (ed) (7/2015), "Piston damage – recognizing and rectifying – 50 003 973-02", *MS Motorservice International GmbH*, 92 p. 3. Linkov, O., Marchenko, A., Pylyov, V. V., Lykov, S. (2023), "Assessment of the parametric reliability of the side surface of the diesel engine piston during its design", *Proceedings of the 27th International Scientific Conference Transport Means, Kaunas, Part I*, pp. 340-346. doi: 10.5755/e01.2351-7034.2023.P1. 4. Mollenhauer, K., Tschoeke, H. (2010), *Handbook of diesel engines*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 636 p. 5. Dabbaghi, M. F., Baharom, M. B., Abdul Karim, Z. A., Aziz, A. R. et al. (2021), "Comparative evaluation of different heat transfer correlations on a single curved-cylinder spark ignition crank-rocker engine", *Alexandria Engineering Journal*, Volume 60, Issue 3, pp. 2963-2978. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.01.035>. 6. Hashchuk, P., Nikipchuk, S. (2018), "Modeling of heat exchange processes expecting in cylinders of the internal combustion engines", *Fire Safety* ["Modeliuvannia teploobminnykh protsesiv, shcho perebihaiut v tsylindrakh dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia ", *Pozhezhna bezpeka*], No 33, pp. 15-34. 7. Bilogub, O. V., Nguyen, V. D. (2018), "Analysis of the heat emission of a D100-like diesel engine using the known formulas", *Internal Combustion Engines* ["Raschet protsessy teplootdachi v dyzelnom dvyhatele typu D-100 s ispolzovaniem yzvestnykh  $\alpha$ -formul", *Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia*], No 1., pp. 14-20. doi: 10.20998/0419-8719.2018.2.03.,

8. Wilcox, D. C. (1998), *Turbulence Modeling for CFD*, 2nd edn, DCW Industries, La Canada, 540 p. 9. Nicoud, F., Ducros, F. (1999), "Subgrid-scale modelling based on the square of the velocity gradient tensor", *Flow, Turbulence and Combustion*, No 62, pp. 183-200. 10. Laurence, D. R., Uribe, J. C., Utyuzhnikov, S. V. (2004), "A robust formulation of the v2-f model", *Flow Turbulence and Combustion*, No 73, pp. 169-185. 11. Bilogub, O. V., Pylyov, V. O. (2010), "Assessment of low-frequency thermal stressed state of thin-walled piston of ICE", *Bulletin of the National Automobile and Highway University*, collection of scientific papers ["Otsenka nyzkochastotnoho termonapriazhennoho sostoiannya tonkostennoho porshnia DVS", *Vestnyk natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho unyversyteta, sb. nauchn. Trudov*], Issue 49, pp. 35-38. 12. Kajiwara, H., Fujioka, Y., Suzuki, T., Negishi, H. (2002), "An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines", *JSAE Review*, Volume 23, Issue 4, pp. 429-434 [https://doi.org/10.1016/S0389-4304\(02\)00234-5](https://doi.org/10.1016/S0389-4304(02)00234-5). 13. Nguyen, V. D., Bilogub, O. V. (2019), "Method for predicting temperature and stress fields of an ICE piston", *Transport system and means, problems of operation and diagnostics* ["Metod prohozyrovannya polei temperatur y napriazhenyi porshnia DVS", *Systema y sredstva transporta, problemy ekspluatatsyy y dyagnostyky*], *Kherson, HDMA*, pp. 9-27. 14. Bilohub, A., Van Duong, N., Sirenko, F. et al. (3-6 September 2019), "Analysis of heat transfer coefficients for simulation of the heat exchange between oil and the internal cavity faces of the isolated piston at variable gravity conditions", *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 776, 24th Slovak-Polish International Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations - MMS 2019, Liptovský Ján, Slovakia, doi 10.1088/1757-899X/776/1/012020. 15. Pylyov, V., Kravchenko, S., Linkov, O. (2018), "Simulation of the partially dynamic heat insulation phenomena in ICE cylinder", *Proceedings of the Institute of Vehicles*, No 1(115), pp. 91-97. 16. Abramchuk, F.Y., Marchenko, A.P., Razleytsev, N.F., Tretyak, E.Y. et al. (1992), *Modern diesel engines: increasing the fuel efficiency and long-term durability* [Sovremennye dyzeli: povysheniye toplivnoy ekonomichnosti y dlytel'noy prochnosti], *Tekhnika*, Kyiv, 272 p. 17. Pylyov, V. O. (2001), *Automated design of pistons of high-speed diesel engines with the specified level of continued durability: the monograph* [Automatyzovane proektuvannia porshniv shvydkokhidnykh dyzeliv iz zadanyim rivnem tryvalosti mitsnosti: monohrafiia], *NTU "KhPI" Publishing Center*, Kharkiv, 332 p. 18. Pylyov, V., Aryan, R. (2016), "The Effect of fuel Injection Advance Angle on Temperature State of Diesel Engine Piston", *Proceedings of the Institute of Vehicles, Politechnika Warszawska Instytut Pojazdów*, No 4, pp. 77-86. 19. Levterov, A. M., Avramenko A. M. (2008), "Three-dimensional finite element model for the analysis of non-stationary thermoelastic stresses of the piston of a high-speed diesel engine", *Internal Combustion Engines* ["Trekhnernaia konechnoëlementnaia model analiza nestatsionarnykh termoupruhykh napriazhenyi porshnia bystrokhodnoho dyzelia", *Dvyhately vnutrenneho shoranyia*], No 2, pp. 49-55. 20. Marchenko, A., Pylyov, V., Linkov, O. (2021), "Estimation of strength of the combustion chamber of the ICE piston with a TBC layer" In "Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. Lecture Notes in Networks and Systems", edited by M. Nechyporuk, V.Pavlikov, D. Kritskiy, Springer, Cham, Vol. 188, pp. 415–426. doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7\\_35](https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_35), 21. Klymenko, O. M. (2016), "Evaluation of the pistons temperature state regulation impact on the diesel engine technical and economic performances: PhD dissertation: 05.05.03" ["Zabezpechennia nadiinosti porshnia forsovanoho transportnoho dyzelia shliakhom vrakhuvannia povzuchosti materialu : dys. ... kand. techn. nauk : 05.05.03"], *NTU "KhPI"*, Kharkiv, 165 p. 22. Marchenko, A., Pylyov, V. V. (2015), "Modeling of nonstationary high-frequency temperature state of internal combustion engine piston with a coated combustion chamber surface", *Internal Combustion Engines* ["Modeliuvannia nestatsionarnoho vysokochastotnoho temperaturnoho stanu porshnia DVZ z teploizolovanoi poverkheiu kamery zghoriannia", *Dvyhately vnutrenneho shoranyia*], No 2, pp. 24-27. 23. Pylyov, V. O., Matveenko, V., Matiukha, O. (2011), "Results of assessing the resource strength of the piston of an automotive and tractor diesel engine taking into account local heat transfer in the combustion chamber", *Internal Combustion Engines* ["Rezultaty otsenky resursnoi prochnosti porshnia avtotraktorного dyzelia pry



uchete lokalnoho teploobmena v kamere shoranyia”, *Dvyhately vnutrenneho shoranyia*, No 2, pp. 78–81. 24. Mordivintseva, I., Klimentko, O., Arian, R., Linkov, O., Pylyov, V. O. (2017), “Features of the determination of border conditions of non-stationary problems of heat conductivity of diesel piston”, *Internal Combustion Engines* [“Osobennosti zadaniya hranychnykh uslovyi nestatsyonarnoi zadachy teploprovodnosti porshnia dyzelia”, *Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia*, No 1, pp. 33-41. doi: 10.20998/0419-8719.2017.1.07. 25. Pylyov, V. V. (2014), “Evaluation of combustion chamber heat insulation effect on internal combustion engine operation performance: PhD dissertation: 05.05.03” [“Vyznachennia vplyvu teploizolatsii kamery zghoriannia na pokaznyky roboty DVZ : dys. ... kand. tekhn. nauk : 05.05.03”], NTU “KhPI”, Kharkiv, 202 p. 26. Klymenko, O. M., Pylyov, V. O., Oboznyj, S. V., Lomakin, O. M. (2015), “Experimental study of the possibility of improvement ecological and economic indicators and reliability of transport diesel”, *Internal Combustion Engines* [“Eksperymentalne doslidzhennia

mozlyvosti pokrashchennia ekoloho-ekonomichnykh pokaznykiv ta nadiinosti transportnoho dyzelia”, *Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia*, No 2, pp. 24-27. 27. Arian, R. (2017), “Improving Efficiency Simulation of Heat Stress Piston ICE in Multi- CAD/CAE: PhD dissertation: 05.05.03” [“Pidvyshchennia efektyvnosti modeliuвання teplonapruzhenoho stanu porshniv DVZ u bahatoetapnii SAPR : dys. ... kand. tekhn. nauk : 05.05.03”], NTU “KhPI”, Kharkiv, 167 p. 28. Pylyov, V. O., Arian, R. (2015), “Evaluation thermal stress piston taking into account its constructive especially in the zone edges combustion chamber”, *Internal Combustion Engines* [“Otsenka teplonapriazhennosti porshnia s uchotom konstruktyvnykh osobennostei v zone kromky kamery shoranyia”, *Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia*, No 2, pp. 47-52. 29. Chicco, D., Warrens, M. J., Jurman, G. (2021), “The coefficient of determination R-squared is more informative than SMAPE, MAE, MAPE, MSE and RMSE in regression analysis evaluation”, *PeerJ Computer Science*, 7:e623, <https://doi.org/10.7717/peerj-cs.623>

Надійшла до редакції 25.06.2024 р.

**Пильов Вячеслав Володимирович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: viacheslav.pylov@khi.edu.ua, orcid.org/0000-0002-1514-1020.

**Ліньков Олег Юрійович** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Oleh.Linkov@khi.edu.ua, orcid.org/0000-0002-2780-2412.

**Марченко Андрій Петрович** – доктор техн. наук, професор, проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua, orcid.org/0000-0001-9746-4634.

## REFINING THE EMPIRICAL MODEL OF THE HEAT TRANSFER BOUNDARY CONDITIONS OF THE PISTON OF A HIGH-SPEED DIESEL ENGINE

V. V. Pylyov, O. Y. Linkov A. P. Marchenko

The level of temperature of ICE pistons is a factor that greatly affects their reliability. Therefore, the need to simulate the temperature state of pistons with sufficient accuracy and minimal allocation of resources and time exists in research and during design. Primary approaches for determining the boundary conditions of the problem of thermal conduction of the piston on the basis of criterion equations, high-level mathematical models, and empirical models are considered. The latter ones have become widespread by virtue of simplicity and ease of use in practice; their usability is limited to a certain set of operating modes of one engine or a few ones of a similar design. On the basis of data from four series of experimental tests for a well-studied diesel engine 4ChN12/14 the existing empirical models of boundary conditions, suitable for identifying the temperature state of the piston only within the respective separate series separately, are refined in the paper. Processing of the data set on the measured temperatures in the control zones of the piston was performed, and linear function approximations were found that satisfactorily describe the effect of diesel power on the specified temperatures. The model of boundary conditions for a set of eighteen separate regions on the surfaces of the piston was proposed, which takes into account the dependence of the piston temperature state on the brake power of the ICE, the crank angle of the start of fuel injection, and the conditions of cooling the piston with oil. The influence of the heat insulation layer on the piston crown surface on the heat transfer was accounted for by introducing an additional thermal resistance term into the boundary condition equations. The model made obtaining the temperature field of the piston possible in simulation that is consistent with the results of all series of experiments in the control zones of the piston periphery, the edge of the combustion chamber, the vicinity of the groove of the first piston ring, the cooled surface opposite to the combustion chamber, and the piston skirt. The importance of a gradual change in the temperature of the oil and coolant during the transition of the internal combustion engine from one mode of operation to another regarding the temperature state of the piston is demonstrated. Taking the temperatures of oil from previous modes of operation into account is recommended during the analysis of engine transient processes.

**Keywords:** diesel engine piston; temperature state; heat transfer boundary conditions; empirical model; piston cooling with oil; experimental data processing; factors of modes of operation.