

ДВИГУНИ І ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

УДК 621.43.068.4

О. М. КОНДРАТЕНКО, пров. інж. ІПМаш НАН України, Харків;
О. П. СТРОКОВ, д-р техн. наук, проф. ІПМаш НАН України, Харків;
С. О. ВАМБОЛЬ, д-р техн. наук, доц. НУЦЗУ, Харків

ОЦІНКА ВПЛИВУ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ФТЧ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДИЗЕЛЯ

Проведено стендові випробування автотракторного дизеля 2410,5/12, випускна система якого оснащена фільтром твердих частинок, розробленим у відділі поршневих енергоустановок Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. Отримано витратні характеристики ФТЧ дизеля шляхом прямих вимірювань. При аналізі результатів випробувань до них застосовано стандартизований підхід, що міститься у нормах токсичності ВГ автотранспортних засобів Європейської Співки, які чинні і на території України та Російської Федерації. Також застосовано розроблену методику оцінки впливу гідравлічного опору ФТЧ на паливну економічність дизеля на базі положень Теорії ДВЗ.

Ключові слова: екологічна безпека, фільтр твердих частинок, двигуни внутрішнього згоряння, норми токсичності, гідравлічний опір, паливна економічність.

Вступ. Екологічні показники поршневих ДВЗ взагалі, і дизелів зокрема, чинять значний вплив на показники екологічної безпеки життєдіяльності людини у світі та нашій країні. Це підтверджується тим, що у переліку основних задач, які комплексно вирішують спеціалісти у двигунобудівній галузі – поліпшення паливної економічності, екологічності, технологічності та надійності ДВЗ, а також специфічні (форсування і дефорсування, конверсія, багатопаливність, застосування альтернативних видів палива та ін.) – лише показники екологічності законодавчо закріплено, а рівень інших показників ДВЗ формується лише конкурентною боротьбою їх виробників.

Аналіз літератури. У країнах Європейської Співки для дизелів наразі діють норми Правил ЄЕК ООН № 49 (для легкових автотранспортних засобів (АТЗ)) і № 96 (для тракторів і спеціальної техніки) [1, 2] рівня EURO V. На території України діють норми рівня EURO III. У цих документах містяться не лише граничні значення середньоексплуатаційних викидів нормованих шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) дизелів, але і методики проведення стендових випробувань й аналізу отриманих результатів, перелік режимів, на яких ці випробування мають проводитись (13 – для Правил № 49 і 8 – для Правил № 96), що разом утворюють випробувальний цикл, який є моделлю експлуатації даного типу АТЗ. Такі цикли є стаціонарними, тобто вони не враховують роботу дизеля на перехідних режимах.

Проте, на другому місці за значенням з показників роботи дизелів, як і ДВЗ будь-яких інших типів, є паливна економічність. Будь-який пристрій системи зниження токсичності ВГ, що працює за рахунок їх фільтрації та/чи нейтралізації, є частиною випускної системи двигуна і характеризується гідравлічним опором (ГО). Величина такого опору, по-перше, значна у порівнянні з ГО інших складових випускної системи [3], а по-друге, змінюється впродовж

експлуатації у широких межах, що спричинене накопиченням твердих частинок (ТЧ) у фільтрі твердих частинок (ФТЧ), як неодмінної складової системи зниження токсичності, та засмічення ними інших елементів такої системи.

Мета дослідження. Розробити методику оцінки впливу ГО ФТЧ на паливну економічність дизеля з використанням експериментальних даних, що базується на положеннях Теорії ДВЗ. Задачею даного дослідження є проведення такої оцінки для випадку дизеля 2Ч10,5/12 та ФТЧ, розробленого у відділі поршневих енергоустановок (ПЕУ) Інституту проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України (ІПМаш НАНУ).

Матеріал дослідження. У відділі ПЕУ ІПМаш НАНУ розроблено фільтруючий елемент ФТЧ дизеля модульної конструкції [4]. Лабораторія відділу містить моторний випробувальний стенд (МВС) [5] зі встановленим на нього автотракторним двоциліндровим чотиритактним двоклапанним дизелем повітряного охолодження 2Ч10,5/12 (Д21А1) з нерозділеною камерою згоряння у поршні та одноплунжерним ПНВТ розподільного типу та всережимним механічним регулятором, з робочим об'ємом 2,0 дм³ та номінальною потужністю 21,3 кВт, виробництва Володимирського тракторного заводу [6]. Випускна система стенду обладнано конструктивними елементами для установки різних зразків ФТЧ (макетоутримуюча вставка (МВ)) та системою відбору проб ВГ на токсичність. При випробуваннях проводяться прямі та непрямі вимірювання режимних параметрів дизеля (частота обертання колінчастого валу (к.в.) $n_{кв}$, крутного моменту $M_{кр}$, масових витрат повітря $G_{нов}$, палива $G_{пал}$ і ВГ $G_{ВГ}$, температури моторного мастила t_m і ВГ на виході з випускного колектора), параметрів навколишнього середовища (температура t_0 і барометричний тиск B_0), термодинамічних параметрів ВГ (температура на вході та виході з МВ $t_{вх}$ і $t_{вих}$ та перепади статичного тиску на МВ і всій випускній системі стенду $\Delta P_{МВ}$ і $\Delta P_{вип}$) а також об'ємні концентрації нормованих шкідливих речовин у ВГ (монооксиду вуглецю C_{CO} , %, незгорілих вуглеводнів палива і мастила C_{CHx} , млн⁻¹, оксидів азоту C_{NOx} , млн⁻¹ – газоаналізатор п'ятикомпонентний АВТОТЕСТ-02.03.П) і димності ВГ (коефіцієнт ослаблення світлового потоку N_D , % чи коефіцієнт поглинання світлового потоку K_D , м⁻¹ – димомір ІНФРАКАР-Д).

МВ з діючим макетним зразком розробленого ФТЧ розміщувалась на раціональній відстані від випускного колектора за довжиною випускного тракту МВС $L_{вип} = 5$ м, що досягнуто за допомогою подовження тракту набором гнучких жаростійких газопроводів. МВ розміщувалось у вертикальному положенні задля досягнення ущільнення насипки з природного цеоліту у сітчастих касетах фільтруючого елемента розробленого ФТЧ [4, 5]. Випускна система МВС містить систему відбору проб ВГ на токсичність і димність, схему якої наведено на рис. 1, а опис – у [3, 4].

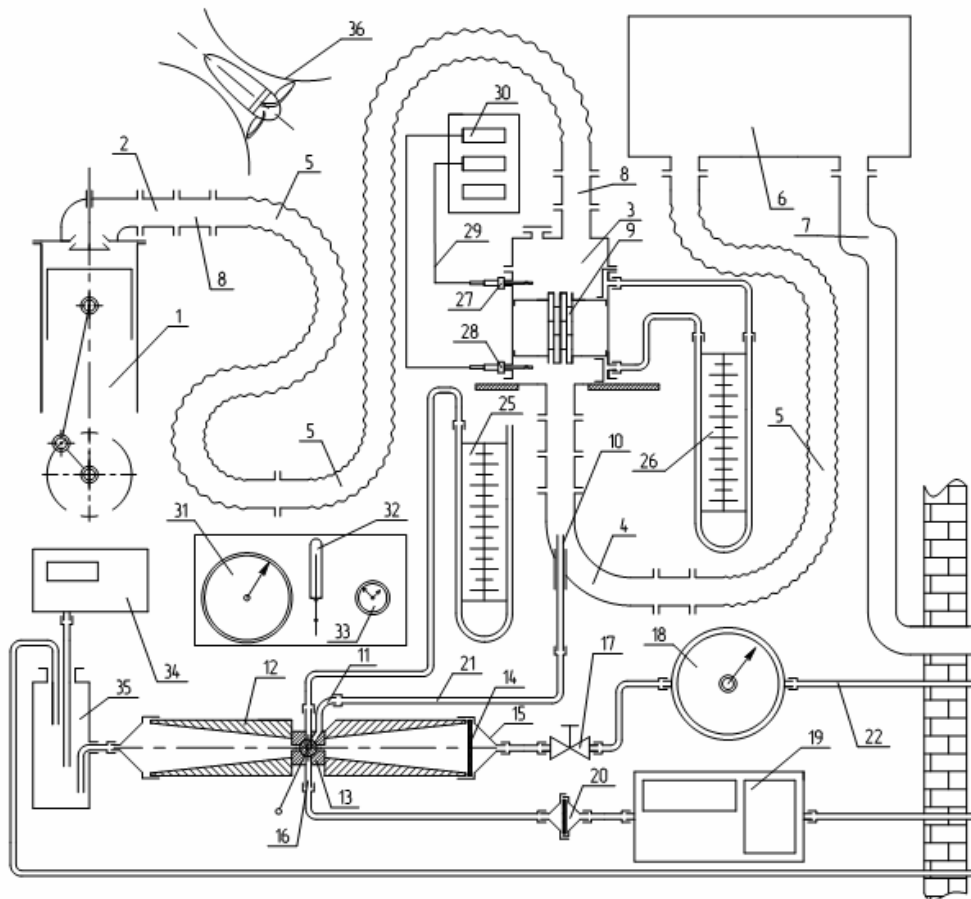


Рис. 1. – Схема системи відбору проб ВГ на токсичність і димність МВС:

1, 2 – дизель 2Ч10,5/12 і його випускний колектор; 3, 9 – макетоутримуюча вставка і макет ФТЧ; 4, 5, 6, 7, 8 – кутовий і гнучкі газопроводи, глушник шуму, газовивідна труба і перехідники відповідно; 10, 21, 22, 23, 24 – пробовідбірний зонд і його зєднувальний газопровід, вивідні газопроводи; 11, 12, 13, 14, 15, 16 – відповідно вхідний штуцер, конус, чотирьохходовий кран, змінний тefлоновий фільтр, ковпак та вихідний штуцер алонжа; 17 – регулюючий кран і вивідні трубопроводи; 18 – витратомір газу ГСБ-400; 19, 20 – п'ятикомпонентний газоаналізатор Автотест-02.03П і його захисний фільтр з тримачем; 25, 26 – дифманометри ДМ; 27, 28, 29 – датчики термометричні ТХА і їх дрти; 30 – прилади ОВЕН ТРМ 200; 31 – барометр-анероїд БАММ-1М; 32 – термометр ртутний ТЛ-4; 33 – секундомір СОСпр-2б-2; 34 – димомір ІНФРАКАР-Д, 35 – вимірювальний ресивер (6,36 дм³); 36 – повітродувка.

Під час проведення моторних випробувань дизеля 2Ч10,5/12 з діючим макетним зразком ФТЧ у МВ зафіксовані зміни у вимірних значеннях годинних масових витрат палива, що перевищують нормативну точність їх вимірювання – 0,5 % [7, 8], що лише у 2 – 3 рази перевищують цю точність, тобто приймали значення 1,0 – 1,5 % для різних режимів роботи дизеля. Такого значення, вочевидь, недостатньо для достовірної оцінки впливу ГО ФТЧ на паливну економічність дизеля, оскільки неможливо їх відділити від можливої методологічної похибки проведення експерименту. Тому для оцінки такого впливу слід звернутися до положень Теорії ДВЗ [9].

Перелік режимів та параметрів дизеля, що їм відповідають, подано у табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри режимів випробувальних циклів та їх значення для дизеля 2Ч10,5/12 [1, 2]

№ реж.	$n_{кв}$, хв ⁻¹		$M_{кр}$, Н·м		WF
	позн.	знач.	% M_n	знач.	
13-ти режимний цикл					
1	х.х.-min	800	0	0	0,25/3
2	$M_{крmax}$	1200	2	2,2	0,08
3	$M_{крmax}$	1200	25	27,5	0,08
4	$M_{крmax}$	1200	50	55	0,08
5	$M_{крmax}$	1200	75	82,5	0,08
6	$M_{крmax}$	1200	100	110	0,25
7	х.х.-min	800	0	0	0,25/3
8	ном.	1800	100	95	0,10
9	ном.	1800	75	71,3	0,02
10	ном.	1800	50	47,5	0,02
11	ном.	1800	25	23,8	0,02
12	ном.	1800	2	1,9	0,02
13	х.х.-min	800	0	0	0,25/3
8-ми режимний цикл					
1	ном.	1800	100	95	0,15
2	ном.	1800	75	71	0,15
3	ном.	1800	50	57,5	0,15
4	ном.	1800	10	9,5	0,10
5	пром.	1200	100	110	0,10
6	пром.	1200	75	82,5	0,10
7	пром.	1200	50	55	0,10
8	х.х.-min	800	–	0	0,15

– навантажувальної за $n_{кв}$ режиму номінальної потужності (для дизеля 2Ч10,5/12 це 1800 хв⁻¹);

– характеристики холостого ходу (х.х) (з нульовою ефективною потужністю у діапазоні $n_{кв}$ 800 – 1800 хв⁻¹).

Отримані значення параметрів за цими характеристиками описано поліномами 2 – 4 ступеня методом лінійної регресії [10]. Параметри режимів у табл. 1 отримано з аналізу поліномів.

Оцінку буде проведено за наступного припущення: наявність ФТЧ у складі випускної системи МВС чинить вплив на ефективні показники дизеля лише за рахунок збільшення середнього тиску ВГ на випуску за незмінної ефективною потужності. Тобто, компенсація цього впливу відбувається за рахунок збільшення індикаторної потужності дизеля та, отже, часових масових

Робота дизеля на МВС на деяких режимах (з нульовою чи близькою до неї ефективною потужністю – режими №№ 2 і 12 у 13-режимному циклі) взагалі, та на всіх інших з достатньою точністю додержання режимних параметрів неможлива через відсутність електронного керування дизелем і стендом. Також для цих режимів характерне потрапляння значень досліджуваних параметрів роботи дизеля і ФТЧ у зони нижніх меж діапазонів вимірювання засобів вимірювальної техніки МВС, через що можливим стає вихід похибки прямих вимірювань цих величин за нормативно встановлені межі [7, 8]. Тому випробування проводились шляхом зняття наступних характеристик:

– зовнішньої швидкісної (з максимальними навантаженням і паливоподачою у діапазоні $n_{кв}$ 900 – 1800 хв⁻¹);

– навантажувальної за $n_{кв}$ режиму максимального крутного моменту (для дизеля 2Ч10,5/12 це 1200 хв⁻¹);

витрат палива дизелем, що досягається шляхом зменшення механічного (для усіх режимів його роботи), а з ним і ефективного (для режимів з ненульовою потужністю), ККД дизеля. Впливом додаткового ГО на випуску на коефіцієнти залишкових газів і наповнення та, отже, погіршенням процесів сумішоутворення і згоряння нехтуємо.

Середньоексплуатаційні питомі масові ефективні витрати палива дизелем Д21А1 для 13-ти та 8-режимних стандартизованих випробувальних циклів [1, 2] розраховуються за наступною формулою, кг/(кВт·год):

$$\bar{g}_e = \bar{B}_q / \bar{N}_e, \quad (1)$$

де \bar{B}_q і \bar{N}_e – середні за цикл випробувань масові годинні витрати палива і ефективна потужність дизеля, кг/год і кВт;

$$\bar{B}_q = \sum_{i=1}^n \bar{B}_{qi} = \sum_{i=1}^n WF_i \cdot B_{qi} = \sum_{i=1}^{n-m} WF_i \cdot g_{ei} \cdot N_{ei} + \sum_{i=n+1}^m WF_i \cdot B_{qi}; \quad (2)$$

$$\bar{N}_e = \sum_{i=1}^n \bar{N}_{ei} = \sum_{i=1}^n WF_i \cdot N_{ei}, \quad (3)$$

де i – даним індексом позначено величини, що визначені для певного режиму роботи дизеля;

WF_i – ваговий фактор;

g_{ei} – питомі масові ефективні витрати палива дизелем, кг/(кВт·год);

N_{ei} – ефективна потужність дизеля, кВт;

B_{qi} – часові масові витрати палива дизелем, кг/год;

n і m – кількість режимів з ненульовою N_e і режимів х.х. у циклі.

$$N_{ei} = M_{kpi} \cdot n_{kvi} / 9550. \quad (4)$$

На i -му режимі роботи дизеля з ненульовою ефективною потужністю процент збільшення годинних масових витрат палива дизелем дорівнює проценту збільшення питомих масових ефективних витрат палива і визначається за формулою, %:

$$\%B_{qi} = \frac{\Delta B_{qi}}{B_{qi_ДВЗ}} = \frac{|B_{qi_ДВЗ} - B_{qi_ФТЧ}|}{B_{qi_ДВЗ}} \cdot 100 = \frac{|g_{ei_ДВЗ} - g_{ei_ФТЧ}|}{g_{ei_ДВЗ}} \cdot 100 = \%g_{ei}, \quad (5)$$

де $ДВЗ$ і $ФТЧ$ – дані індекси відносяться до випадків відсутності та наявності ФТЧ у випускній системі МВС.

$$g_{ei_ДВЗ} = B_{qi} / (N_{ei} \cdot 1000), \quad (6)$$

$$g_{ei_ФТЧ} = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_{ei_ДВЗ} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{mi_ДВЗ} - \eta_{mi_ФТЧ}}{\eta_{ei_ДВЗ}}\right)}, \quad (7)$$

де Q_H – нижча теплота згоряння дизельного палива, $Q_H = 42,5$ МДж/кг;
 η_{ei} і η_{mi} – відповідно ефективний і механічний ККД дизеля.

$$\eta_{ei_ДВЗ} = 3,6 \cdot N_{ei} / (Q_H \cdot B_{ci}), \quad (8)$$

$$\eta_{mi_ДВЗ} = \left(1 + \Delta P_{mni_ДВЗ} / P_{ei_ДВЗ}\right)^{-1}, \quad (9)$$

$$\eta_{mi_ФТЧ} = \left(1 + \Delta P_{mni_ФТЧ} / P_{ei_ФТЧ}\right)^{-1}, \quad (10)$$

де P_{mni} і P_{ei} – відповідно середній тиск механічних втрат і середній ефективний тиск дизеля, Па.

Виходячи з викладеного вище припущення, маємо $P_{ei_ДВЗ} = P_{ei_ФТЧ}$.

$$P_{ei} = \frac{N_{ei} \cdot \tau_\delta \cdot 60 \cdot 10^3}{z \cdot V_h \cdot n} = \frac{M_{кри} \cdot \tau_\delta \cdot 6 \cdot 10^4}{9550 \cdot z \cdot V_h}, \quad (11)$$

де z і τ_δ – відповідно кількість циліндрів і тактність дизеля;

V_h – робочий об'єм циліндра дизеля, м³.

Для дизеля 2Ч10,5/12 $z = 2$ шт., $V_h = 2,076 \cdot 10^{-3}$ м³, $\tau = 4$ такти/цикл.

$$P_{mni_ДВЗ} = (a + b \cdot n_{квб} / n_{квб}) + (\Delta P_{вп.суст.i} + \Delta P_{вп.суст.i} + \Delta P_{вп.кл.i} + \Delta P_{вп.кл.i}), \quad (12)$$

$$P_{mni_ФТЧ} = P_{mni_ФТЧ} + \Delta P_{ФТЧ.i}, \quad (13)$$

де a , b і $n_{квб}$ – відповідно коефіцієнти механічних втрат і базова частота обертання к.в. дизеля, Па, Па і хв⁻¹;

$\Delta P_{вп.суст.i}$, $\Delta P_{вп.суст.i}$, $\Delta P_{вп.кл.i}$, $\Delta P_{вп.кл.i}$ і $\Delta P_{ФТЧ.i}$ – відповідно ГО впускної і випускної системи, впускних і випускних клапанів та ФТЧ, Па.

Для дизеля 2Ч10,5/12 $a = 0,4 \cdot 10^5$ Па, $b = 1,3 \cdot 10^5$ Па, $n_{квб} = 2000$ хв⁻¹ [11].

Дизель 2Ч10,5/12 характеризується відношенням площ випускного і впускного клапанів, рівним 0,75, відношенням площ впускного клапану і поршня, рівним 0,176, и максимальною середньою швидкістю поршня, рівною 7,2 м/с (на номінальному режимі роботи) [6]. Тому для нього: $\Delta P_{вп.кл.i} = \Delta P_{вп.кл.i} = 0,2 \times 10^5$ Па, $\Delta P_{вп.суст.i} = 2 \cdot 10^3$ Па, $\Delta P_{вп.суст.i} = 3,5 \cdot 10^3$ Па [11], а також за експериментальними даними максимальне значення $\Delta P_{ФТЧ.i}$ становить $5 \cdot 10^3$ Па [4, 5].

Припускаємо, що усі ці складові ГО впускної та випускної систем дизеля, що разом формують насосні втрати, мають однаковий характер залежності від

режимних параметрів дизеля, подібний до характеру залежності $\Delta P_{\Phi TЧ.i} = f(n_{кв})$.

Як виявлено у ході експериментального визначення робочих характеристик діючого макетного зразка ФТЧ на МВС, тобто у реальних умовах експлуатації, його ГО $\Delta P_{\Phi TЧ.i}$ є функцією потоку ВГ (питомих масових витрат, віднесених до площі на вході у модуль ФЕ) $g_{m_ВГ}$, що виражається наступною залежністю [12], Па:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\Phi TЧ} &= (g_{m_ВГ}, z_m, S_{ex}) \cdot k_0 \cdot k_L(L_{вун}) \cdot k_t(t_{\Phi TЧex}) \cdot k_\tau(\tau, N_{ei}, WF_i) = \\ &= \Delta P_{\Phi TЧ}(n_{кв}, z_m, S_{ex}) \cdot k_0 \cdot k_L(L_{вун}) \cdot k_t(M_{кр}) \cdot k_\tau(\tau_{Mmax}, N_{ei}, WF_i). \end{aligned} \quad (14)$$

де z_m – кількість модулів у ФЕ, шт.;

S_{ex} – площа вхідного отвору модуля ФЕ, м²;

k_0, k_L, k_t, k_τ – відповідно настрою вальний, компоувальний, температурний і часовий коефіцієнти;

τ_{Mmax} – час роботи дизеля на режимі максимального крутного моменту дизеля, год.

Для $z_m = 1, S_{ex} = 55 \text{ мм}^2, B_0 = 95 \text{ кПа}, t_{ВГ} = 15 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}, g_m = 10 \dots 110 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$:

$$\Delta P_{\Phi TЧ} = 0,122 \cdot g_{m_ВГ}^3 - 1,964 \cdot g_{m_ВГ}^2 + 173,7 \cdot g_{m_ВГ}. \quad (15)$$

Для режимів зовнішньої швидкісної характеристики значення коефіцієнтів k_0, k_L і k_τ , вочевидь, є незмінним. Зміною крутного моменту $M_{кр}$ з режимами за цієї характеристики і, відповідно, значень коефіцієнта k_t , нехтуємо.

Тоді величини $\Delta P_{вн.суст.i}, \Delta P_{вун.суст.i}, \Delta P_{вн.кл.i}$ будуть пропорційними величині $\Delta P_{\Phi TЧ.i}$ з коефіцієнтами пропорційності $k_{вн.суст.i} = 0,4, k_{вун.суст.i} = 0,7$ і $k_{вн.кл.i} = 4,0$ відповідно і формули (12) та (13) набувають наступного виду:

$$\begin{aligned} P_{ми_ДВЗ} &= (a + b \cdot n_{квi} / n_{квб}) + (k_{вн.суст.i} + k_{вун.суст.i} + 2 \cdot k_{вн.кл.i}) \cdot \Delta P_{\Phi TЧ}(g_{m_ВГ}) = \\ &= (a + b \cdot n_{квi} / n_{квб}) + 9,1 \cdot \Delta P_{\Phi TЧ}(g_{m_ВГ}); \end{aligned} \quad (16)$$

$$P_{ми_ФТЧ} = \Delta P_{ми_ФТЧ} + \Delta P_{\Phi TЧ}(g_{m_ВГ}) = (a + b \cdot n_{квi} / n_{квб}) + 10,1 \cdot \Delta P_{\Phi TЧ}(g_{m_ВГ}). \quad (17)$$

Для режимів х.х., на яких ефективні потужність і ККД дизеля рівні нулю, питомі масові ефективні витрати палива дизелем прямує до безкінечності, а індикаторна потужність дорівнює потужності механічних втрат, процент збільшення часових масових витрат палива дорівнює проценту збільшення потужності механічних втрат, тобто визначається за формулою, %:

$$\%B_{чи} = \frac{\Delta B_{чи}}{B_{чи_ДВЗ}} = \frac{|B_{чи_ДВЗ} - B_{чи_ФТЧ}|}{B_{чи_ДВЗ}} \cdot 100 = \frac{|N_{ми_ДВЗ} - N_{ми_ФТЧ}|}{N_{ми_ДВЗ}} \cdot 100 = \%N_{ми}, \quad (18)$$

де N_{MII} – потужність механічних втрат, кВт:

$$N_{MII} = \frac{P_{mni} \cdot z \cdot V_h \cdot n_{kvi}}{\tau \cdot 60 \cdot 10^3} \quad (19)$$

Тоді формула (18) приймає вид:

$$\%B_{ci} = \%N_{mni} = \frac{|P_{mni_ДВЗ} - P_{mni_ФТЧ}|}{P_{mni_ДВЗ}} \cdot 100 = \%P_{mni} \quad (20)$$

Результати дослідження. Результати оцінки – графіки розподілу годинних масових витрат палива дизелем 2Ч10,5/12 зі встановленим у його випускній системі діючим макетом ФТЧ та без нього по режимах випробувальних циклів – подано на рис. 2.

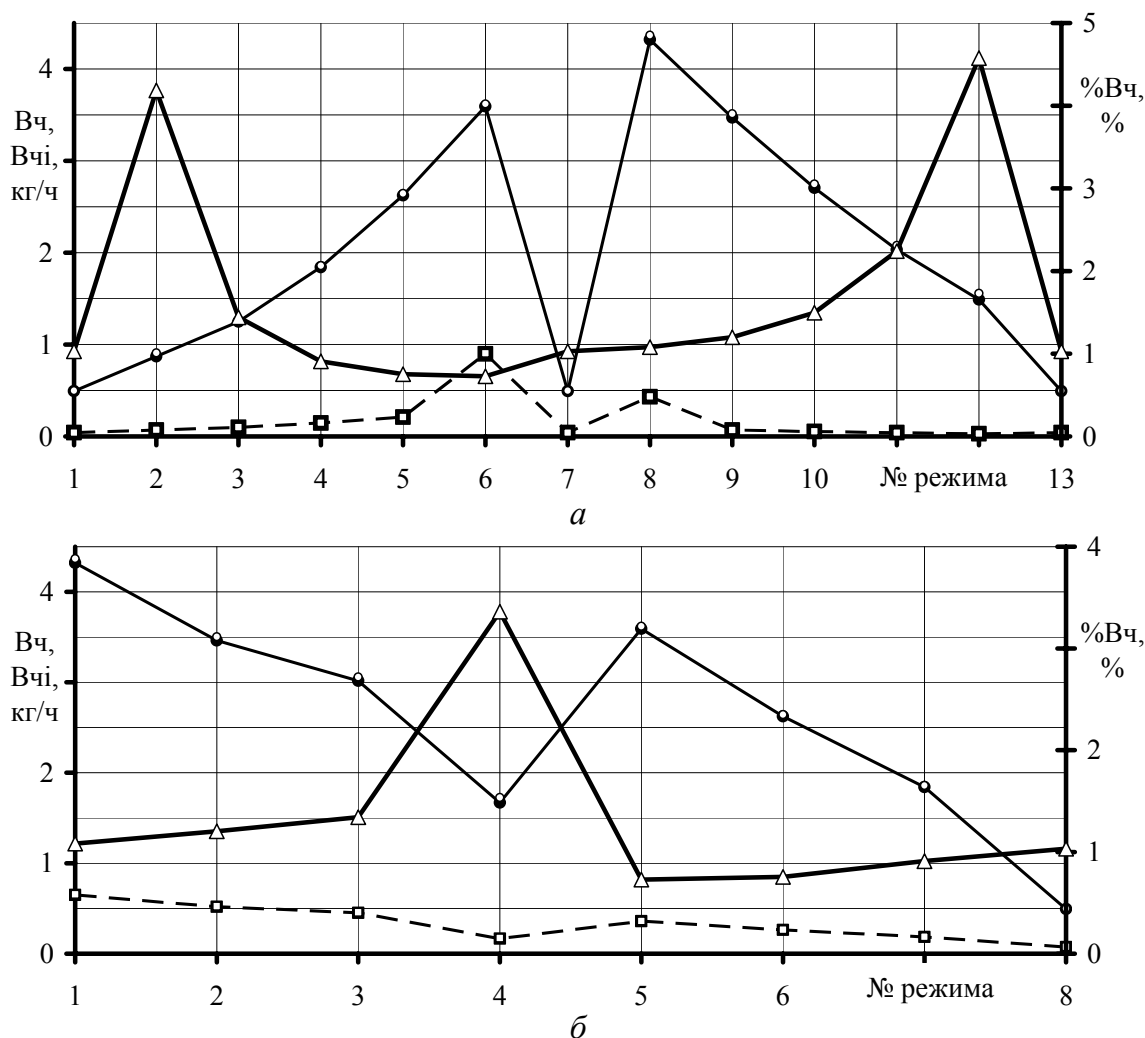


Рис. 2 – Годинні масові витрати палива дизелем 2Ч10,5/12 при випробуваннях:
 а – за 13-ти режимним циклом; б – за 8-ми режимним циклом: Δ – $\% B_{ci}$. Без ФТЧ; \blacksquare – B_{ci} ;
 \bullet – B_{ci} , з ФТЧ; \square – B_{ci} ; \circ – B_{ci} .

Висновки. Таким чином, дизель 2Ч10,5/12, встановлений на МВС відділу ПЕУ ІПМаш НАН України, характеризується середньоексплуатаційними масовими питомими ефективними витратами палива, які визначено розрахунково для 13-ти режимного випробувального циклу, що дорівнює 291,1 г/(кВт·год). Встановлення у його випускній системі діючого макетного зразка ФТЧ, який ще не заповнено ТЧ, має призвести до збільшення цього показника до 294,3 г/(кВт·год), тобто на 1,09 %. Для 8-ми режимного циклу цей показник підвищується з 277,6 до 280,9 г/(кВт·год), тобто на 1,20 %. Ці значення знаходяться у межах 1,5 – 2,0 величин похибки одноразового непрямого вимірювання цього параметра на МВС.

У випадку наявності у випускній системі дизеля ФТЧ, який вже повністю заповнено ТЧ (тобто безпосередньо перед початком процесу регенерації I роду), можна очікувати, що гідравлічний опір ФТЧ відповідатиме значенню, який відповідає рекомендованому значенню протитиску ВГ у випускній системі для сучасних транспортних дизелів – 25 кПа, та такого, що містить у зв'язку з цим 20 – 25 г ТЧ на 1 дм³ об'єму ФЭ. При цьому середньоексплуатаційні масові питомі ефективні витрати палива дизелем зростають з 291,1 до 302,8 г/(кВт·год), тобто на 4,02 %, для 13-режимного циклу та з 277,6 до 289,7 г/(кВт·год), тобто на 4,35 %, для 8-режимного.

Значення цього параметру для всього міжрегенераційного періоду часу роботи дизеля можна прийняти як середнє між двома вищеописаними випадками, тобто на 2,56 – 2,78 % (з 277 – 282 до 285 – 299 г/(кВт·год)).

Дані, що отримані експериментально та достовірність чисельних значень яких викликала обґрунтовані сумніви, підтверджено теоретичними розрахунками за розробленою методикою. Припущення, які використано у методиці, як видно з порівняння цих даних, практично чинять несуттєвий вплив на результати розрахунку.

Список літератури: 1. Regulation № 49. Revision 5. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. – United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 4 May 2011. – 194 p. 2. Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with the regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. – 109 p. 3. *Строков А. П.* Экспериментальное определение гидравлического сопротивления макета модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля. Часть 2 / *А. П. Строков, А. Н. Кондратенко* // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний збірник : Транспортне машинобудування. Харків : НТУ "ХПІ". – 2012. – №19. – С. 121 – 128. 4. *Кондратенко А. Н.* Экспериментальное исследование действующего макета фильтрующего элемента фильтра твердых частиц дизеля с насыпкой из природного цеолита. Часть 1 / *А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, Н. М. Карасиченко* // Двигуни внутрішнього згорання. – 2013. – № 1. – С. 88– 92. 5. *Кондратенко А. Н.* Экспериментальное исследование действующего макета фильтрующего элемента фильтра твердых частиц дизеля с насыпкой из природного цеолита. Часть 2 / *А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, С. П. Хожашин* //

Двигуни внутрішнього згоряння. – 2013. – № 2. – С. 92–97. **6.** Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В. В. Эфрос [и др.]. – М. : Машиностроение, 1976. – 277 с. **7.** ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. – М. Издательство стандартов, 1988. – 78 с. **8.** ГОСТ 14846-87. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. – М. Издательство стандартов, 1987. – 42 с. **9.** Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А. П. Марченко, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов; за ред. А. П. Марченко та А. Ф. Шеховцова. – Харків : Прапор, 2004. – 384 с. **10.** Эберт К. Компьютеры. Применение в химии : Пер. с нем. / К. Эберт, Х. Эдерер. – М. : Мир, 1988. – 416 с. **11.** Дьяченко В. Г. (сост.) Методические указания к курсовой работе : Расчет рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания // Харьков : изд. ХНАДУ, 2001. – 34 с. **12.** Кондратенко О. М. Зниження викиду твердих частинок транспортних дизелів, що перебувають в експлуатації : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О. М. Кондратенко. – Харків, 2013. – 20 с.

Bibliography (transliterated): **1.** Regulation № 49. Revision 5. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. – United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 4 May 2011. – 194 p. **2.** Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with the regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. – 109 p. **3.** Strokov A. P. Experimental determination of the hydraulic resistance of layout of the module of the particle matter filter for highspeed diesel engine. Part 2 / A. P. Strokov, A. N. Kondratenko // Herald of the National technical university "KhPI." Collection of scientific works. Thematic collection : transport machine-building. Kharkiv : NTU "KhPI." – 2012. – № 19. – P. 121 – 128. **4.** Kondratenko A. N. Experimental study of the working layout of filter element of diesel particulate matter filter with bulk natural zeolite. Part 1 / A. N. Kondratenko, A. P. Strokov, N. M. Karasichenko // Internal combustion engines. – № 1. – 2013. – P. 88 – 92. **5.** Kondratenko A. N. Experimental study of the working layout of filter element of diesel particulate matter filter with bulk natural zeolite. Part 2 / A. N. Kondratenko, A. P. Strokov, S. P. Khozhainov // Internal combustion engines. – № 2. – 2013. – P. 92 – 97. **6.** Air-cooled diesel engines of Vladimir Tractor Plant / V.V. Efros [et al.] – М. : Mechanical Engineering, 1976. – 277 p. **7.** GOST 18509-88. Diesels of tractors and combines. Methods of bench tests. – М. : Publishing house of standards, 1988. – 78 p. **8.** GOST 14846-87. Automotive engines. Methods of bench tests. – М. : Publishing house of standards, 1987. – 42 p. **9.** Marchenko A. P. Internal combustion engines : a series of textbooks in 6 volumes. V.1. Development of designs of forced engines of land transport vehicles / A. P. Marchenko, M. K. Ryazantsev, A. F. Shekhovtsov, edited by A. P. Marchenko and A. F. Shekhovtsov. – Kharkov : Prapor, 2004. – 384 p. **10.** Ebert K. Computers. Application in Chemistry : Tranl. from the Germ. / K. Ebert, H. Ederer. – М : World, 1988. – 416 p. **11.** Dyachenko V. G. (total) Guidelines for course work : Calculation of the working processes in internal combustion engines // Kharkov : Publ. house of KhNADU, 2001. – 34 p. **12.** Kondratenko O. M. Reduction of emissions of the particulate matter of vehicle diesel engines under operating conditions : Thesis for a candidate`s degree by speciality 05.05.03 – “Engines and Energy Plants” / O. M. Kondratenko. – Kharkiv, 2013. – 20 p.

Надійшла (received) 29.03.2014