

О.М. Клименко, В.О. Пильов, І.М. Шульга

ОЦІНКА ВПЛИВУ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ПОРШНІВ НА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ

Робота присвячена аналізу можливості комплексного поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизеля при впровадженні керування тепловим станом його поршнів. Розроблено методику оцінки якості дизеля, що враховує інтенсивність масляного охолодження поршнів, момент початку впорскування палива в камеру згоряння, а також модель експлуатації енергетичної установки. Оцінено ефективність впровадження регулювання температурного стану поршнів автомобільного, тракторного, комбайнового дизелів та стаціонарних дизель-генераторів.

Вступ

Конкурентоспроможність сучасних двигунів внутрішнього згоряння прийнято оцінювати за рівнем техніко-економічних показників, в першу чергу – екологічності, економічності та надійності. Водночас має місце постійне посилення жорсткості норм, що обмежують заповідяну експлуатацією ДВЗ екологічну шкоду навколишньому середовищу. З урахуванням відносної агресивності забруднюючих компонентів, токсичність відпрацьованих газів (ВГ) дизелів найбільш повно визначається за емісіями оксидів азоту NO_x та твердих частинок (ТЧ), сумарний внесок яких у загальну токсичність ВГ досягає 98 % [1].

Покращення техніко-економічних показників також супроводжується зростанням рівня форсування дизелів. Це призводить до підвищення теплових та механічних навантажень, збільшення ймовірності відмов деталей, зокрема поршнів.

Для забезпечення достатнього рівня надійності поршнів використовуються різноманітні способи їх масляного охолодження [2].

Прогресивним напрямком удосконалення дизелів вважається регулювання температурного стану поршнів (ТСП). Доцільними на сьогодні залишаються питання комплексної оцінки впливу регулювання ТСП на токсичність ВГ, паливну економічність та надійність дизеля при врахуванні моделі його експлуатації.

Аналіз публікацій

Необхідність охолодження поршнів в повному діапазоні експлуатаційних режимів навантажень двигуна не є обґрунтованою. Переохолодження стінок камери згоряння на неномінальних режимах та холостому ході, за даними ряду авторів, може викликати погіршення техніко-економічних показників: погіршення сумішоутворення та зниження механічного ККД [3], погіршення масляної економічності [4], збільшення зносу [5], зменшення довговічності деталей ЦПГ [6].

Результати робіт [7, 8] показали, що відключення охолодження поршнів транспортного дизеля

супроводжується покращенням паливної економічності, зменшенням димності та токсичності ВГ на всіх досліджуваних режимах. При цьому переваги дизеля з неохолодженим поршнем збільшуються в міру віддалення від номінального режиму.

Крім того, в [9] було доведено сприятливий вплив регулювання охолодження поршня на показники його надійності.

В роботі [10] для нівелювання перерахованих вище негативних явищ, пов'язаних з нерегульованим охолодженням поршнів, було запропоновано концепцію реального автоматичного регулювання ТСП, що припускає підвищення температури поршнів на режимах часткових навантажень ДВЗ при незмінному рівні їх температури на важких режимах. Реалізація такого регулювання на тракторному дизелі 6ЧН13/11,5 дозволила на неномінальних режимах знизити димність ВГ на 20 ... 50 %, витрату палива - на 1 ... 3 %, а також підвищити на 30% довговічність поршнів за рахунок зменшення розмахів температур поршнів при перехідних процесах [6, 10].

З іншого боку, забезпечення перспективного рівня техніко-економічних показників сучасних дизелів не можливе без застосування паливних систем, що передбачають електронне керування процесом паливоподачі. При цьому мінімізація викидів NO_x вимагає зменшення кута випередження впорскування палива (КВВП), а мінімізація емісії продуктів неповного згоряння (CO , C_nH_m , ТЧ) – в різній мірі збільшення КВВП [11].

На сьогодні відомими є роботи провідних світових виробників ДВЗ, спрямовані на конструктивну реалізацію та серійне виробництво двигунів з регулюванням ТСП, насамперед, це перспективні розробки фірм Delphi Technologies [12] та Volkswagen [13].

Проте алгоритми поліпшення показників екологічності, паливної економічності та надійності двигунів, що застосовуються в перерахованих роботах, авторами не розкриваються. Також залишаються невідомими теоретичні основи регулювання

теплого стану поршнів сучасних та перспективних ДВЗ, а також принципи та методи врахування керуючих параметрів.

Мета роботи

Метою роботи є визначення впливу регулювання температурного стану поршнів на комплекс техніко-економічних показників дизелів з урахуванням моделі їх експлуатації.

Основний матеріал

Вихідними даними даного дослідження слугують результати експериментального дослідження впливу температурного стану поршнів та КВВП дизеля 4ЧН12/14 на показники токсичності ВГ, паливної економічності та температурний стан деталей камери згоряння [14, 15].

Результати експериментального дослідження показали, вимкнення охолодження поршнів є причиною зменшення питомої ефективної витрати палива дизелем, яке на режимах часткових навантажень досягає 28 г/(кВт·год). Одночасно із цим відбувається зростання концентрації NO_x у ВГ дизеля, яке при збільшенні КВВП і навантаження та зменшенні частоти обертання стає суттєвим – з 998 до 2300 млн⁻¹. Димність ВГ зменшується на всьому діапазоні досліджуваних режимів, на номінальному режимі ефект сягає 11 % за шкалою Хартридж. Збільшення КВВП також сприяє зменшенню димності ВГ.

Для досягнення поставленої мети розроблено методику визначення впливу регулювання ТСП на техніко-економічні показники дизеля при врахуванні моделі його експлуатації. В основу методики покладено узагальнений математичний опис якості об'єкта [16]:

$$f_i \leftarrow \overset{\mu_x}{x_i, \xi_i}, f \subset F, x \in X, \xi_i \in \Xi \subset \Psi, i = 1, 2, \dots, z, \quad (1)$$

де F – множина критеріїв якості дизеля; f_i – вектор критеріїв якості, що включає сукупність показників дизеля на i -ому представницькому режимі експлуатації; X – множина можливих варіантів конструкцій; x_i – вектор конструктивно-технологічних параметрів на i -ому представницькому режимі; Ψ – множина можливих експлуатаційних режимів роботи дизеля; Ξ – модель експлуатації дизеля певного призначення; ξ_i – представницький режим навантаження дизеля, $\xi_i = (n_i, N_{ei}, \bar{P}_i)$; n_i, N_{ei}, \bar{P}_i – відповідно, частота обертання колінчастого валу, хв⁻¹, ефективна потужність, кВт, та відносне дольове напруження дизеля на i -му представницькому режимі; μ_x – множина відповідних до f математичних моделей.

За критерії якості дизеля прийнято токсичність ВГ, паливну економічність та ТСП; за враховані складові x_i обрано параметр регулювання охолодження поршнів та КВВП. З урахуванням відносного внеску забруднюючих компонентів в загальну токсичність ВГ, відповідні вектори мають вигляд:

$$f_i = (g_{NO_x i}, g_{TЧ i}, g_{ei}, t_{ni}); x_i = (\varphi_{ox,ni}, \Theta_i), \quad (2)$$

де $g_{NO_x i}, g_{TЧ i}$ – відповідно, питомі масові викиди оксидів азоту та ТЧ з ВГ дизеля на i -ому представницькому режимі, г/(кВт·год); g_{ei} – питома ефективна витрата палива на i -ому представницькому режимі, г/(кВт·год); t_{ni} – критерій ТСП на i -ому представницькому режимі; $\varphi_{ox,ni}$ – параметр регулювання охолодження поршнів; Θ_i – значення КВВП на i -ому представницькому режимі, град. п. к. в. до ВМТ.

Для перетворення вектору f_i до скаляру застосовано апарат нечіткої логіки – узагальнену функцію бажаності Е. К. Харрінгтона [16, 17]:

$$D_i = \sqrt[4]{d_{g_{NO_x np i}} \cdot d_{g_{TЧ np i}} \cdot d_{g_{ei}} \cdot d_{t_{ni}}}, \quad (3)$$

де $d_{g_{NO_x np i}}, d_{g_{TЧ np i}}, d_{g_{ei}}$ та $d_{t_{ni}}$ – відповідно, часткові функції бажаності викидів оксидів азоту та ТЧ з ВГ дизеля, паливної економічності та ТСП на i -ому представницькому режимі.

Зв'язок між частковими функціями бажаності $d_{g_{NO_x np i}}, d_{g_{TЧ np i}}, d_{g_{ei}}$ та дійсними значеннями критеріїв якості здійснюється залежностями:

$$d_{ki} = \exp[-\exp(a_{ki} + b_{ki} \cdot r_{ki})]; k = \{g_{NO_x np}, g_{TЧ np}, g_e\}, \quad (4)$$

де r_{ki} – дійсне значення k -го критерію якості на i -му представницькому режимі; значення коефіцієнтів a_{ki} та b_{ki} визначаються за експериментальними даними на основі врахування кращого та гіршого значень k -го критерію якості на i -му представницькому режимі.

Для оцінки критеріїв якості, що визначають токсичність ВГ та паливну економічність дизеля, використано психофізичну шкалу, за якою: $d_{ki}^{max} = 0,8$ – краще значення, $d_{ki}^{min} = 0,2$ – гірше значення. Для оцінки критеріїв емісії забруднюючих компонентів ВГ застосовано спільну психофізичну шкалу та приведення викидів за агресивністю:

$$g_{m np i} = A_m \cdot g_{m i}; m = \{NO_x, TЧ\}, \quad (5)$$

де $g_{mnp i}, g_{mi}$ – відповідно, приведений питомий масовий викид та питомий масовий викид m -го забруднюючого компонента ВГ на i -му представницькому режимі, г/(кВт·год); A_m – показник відносної агресивності.

Критерій $d_{t_{ni}}$ запропоновано визначати за температурним станом трьох критичних зон поршня – верхнього поршневого кільця, порожнини масляного охолодження та кромки камери згоряння поршня:

$$t_{ni} = (t_{нк}, t_{ноп}, d_{fs}), \quad (6)$$

де $t_{нк}, t_{ноп}$ – відповідно, температурний стан поршня в зонах верхнього поршневого кільця та порожнини охолодження; d_{fs} – параметр ресурсної міцності кромки камери згоряння.

При цьому для перших двох зон $d_{t_{ni}}$ визначається безпосередньо за рівнем температур, а $d_{t_{ni}}$ зони кромки камери згоряння поршня – за величиною накопичених пошкоджень, викликаних сумісною дією процесів втоми та повзучості матеріалу зони:

$$d_{cs} = d_c + d_s = \sum_j^{N_0} \sum_l^{N1_j} \frac{1}{N_{cl}^{(j)}} + \frac{1}{U^*} \sum_j^{N_0} \sum_l^{N1_j} U_l^{(j)},$$

де d_c – доля пошкоджень утоми; d_s – доля пошкодження повзучості; $j = 1, 2, \dots, N_0$ – сукупність перехідних процесів нестационарного навантаження поршня; $l = 1, 2, \dots, N1_j$ – сукупність всіх циклів низькочастотного навантаження деталі j -го перехідного процесу; $N_{cl}^{(j)}$ – кількість циклів до руйнування, викликаних втомою, в умовах одиничного l -го циклу навантаження j -го перехідного процесу; $U_l^{(j)}$ – енергія розсіювання при повзучості, викликана одиничним l -им циклом навантаження j -го перехідного процесу, МПа; U^* – критична величина енергії розсіювання при повзучості, МПа.

Для оцінки $d_{t_{ni}}$ застосована ступінчаста функція бажаності з обмеженням зверху: $d_{t_{ni}} = 1$ – припустимий ТСП, $d_{t_{ni}} = 0$ – критичний ТСП.

Ефективність регулювання ТСП запропоновано визначати з використанням комплексного паливно-екологічного критерію ДВЗ [18]:

$$K_{ПЕ} = \frac{3600 \cdot \sum_{i=1}^z (N_{ei} \bar{P}_i)}{H_u \cdot \sum_{i=1}^z (G_{Пi} \bar{P}_i)} \times \frac{\sum_{i=1}^z (G_{Пi} \bar{P}_i)}{\sum_{i=1}^z (G_{Пi} \bar{P}_i) + vw \sum_{i=1}^z \left[G_{Пi} \bar{P}_i \cdot \sum_{m=1}^h \frac{G_{mnp i}}{G_{Пi}} \right]}, \quad (8)$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива, МДж/кг; $N_{ei}, G_{Пi}$ та $G_{mnp i}$ – відповідно, ефективна потужність дизеля, кВт, годинна витрата палива, кг/год, та приведений за агресивністю масовий викид m -го забруднюючого компонента ВГ на i -му представницькому режимі, кг/год; h – загальна кількість забруднюючих компонентів; v – безрозмірний показник відносної небезпеки забруднення на різних територіях; w – безрозмірний коефіцієнт, що враховує характер розсіювання ВГ в атмосфері.

В роботі математичні моделі μ_x в (1) визначаються експериментально-розрахунковим шляхом на основі проведеного натурного експерименту. а робочий процес дизеля, що в роботі виражається досліджуваними критеріями якості f_i .

Для всіх розрахунків в роботі за результатами проведеного експерименту виконується умова забезпечення надійності конструкції за критерієм $d_{t_{ni}}$.

На основі отриманих експериментальних даних та при використанні запропонованої методики визначено оптимальні значення складових обраного вектору x_i для покращення показників токсичності ВГ та паливної економічності дизелів різного призначення на прикладі дизеля 4ЧН12/14, що працює за моделями експлуатації дизелів вантажного автомобіля при русі по шосе, колісного та гусеничного тракторів, зернозбирального комбайна [18], а також стаціонарного дизель-генератора [19]. Характеристики вказаних моделей експлуатації наведено в табл. 1.

Діапазон експлуатаційних режимів, щодо яких розв'язувалася компромісна задача, обмежувався довірчим інтервалом режимів експериментального дослідження. Неврахованими були режими №№ 1-12 моделі експлуатації автомобільного дизеля та режими №№ 1-4 тракторних дизелів, режими експлуатації 1, 2, 6, 13 моделі комбайна. Однак цей факт не впливає на загальний характер результатів дослідження, що буде показано нижче.

Таблиця 1. Моделі експлуатації енергетичних установок [18, 19]

Дизель вантажного автомобіля (рух по шосе)				Тракторний дизель					Комбайновий дизель				Дизель-генератор	
№	\bar{n}	\bar{p}_e	\bar{P}	№	\bar{n}	\bar{p}_e	\bar{P}		№	\bar{n}	\bar{p}_e	\bar{P}	№	\bar{p}_e
							Колісний трактор	Гусеничний трактор						
1	0,275	0	0,0306	1	0,350	0	0,154	0,116	1	0,35	0		1	0,10
2	0,415	0,15	0,0096	2	0,825	0,10	0,020	0,017	2	0,57	0,30		2	0,10
3	0,415	0,45	0,0048	3	0,975	0,10	0,034	0,026	3	0,69	0,30	0,012	3	0,10
4	0,415	0,7165	0,0021	4	1,075	0,10	0,096	0,078	4	0,80	0,30	0,005	4	0,15
5	0,415	0,9165	0,001	5	0,825	0,30	0,027	0,017	5	1,00	0,35	0,010	5	0,35
6	0,430	1,05	0,0256	6	0,975	0,30	0,046	0,034	6	0,57	0,50	0,010	6	0,60
7	0,550	0,15	0,0087	7	1,050	0,30	0,060	0,042	7	0,69	0,50	0,026	7	0,78
8	0,550	0,45	0,0177	8	0,825	0,50	0,032	0,021	8	0,80	0,50	0,015	8	0,82
9	0,550	0,7165	0,0087	9	0,950	0,50	0,035	0,020	9	0,90	0,50	0,003	9	0,57
10	0,550	0,9165	0,0068	10	1,025	0,50	0,085	0,089	10	1,00	0,45	0,028	10	0,30
11	0,550	1,10	0,0718	11	0,825	0,70	0,026	0,018	11	0,97	0,53	0,011	11	0,27
12	0,685	0,15	0,0112	12	0,950	0,70	0,034	0,046	12	1,01	0,56	0,062	12	0,30
13	0,685	0,45	0,0456	13	1,025	0,70	0,090	0,158	13	0,57	0,40	0,022	13	0,45
14	0,685	0,7165	0,0155	14	0,825	0,90	0,024	0,018	14	0,69	0,48	0,060	14	0,50
15	0,685	0,9165	0,0205	15	0,950	0,90	0,036	0,026	15	0,80	0,70	0,033	15	0,35
16	0,685	1,10	0,2035	16	1,000	0,90	0,099	0,156	16	0,90	0,70	0,011	16	0,20
17	0,8125	0,185	0,0113	17	0,825	1,10	0,012	0,011	17	0,97	0,65	0,018	17	0,35
18	0,8125	0,45	0,05	18	0,950	1,10	0,033	0,062	18	1,01	0,65	0,117	18	0,60
19	0,8125	0,7165	0,0316	19	0,825	1,15	0,006	0,016	19	0,97	0,75	0,034	19	0,80
20	0,8125	0,9165	0,0394						20	1,01	0,75	0,093	20	1,00
21	0,8125	1,10	0,2087						21	0,69	0,90	0,026	21	0,97
22	0,9375	0,185	0,059						22	0,80	0,90	0,024	22	0,90
23	0,9375	0,45	0,0335						23	0,90	0,85	0,006	23	0,70
24	0,9375	0,7165	0,022						24	0,97	0,85	0,038	24	0,40
25	0,9375	0,9165	0,0273						25	1,00	0,85	0,092		
26	0,915	1,03	0,0824						26	0,97	0,95	0,005		
27	1,015	0,450	0,0015						27	1,00	0,95	0,009		
28	1,0075	0,7165	0,0025											

Примітка. \bar{p}_e і \bar{n} – відповідно, відносні значення навантаження та частоти обертання колінчастого вала ДВЗ до номінальних їх значень. Для дизель-генератора наведено погодинне завантаження мережі.

Дизель-генератор типу 4ЧН12/14 працює при постійній частоті обертання колінчастого вала $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$. Вказана особливість експлуатації дизеля такого призначення може нести позитивний вплив на якість регулювання через зменшення числа варійованих параметрів.

Оптимальні значення регулювальних параметрів визначались за максимальним значенням узагальненої бажаності досліджуваних техніко-економічних показників (3).

Розв'язання оптимізаційної задачі для ряду режимів моделі експлуатації автомобільного дизеля, результати якої наведено на рис. 1, показали, що при зменшенні частоти обертання колінчастого вала та збільшенні навантаження дизеля діапазон бажаності ввімкненого охолодження поршнів розширюється.

На рис. 1, а, показано бажаність ТСП для експлуатаційного режиму, що не потребує масляного охолодження за критерієм d_{ini} . Проте краще значення D відповідає ввімкненому масляному охолодженню поршнів. Це означає, що комплексне покращення показників токсичності ВГ та паливної економічності дизеля вимагає охолодження

поршнів на окремих навантажених режимах експлуатації, які за критерієм ТСП не потребують охолодження. З іншого боку, для комплексного покращення техніко-економічних показників дизеля охолодження поршнів має бути вимкненим на ряді експлуатаційних режимів (рис. 1, б, в).

На рис. 2 показано результати розв'язання оптимізаційної задачі для кожного досліджуваного режиму розглянутих моделей експлуатації. Тут видно, що найкращі значення D в залежності від експлуатаційного режиму досягаються за різних значень КВВП, тому узагальнена бажаність регулювання ТСП збільшується у випадку сумісного його застосування з керуванням КВВП.

Масляне охолодження поршнів зі збільшенням навантаження доцільно вмикати при менших значеннях КВВП. При цьому оптимальні значення КВВП варіюються в діапазоні 18-22 град. п. к. в. у залежності від ТСП (рис 2, в, г, ж, з). При вимкненому охолодженню поршнів оптимальні значення КВВП менше на 1-4 град. п. к. в. порівняно із ввімкненим охолодженням, визначальним критерієм при цьому є параметр емісії оксидів азоту.

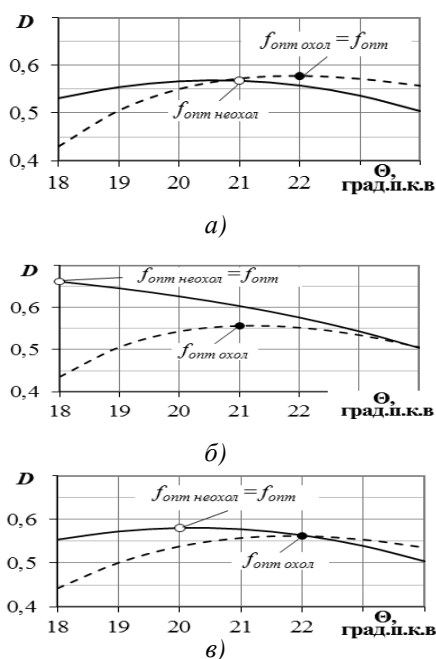


Рис. 1. Бажаність параметрів регулювання:

- а – режим $n = 1233 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 48,8 \text{ кВт}$;
- б – режим $n = 1233 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 22 \text{ кВт}$;
- в – режим $n = 1643 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 64,9 \text{ кВт}$;
- охолодження поршнів ввімкнено;
- охолодження поршнів вимкнено

Кількісно оцінено ефективність регулювання ТСП дизеля 4СН12/14 при роботі відповідно до отриманих результатів розв’язання оптимізаційної задачі за моделями експлуатації вантажного автомобіля при русі по шосе, колісного та гусеничного тракторів, зернозбирального комбайна, а також для дизель-генератора. Критерій токсичності ВГ дизеля визначено за параметром сумарного середньоексплуатаційного приведенного масового викиду забруднюючих речовин:

$$G_{зр_{np}}^{експл} = \sum_{i=1}^m [(A_m \cdot G_{mi}) \cdot \bar{P}_i \cdot T]; m = \{NO_x, TЧ\}, \quad (9)$$

де G_{mi} – масовий викид m -го забруднюючого компоненту ВГ на i -му представницькому режимі, кг/год; \bar{P}_i – відносне дольове напрацювання ДВЗ на i -ому представницькому режимі; T – теоретичний період експлуатації, прийнято $T = 10000$ мотогодин.

Критерій паливної економічності дизеля визначається за параметром середньо-експлуатаційної витрати палива:

$$G_{пi}^{експл} = \sum_{i=k}^j (G_{пi} \cdot \bar{P}_i \cdot T), \quad (10)$$

де $G_{пi}$ – масова годинна витрата палива на i -ому представницькому режимі моделі експлуатації, кг/год.

Ефективність регулювання ТСП оцінено за різними варіантами сумісного керування компонентами вектора x_i : регулювання ТСП при базовому значенні КВВП – $\Theta = 23$ град. п. к. в., керування КВВП при ввімкненому охолодженні поршнів та комплексне керування ТСП і КВВП. Відповідні вищезгаданим варіантам керування значення критеріїв якості дизеля порівнювалися з токсичністю ВГ та паливною економічністю за базовим варіантом (охолодження поршнів ввімкнено, $\Theta = 23$ град. п. к. в.).

Дослідження виявило, що регулювання ТСП при постійному базовому значенні КВВП не приводить до позитивних змін комплексу досліджуваних показників дизеля (рис. 3). При цьому середньо-експлуатаційна витрата палива зменшується до 2 % (рис. 3, а), а середньоексплуатаційні приведені масові викиди ТЧ та NO_x відповідно зменшуються на 2-14 % (рис. 3, б) та збільшуються на 2-10 % (рис. 3, в) для розглянутих моделей експлуатації дизеля. Загалом, відбувається погіршення токсичності ВГ за показником сумарного середньоексплуатаційного приведенного масового викиду забруднюючих речовин $G_{зр_{np}}^{експл}$ (незначне для дизелів транспортного призначення та 8 % для дизель-генератора, рис 3, г). Загальний негативний вплив такого варіанту керування підтверджується погіршенням розглянутих техніко-економічних показників дизеля за комплексним паливо-екологічним критерієм $\Delta_{КПЕ}$ на 3-5 % для дизелів транспортного призначення та 8 % для дизель-генератора (рис. 3, д).

Таким чином, регулювання виключно масляного охолодження поршнів є недостатнім заходом щодо комплексного покращення техніко-економічних показників дизеля.

Керування КВВП при постійно ввімкненому охолодженні поршнів за призводить до більш пізнього початку впорскування палива на навантажених режимах експлуатації дизеля, які характеризуються підвищеними викидами NO_x . Це дозволяє зменшити $G_{NO_x}^{експл}$ на 8-18 %, але одночасно з цим є причиною підвищення $G_{ТЧ}^{експл}$ на 12-26 %. При цьому $G_{зр_{np}}^{експл}$ зменшується для автомобільного дизеля на 6 %, для тракторних дизелів та дизель-генератора – до 10 %, комбайна – на 15 %, а середньоексплуатаційна паливна економічність дизелів всіх типів погіршується незначно. Комплексний паливо-екологічний критерій покращується на 10-13 %.

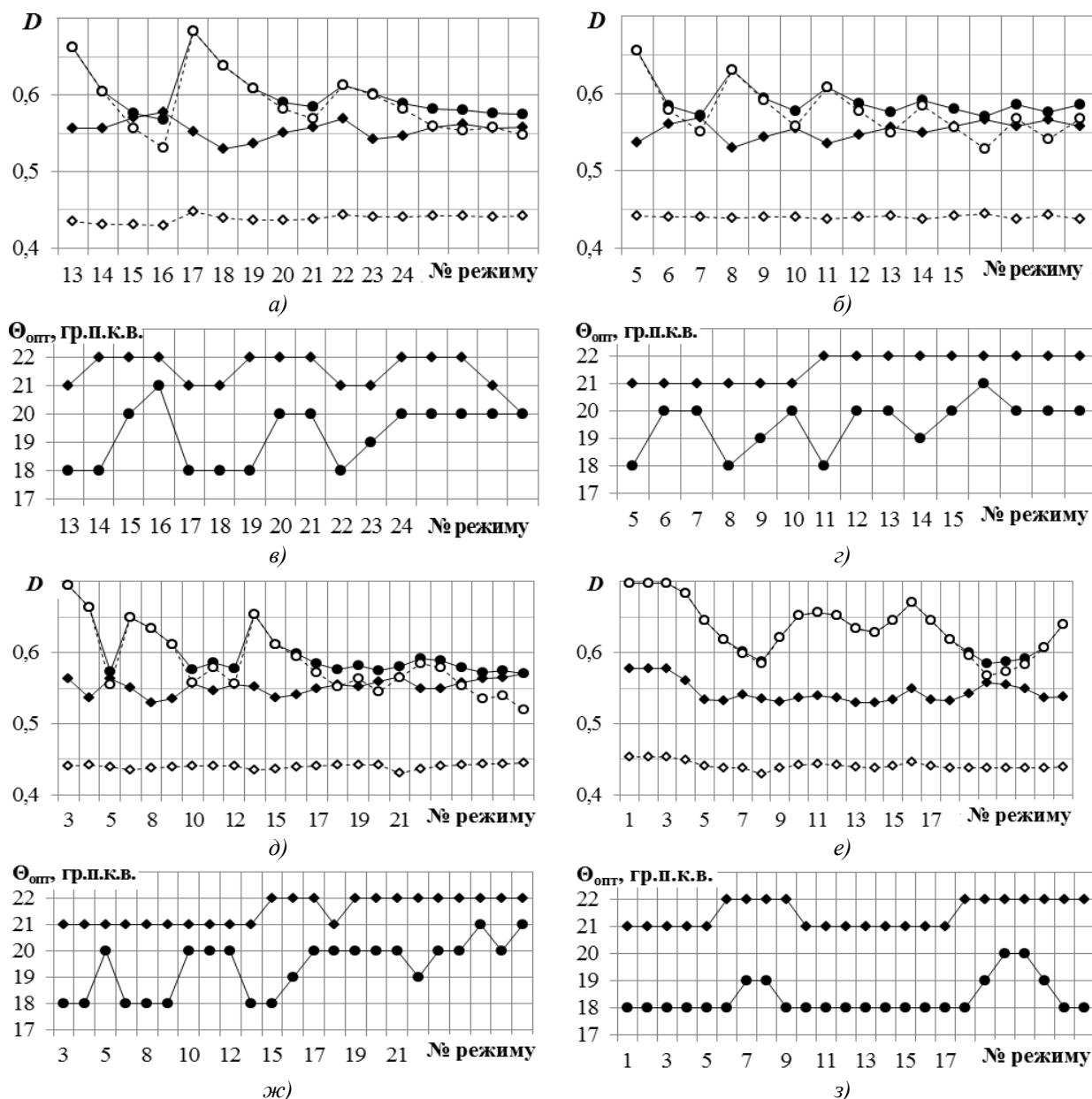


Рис. 2. Результати розв'язання оптимізаційної задачі. Узагальнена бажаність керуючих параметрів (а, б, д, е) та відповідні оптимальні значення КВВП (в, г, ж, з):

а, в – дизель вантажного автомобіля; б, г – тракторний дизель;
 д, ж – комбайновий дизель; е, з – дизель-генератор;

◆ поршни охолоджуються, кероване КВВП;

● поршни не охолоджуються, кероване КВВП;

◇ поршни охолоджуються, $\Theta = 18$ гр.п.к.в. до ВМТ;

○ поршни не охолоджуються, $\Theta = 18$ гр.п.к.в. до ВМТ

У разі застосування комплексного керування ТСП і КВВП досягається значне поліпшення токсичності ВГ дизеля за показником сумарного середньоексплуатаційного приведенного масового викиду забруднюючих речовин. Для дизеля вантажного автомобіля воно склало 14 %, для дизеля колісного трактора – 17 %, для дизеля гусеничного трактора – 16 %, для комбайна – 18 %, для дизель-генератора – 24 %. При цьому паливна економічність дизеля поліпшена в порівнянні з попереднім варіантом при експлуатації дизеля за моделями вантажного авто-

мобіля та трактора; для дизель-генератора погіршення середньо-експлуатаційної паливної економічності відносно базового варіанта не спостерігається. Комплексне покращення техніко-економічних показників при цьому варіанті сумісного керування пояснюється одночасним обопільним пом'якшенням негативного впливу вищевказаних варіантів на окремі показники якості: середньо-експлуатаційний викид NO_x зменшено на 16-26 % порівняно з базовим варіантом при одночасному зменшенні негативного впливу на показник $G_{\text{ТЧ}}^{\text{експл}}$

(відносно варіанту керованого КВВП при ввімкненому охолодженні поршнів виявлено покращення приблизно на 8 %).

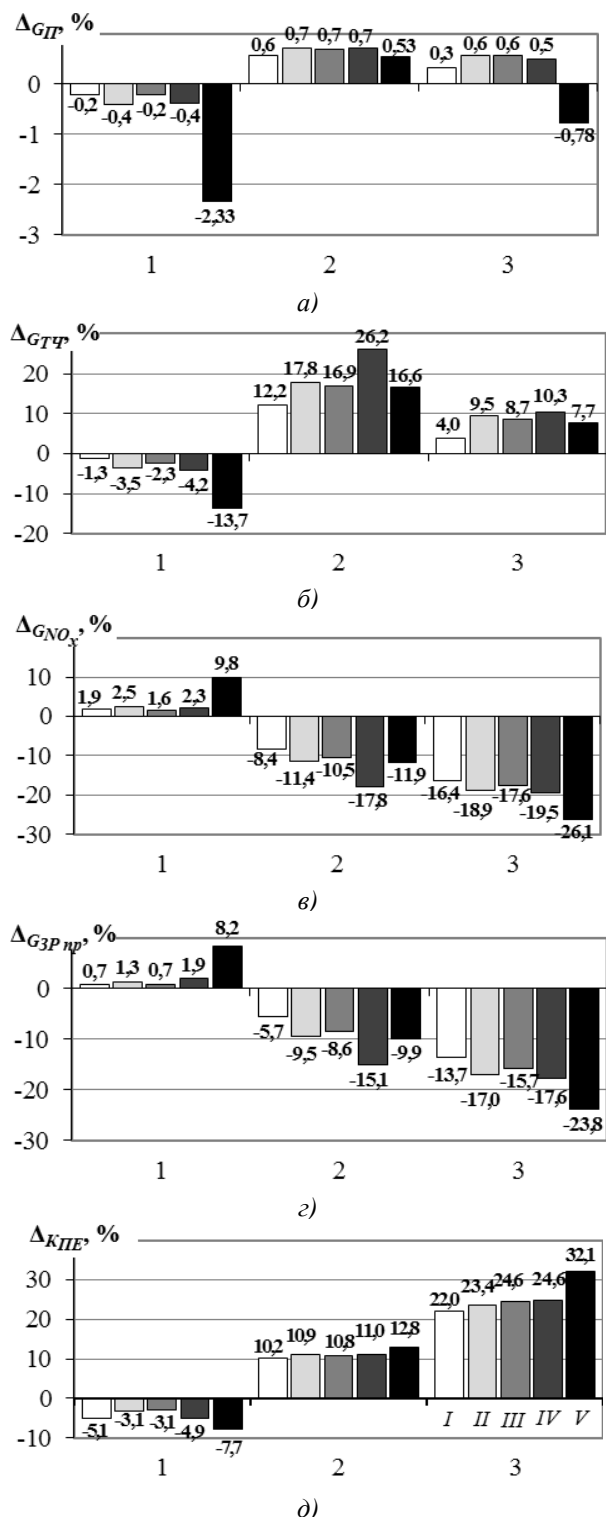


Рис. 3. Вплив регулювання ТСП на техніко-економічні показники дизеля: 1 – регулювання ТСП при незмінному КВВП; 2 – керування КВВП при ввімкненому охолодженні поршнів; 3 – комплексне керування ТСП та ВВП; I – вантажний автомобіль; II – колісний трактор; III – гусеничний трактор; IV – комбайн; V – дизель-генератор

У цілому ефективність комплексного керування ТСП і КВВП забезпечується значним зменшенням викидів NO_x при незначному збільшенні витрати палива та викидів ТЧ у порівнянні з базовим варіантом та підтверджується покращенням комплексного паливно-екологічного критерію на 22-25 % для транспортних дизелів, для дизель-генератора – на 32 %.

Аналіз отриманих результатів свідчить, що при поширенні регулювання ТСП на невраховані в дослідженні малонавантажені експлуатаційні режими (див. табл. 1) ґрунтовно очікується зростання позитивного впливу на техніко-економічні показники дизеля. Таким чином, встановлено, що комплексне покращення техніко-економічних показників дизеля при регулюванні ТСП потребує керування КВВП.

Висновки

Виконане розрахунково-експериментальне дослідження свідчить про доцільність і перспективність застосування систем автоматичного регулювання температурного стану поршнів дизелів різного призначення в якості ефективного способу поліпшення їх техніко-економічних показників.

Розроблено методику оцінювання показників якості дизеля при врахуванні моделі його експлуатації та температурного стану. Рекомендовано ефективність регулювання ТСП визначати за комплексним впливом на показники викидів оксидів азоту та ТЧ з ВГ, паливної економічності та температурного стану критичних зон поршня на кожному експлуатаційному режимі на основі використання апарату нечіткої логіки. Запропоновано психофізичні шкали для якісного оцінювання вказаних критеріїв якості.

На основі попередньо отриманих експериментальних даних та з використанням розробленої методики визначено оптимальні значення досліджуваних конструктивних та регулювальних параметрів з урахуванням моделі експлуатації дизеля 4ЧН12/14.

Встановлено, що комплексне покращення техніко-економічних показників дизеля вимагає охолодження поршнів на окремих навантажених режимах експлуатації, які не потребують охолодження з точки зору забезпечення надійності поршнів.

Виявлено, що регулювання виключно масляного охолодження поршнів не є достатнім заходом комплексного покращення техніко-економічних показників дизеля та потребує сумісного керування КВВП.

Оцінювання ефективності сумісного керування ТСП та КВВП за комплексним впливом на тех-

ніко-економічні показники дизеля 4ЧН12/14 виявила можливість покращення сумарних середньоексплуатаційних приведених масових викидів забруднюючих речовин з ВГ автомобільного дизеля на 14 %, дизелів гусеничного та колісного тракторів – відповідно, на 16 та 17 %, комбайнового дизеля – на 18 %, дизель-генератора – на 24 % при одночасному неістотному погіршенні паливної економічності дизеля. При цьому спостерігається зменшення середньоексплуатаційного викиду оксидів азоту з ВГ на 16-26 % для вказаних моделей експлуатації дизеля при збільшенні середньоексплуатаційних викидів ТЧ на 4-10 %.

У цілому ефективність сумісного керування ТСП та КВВП підтверджується покращенням комплексного паливно-екологічного критерію на 22-25 % для транспортних дизелів, для дизель-генератора – на 32 %.

Список літератури:

1. Поливянчук А. П. Исследование степени токсичности вредных веществ, выбросы которых нормируются Европейскими экологическими стандартами / А. П. Поливянчук, Е. Ю. Щепак, Е. Ю. Титова // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. — 2007. — Вип. 33. — С. 145–148. 2. Чайнов М. Д. Влияние масляного охлаждения на тепловое состояние поршней ДВС / М. Д. Чайнов, Л. Л. Мяжков, А. В. Кареньков // Двигуни внутрішнього згорання. — 2005. — №2. — С. 66–70. 3. Богомольный Е. С. Исследование системы регулирования температуры масла транспортных дизелей с охлаждаемыми поршнями : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Е. С. Богомольный. — Л., 1976. — 17 с. 4. Кузьмин, Н. А. Анализ отложений в автомобильных двигателях / Н. А. Кузьмин, Г. В. Пачурин, А. Н. Кузьмин // Современные проблемы науки и образования: электронный научный журнал — 2014. — № 1. — Режим доступа: <http://www.science-education.ru/115-12059>. 5. Гурвич И. Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей / И. Б. Гурвич — М. : Транспорт, 1994. — 144 с. 6. Минак А. Ф. Улучшение показателей форсированного тракторного дизеля путем регулирования масляного охлаждения поршней: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А. Ф. Минак — Харьков, 1982. — 21 с. 7. Вейнблат М. Х. Отключение охлаждения поршней на частичных режимах — резерв улучшения эксплуатационных показателей форсированного турбопоршневого дизеля / М. Х. Вейнблат, В. Ю. Быков // Двигателестроение. — 1985. — № 6. — С. 20–21. 8. Ибрагимов С. А. Исследование температурного состояния составного поршня дизелей 8ЧН26/26 / С. А. Ибрагимов, А. В. Касьянов, Г. Б. Розенблит // Двигатели внутреннего сгорания : реферат. информ. / НИИИнформтяжмаши. — 1981. — № 17. — С. 1–4. 9. Матвеев В. В. Прогнозування ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів у САПР : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Матвеев Володимир Володимирович. — Х., 2012. — 176 с. 10. Шеховцов А. Ф. Исследование теплового состояния поршня

тракторного дизеля : автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» — Харьков, 1978. — 47 с. 11. Парсаданов И. В. Оценка влияния угла начала подачи топлива на показатели токсичности отработавших газов быстроходного дизеля / И. В. Парсаданов, С. И. Третьяков // Двигатели внутреннего сгорания. — 2004. — № 2. — С. 92–95. 12. Volkswagen Technical Site. Двигатели Audi TFSI 1,8 л и 2,0 л семейства EA888 (поколение 3) — [Электронный ресурс]. — Режим доступа. http://vwts.ru/ppls/ppls_606_dvig_audi_tfsi_18_20_ea888_rus.pdf. 13. Patent US 8997698 B1 USA, Int. Cl. F01P 1/04, F01P 7/14. Adaptive individual-cylinder thermal state control using piston cooling for a GDCI engine / Gregory T. Roth, Harry L Husted, Mark C. Sellnau; assignee Delphi Technologies, Inc., USA. — № 14/096,119; filed 04.12.13; published 07.04.15. 14. Пильов В. О. Експериментальне дослідження впливу регулювання теплового стану поршня на показники дизеля / В. О. Пильов, О. М. Клименко, С. В. Обозний // Двигуни внутрішнього згорання. — 2014. — № 2. — С. 24–27. 15. 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. 35–41. 16. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності : монографія / В. О. Пильов. — Х. : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. — 332 с. 17. Harrington E. C., Jr. The Desirability Function / E. C. Harrington // Industrial Quality Control. — 1965. — № 21 (10). — P. 494–498. 18. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография.— Харьков: Изд. Центр НТУ «ХПИ», 2003.— 244 с. 19. Подбор комплектации мини-ТЭС. — Режим доступа: <http://www.vadogroup.com/index.php/ru/подбор-комплектации-мини-тэц.html>.

Bibliography (transliterated):

1. Polivyanchuk, A.P., Shchepak, E.Y., Titova, E. Y., (2007), «Investigation degree of toxicity of pollutants, emissions are normalized by European environmental standards» [Issledovanie stepeni toksichnosti vrednykh veshhestv, vybrosy kotorykh normirujutsja Evropejskimi jekologicheskimi standartami], Proceedings of the National Technical University "KPI". Collected Works. Series: Transport mashynobuduvnyya, No. 33, pp. 145-148. 2. Chajnov, M.D., Mjagkov, L.L., Karen'kov, A.V., (2005), «Influence of oil cooling on the thermal state of the internal combustion engine pistons» [Vlijanie masljanogo ohlazhdenija na teplovoe sostojanie porshnej DVS], Internal Combustion Engines, No. 2, pp. 66-70. 3. Bogomol'ny, E.S., (1976), Investigation of oil temperature control system of transport diesel engines with cooled pistons: Author's thesis [Issledovanie sistemy regulirovanija temperatury masla transportnyh dizelej s ohlazhdaemyimi porshnjami: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk], Leningrad, 17 p. 4. Kuz'min, N.A., Pachurin, G.V., Kuz'min, A.N., (2014), «Analysis of deposits in automobile engines» [Analiz otlozhenij v avtomobil'nyh dvigatelej], Modern problems of science and education: e-science magazine, No. 1. 5. Gurvich, I.B., (1994), Operational reliability of automobile engines [Jekspluatacionnaja nadezhnost' avtomobil'nyh dvigatelej], Transport, Moscow, 144 p. 6. Minak, A.F., (1982), Improved performance of forced tractor diesel engine by regulating the oil piston cooling: Author's thesis [Uluchshenie pokazatelej forsirovannogo traktornogo dizelja putem regulirovanija masljanogo ohlazhdenija porshnej: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk], Kharkiv, 21 p. 7. Vajnblat, M.X., Bykov, V.Ju., (1985), «Disabling cooling pistons on partial modes - reserve to improve operational performance of forced turbo-piston diesel» [Otkljuchenie ohlazhdenija porshnej na chastichnyh rezhimah — rezerv uluchshenija jekspluatacionnykh pokazatelej forsirovannogo

- turboporshnevo dizelja], *Engine building*, No.6, pp.20-21. 8. Ibragimov, S.A., Kas'janov, A.V., Rozenblit, G.B., (1981), «Research of composite piston temperature state diesels 8CHN26/26» [Issledovanie temperaturnogo sostojanija sostavnogo porshnja dizelej 8CHN26/26], *Internal combustion engines: abstract. Inf.*, No.17, pp. 1-4. 9. Matvecenko, V.V., (2012) *Prediction of resource strength of forced speed diesel engines pistons in CAD: dissertation [Dvigateli i jenergeticheskie ustanovki: dis. kand. tech. nauk]*, Kharkiv, 176 p. 10. Shehovcov, A.F., (1978), *Investigation of the thermal state of a tractor diesel engine piston: Author's thesis [Issledovanie teplovogo sostojanija porshnja traktornogo dizelja: avtoref. dis. ... doct. tehn. nauk]*, Kharkiv, 47 p. 11. Parsadanov, I.V., Tret'jakov, S.I., (2004) «Assessment of the impact angle of the start of the fuel supply to the exhaust emission performance of high-speed diesel» [Ocenka vlijaniya ugla nachala podachi topliva na pokazateli toksichnosti otrabotavshih gazov bystrohodnogo dizelja], *Internal Combustion Engines*, No. 2, pp. 92-95. 12. Volkswagen Technical Site. *Engines Audi TFSI 1,8 l and 2,0 l EA888 family (generation 3) available at: http://vwts.ru/pps/pps_606_dvig_audi_tfsi_18_20_ea888_rus.pdf*. 13. Patent US 8997698 B1 USA, Int. Cl. F01P 1/04, F01P 7/14. *Adaptive individual-cylinder thermal state control using piston cooling for a GDCI engine / Gregory T. Roth, Harry L Husted, Mark C. Sellmau; assignee Delphi Technologies, Inc., USA. – № 14/096,119; filed 04.12.13; published 07.04.15.* 14. Pil'ov, V.O., Klimenko, O.M., Oboznij, S.V., (2014) «Experimental study of the impact of state regulation of heat of piston on the performance of diesel» [Eksperimental'ne doslidzhennja vplivu reguljuvannja teplovogo stanu porshnja na pokazniki dizelja], *Internal Combustion Engines*, No. 2, pp. 24-27. 15. Klimenko, O.M., Pil'ov, V. O., Oboznij, S. V., Lomakin, O.M., (2015) «Experimental study of possibilities for improving ecological and economic performance and reliability of transport diesel» [Eksperimental'ne doslidzhennja mozhlivosti pokrashhennja ekologo-ekonomichnih pokaznikov ta nadijnosti transportnogo dizelja], *Internal Combustion Engines*, No. 2, pp. 35-41. 16. Pil'ov, V. O., (2001), *Automated designing of speed diesel engines piston with a given level of long-term strength: monograph [Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti : monografija]*, Vidavnichij centr NTU «HPI», Kharkiv, 332 p. 17. Harrington, E.C., (1965), *The Desirability Function, Industrial Quality Control*, No. 21 (10), pp. 494–498. 18. Parsadanov, I.V., (2003), *Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on an integrated fuel and environmental criteria: Monograph [Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija: Monografija]*, Vidavnichij centr NTU «HPI», Kharkiv, 244 p. 19. «Selection of complete mini-thermal power plant» available at: <http://www.vadogroup.com/index.php/ru/nodbor-komplektnajimuniti-mtzu.html>.

Надійшла до редакції 06.07.2016 р.

Клименко Олександр Миколайович – мл. наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: klim23051987@rambler.ru.

Пильов Володимир Олександрович – докт. техн. наук, професор, в. о. зав. кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

Шульга Ігор Миколайович – студент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕЙ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

А.Н. Клименко, В.А. Пылев, И.Н. Шульга

Работа посвящена анализу возможности комплексного улучшения показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля при внедрении управления тепловым состоянием его поршней. Разработана методика оценки качества дизеля, учитывающая интенсивность масляного охлаждения поршней, момент начала впрыска топлива в камеру сгорания, а также модель эксплуатации энергетической установки. Оценена эффективность внедрения регулирования температурного состояния поршней автомобильного, комбайнового, тракторных дизелей и стационарных дизель-генераторов.

REGULATORY IMPACT ASSESSMENT OF THE TEMPERATURE STATE OF THE PISTONS ON THE TECHNO-ECONOMIC INDEXES OF A DIESEL ENGINE

O.M. Klymenko, V.O. Pyl'ov, I. M. Shul'ga

The work is devoted to the analysis of the possibilities for a comprehensive improvement in fuel efficiency and emissions of diesel engine with the introduction of control over the State of his Pistons. Methodology of assessing the quality of diesel engine, taking into account the intensity of oil cooling of the Pistons, the moment of the beginning of fuel injection into the combustion chamber, as well as a model of power plant operation. Efficiency implementation regulation of the thermal state of the Pistons road, combine, tractor diesel engines and stationary diesel generators.