

and A.N. Avramenko. "Modelirovanie teplo- i massoobmennyyh processov v fil'tre tverdyh chastic dizel'ja. Chast' 1: modernizacija konstrukcii fil'tra i dopolnenie bazy dannyh po svoystvam poristogo tela." *Dviguny vnutrishn'ogo zgorjannja*. No. 1. 2012. 82–88. Print. **15**. Kondratenko, A. N. "Modelirovanie teplo- i massoobmennyyh processov v fil'tre tverdyh chastic dizel'ja. Chast' 3: voprosy ispol'zovanija ceolita v konstrukcii fil'trujushego elementa." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universitetu «KhPI». Zbirnik naukovykh prac'. Tematychnij zbirnyk: Avtomobile- i traktorobuduvannja*. No. 60 (966). Kharkiv: NTU «KhPI», 2012. 83–89. Print. **16**. Kondratenko, O. M., and O. P. Stokov. "Modeljuvannja teplo- i masoobminnyh procesiv u fil'tri tverdyh chastynek dizel'ja. Chastyina 4: rozrahunkove doslidzhennja robochyh harakterystryk fil'tra." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universitetu «KhPI». Ser.: Matematyčne modeljuvannja v tehniči ta tehnologijah*. No. 5 (979). Kharkiv: NTU «KhPI», 2013. 100–109. Print. **17**. Kondratenko, A. N., A. P. Stokov. "Modelirovanie teplo- i massoobmennyyh processov v fil'tre tverdyh chastic dizel'ja. Chast' 5: raschetnoe issledovanie gidravlicheskego soprotivlenija fil'tra s ceolitovoj nasypkoy." *Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universitetu «KhPI». Zbirnyk naukovykh prac'. Ser.: Matematyčne modeljuvannja v tehniči ta tehnologijah*. No. 37 (1010). 2013. 68–75. Print. **18**. Kondratenko, A. N., A.P. Stokov and N. M. Karasichenko. "Eksperimental'noe issledovanie dejstvujushhego maketa fil'trujushego elementa fil'tra tverdyh chastic dizel'ja s nasypkoy iz prirodnoho ceolita. Chast' 1." *Dviguny vnutrishn'ogo zgorjannja*. No. 1. 2013. 88–92. Print. **19**. Kondratenko, A. N., A. P. Stokov and S. P. Hozhainov. "Eksperimental'noe issledovanie dejstvujushhego maketa fil'trujushego elementa fil'tra tverdyh chastic dizel'ja s nasypkoy iz prirodnoho ceolita. Chast' 2." *Dviguny vnutrishn'ogo zgorjannja*. No. 2. 2013. 92–97. Print. **20**. Jefros, V. V., et al. *Dizeli s vozdušnym ohlazhdeniem Vladimirskogo traktornogo zavoda*. Moscow: Mashinostroenie, 1976. Print. **21**. Jebert, K., and H. Jederer. *Komp'jutery. Primenenie v himii: Per. s nem.* Moscow: Mir, 1988. Print.

Поступила (received) 08.04.2014

УДК 621.43.068.4

А.Н. КОНДРАТЕНКО, канд. техн. наук, вед. инж., ИПМаш НАНУ,
Харьков

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ФИЛЬТРА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЯ. ЧАСТЬ 2: ТЕМПЕРАТУРНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ

Описана математическая модель гидравлического сопротивления фильтра твердых частиц (ФТЧ) дизеля в реальных условиях эксплуатации. Модель построена на основе расходной характеристики одного модуля ФТЧ, экспериментально полученной при постоянной температуре текучей среды, и данных стендовых испытаний автотракторного дизеля 2410,5/12, оснащенного полно-размерным ФТЧ. Модель позволяет учесть ряд факторов, характеризующих условия эксплуатации ФТЧ в составе выпускной системы этого дизеля. Учет этих факторов производится путем введения соответствующих коэффициентов. В данной части работы описан физический смысл и оценены значения температурного коэффициента модели, позволяющего учесть изменение температуры отработавших газов на входе в корпус фильтра как функцию среднего эффективного давления дизеля.

Ключевые слова: дизель, фильтр твердых частиц, гидравлическое сопротивление, математическая модель.

© А. Н. Кондратенко, 2014

Введение. Научно-исследовательские работы, направленные на создание принципиально новых и совершенствование известных конструкций *фильтров твердых частиц* (ФТЧ), как показано в [1], являются актуальными и экономически обоснованными.

Анализ литературных источников. В отделе поршневых энергоустановок (ПЭУ) Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины (ИПМаш НАНУ) разработан *фильтрующий элемент* (ФЭ) для ФТЧ новой конструкции, описанный в предыдущей части исследования [1, 2]. В [1] проведены результаты физического моделирования процесса движения текучей среды (ТС) в *прозрачном макете модуля* (ПММ), разработанного для такого элемента, на *безмоторной исследовательской установке* (БИУ). Там же описаны результаты экспериментального исследования *действующего макетного образца* (ДМЦ) ФЭ с насыпкой из природного цеолита (ПЦ) в сетчатых кассетах, которое проводилось на *моторном испытательном стенде* (МИС) лаборатории отдела ПЭУ ИПМаш НАНУ, оснащенного автотракторным дизелем 2Ч10,5/12. Эксперименты на МИС состояли из четырех этапов, в каждом из которых определялись физический смысл и значения соответствующих коэффициентов в формуле (1) из [1]. В части I исследования указан физический смысл и значения настроечного коэффициента k_0 ; в данной части – температурного коэффициента k_t .

Цель и задачи всего исследования представлены в [1]. В данной части отражены подходы к решению четвертой и, частично, пятой задачи. Там же описана математическая модель гидравлического сопротивления ФТЧ дизеля в реальных условиях эксплуатации.

Определение температурного коэффициента. По-анalogии с настроечным коэффициентом k_0 , для разных режимов внешней скоростной характеристики (в.с.х.), характеризующихся разной температурой отработавших газов (ОГ) $t_{ФТЧex}$, отличающейся от температуры ОГ $t_{ФТЧexmax}$ на режиме максимального крутящего момента $M_{крmax}$ заведомо в меньшую сторону, эта зависимость – расходная характеристика «прогноза» при $t_{ОГ} = const$ – может быть получена путем введения специального температурного коэффициента k_t . Этот коэффициент равен отношению гидравлического сопротивления (ГС) действующего макета ФЭ к значению ГС на расходной характеристике «прогноза» при $t_{ОГ} = const$ и соответствующем значении $g_{m,ОГ}$. Для режима $M_{крmax}$ очевидно, что k_t равен 1,0, поскольку это общая точка изотермической и прогнозной расходных характеристик при $t_{ОГ} = const$ и $t_{ОГ} \neq const$ (в данном случае совпадающей с экспериментально полученной на МИС расходной характеристикой для ДМ или ДМЦ ФЭ), в чем и заключается суть предложенного метода. Для остальных режимов характеристики

коэффициент $k_t < 1,0$ и зависит от температуры $t_{\text{ФТЧвх}}$.

Предлагаемый подход и физический смысл температурного коэффициента описывается следующими формулами:

$$\Delta P_{\text{ФТЧэксн}} = \Delta P_{\text{ФТЧ}t \neq \text{const}} = \Delta P_{\text{ФТЧ}t = \text{const}} \cdot k_t = \Delta P_{\text{ПММ}} \cdot k_0 \cdot k_t; \quad (1)$$

$$k_t = \Delta P_{\text{ФТЧэксн}} / \Delta P_{\text{ФТЧпрогн}} = \Delta P_{\text{ФТЧэксн}}(g_{m_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{кв})} / \Delta P_{\text{ФТЧ}t = \text{const}}(g_{m_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{кв})} =$$

$$= 1 - \Delta P_{\text{нопр}} \Big|_{t_{OG}(n_{кв})} / \Delta P_{\text{ФТЧ}t = \text{const}}(g_{m_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{кв})}; \quad (2)$$

$$\Delta P_{\text{нопр}} = \Delta P_{\text{ФТЧпрогн}} - \Delta P_{\text{ФТЧэксн}} =$$

$$= \Delta P_{\text{ФТЧ}t = \text{const}}(g_{m_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{кв})} - \Delta P_{\text{ФТЧэксн}}(g_{m_OG}) \Big|_{t_{OG}(n_{кв})}. \quad (3)$$

Зависимости k_t от g_{m_OG} , t_{OG} и $n_{кв}$, полученные экспериментально на МИС для $\tau_M = 0$ с, $L_{\text{вып}} = 0$ м (и, соответственно, $t_{\text{ФТЧвхmax}} = 605^\circ \text{C}$), отражают суть описанного формулами (1) – (4) подхода. Они приведены на рис. 1 и описаны методом линейной регрессии [5] – формулы (10) и (11) для ДМ ФЭ и формулы (12) и (13) для ДМЦ ФЭ.

Для $t_{\text{ФТЧвхmax}} = \text{const}$ при пустом ФТЧ (то есть, для $L_{\text{вып}} = \text{const}$ и при $\tau_M = 0$ с) каждая точка на в.с.х. соответствует расходной характеристике при $t_{OG} = \text{const}$ и своем значении $t_{\text{ФТЧвх}}$. То есть она имеет вид расходной характеристики ПММ ФЭ (полинома 3-й степени – см. формулу (2) в [3]), коэффициенты при g_{m_OG} которой умножены на k_0 и k_t . А сама характеристика может называться *кривой прогноза* при $t_{OG} = \text{const} \neq t_{\text{ФТЧвхmax}}$, в отличие от кривой прогноза при $t_{OG} = \text{const} = t_{\text{ФТЧвхmax}}$, коэффициенты при g_{m_OG} которой умножены только лишь на k_0 .

Температура t_{OG} отработавших газов в выпускном коллекторе дизеля на стационарном режиме его работы (то есть с любой, но постоянной частотой $n_{кв}$) обусловлена часовым массовым расходом топлива $B_{\text{ч}}$ и эффективным коэффициентом полезного действия (КПД) дизеля η_e , определяющим значение среднего эффективного давления рабочего процесса P_e . Которое связано однозначной зависимостью со значением крутящего момента $M_{кр}$ дизеля формулой

$$P_e = 30 \cdot M_{кр} \cdot \tau / (9,55 \cdot z \cdot V_h) \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}. \quad (5)$$

Для дизеля 2Ч10,5/12: тактность $\tau = 4$ такта/цикл, количество цилиндров $z = 2$ шт., рабочий объем цилиндра $V_h = 1,039 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$, тогда получаем

$$P_e = 6,05 \cdot 10^{-3} \cdot M_{кр} \text{ МПа}. \quad (6)$$

Согласно экспериментальным данным для режимов в.с.х.:

$$M_{кр} = -4,776 \cdot 10^{-5} \cdot n_{кв}^2 + 0,118 \cdot n_{кв} + 37,5;$$

$$R^2 = 0,97891, \text{ Н·м}; \quad (7)$$

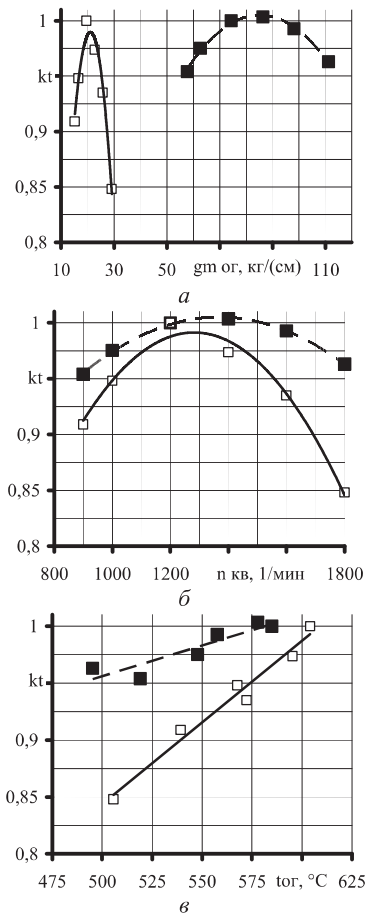


Рис. 1 – Зависимости температурного коэффициента k_t от режимных параметров дизеля 2Ч10,5/12: ■ – ДМ ФЭ; □ – ДМЦ ФЭ.

$$\Delta P_{nonp} = 10,698 \cdot g_{m_OG}^2 - 426,13 \times g_{m_OG} + 4245,2; R^2 = 0,99479. \quad (13)$$

$$t_{OG} = -3,590 \cdot 10^{-4} \cdot n_{кв}^2 + 0,963 \cdot n_{кв} - 94,8; R^2 = 0,98880, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (8)$$

То есть, формы графиков зависимости момента $M_{кр}$ (а, значит, и P_e) и температуры t_{OG} (а, значит, и $t_{фТЧ_{вх}}$) от частоты $n_{кв}$ подобны, в то время как эффективная мощность дизеля не отражает формы этих зависимостей и выражается формулой

$$N_e = M_{кр} \cdot n_{кв} / 9550, \text{ кВт}. \quad (9)$$

Указанные зависимости описываются равенствами:

$$k_t = -6,432 \cdot 10^{-5} \cdot g_{m_OG}^2 + 1,096 \cdot 10^{-2} \times g_{m_OG} + 0,538 = -2,283 \cdot 10^{-7} \cdot n_{кв}^2 + 6,248 \cdot 10^{-4} \cdot n_{кв} + 0,577 = 5,394 \cdot 10^{-4} \cdot t_{фТЧ_{вх}} + 0,686; R^2(g_{m_OG}) = 0,98786; R^2(n_{кв}) = 0,99703; R^2(t_{фТЧ_{вх}}) = 0,83020; \quad (10)$$

$$\Delta P_{nonp} = 0,649 \cdot g_{m_OG}^2 - 103,34 \times g_{m_OG} + 4047,7; R^2 = 0,94970. \quad (11)$$

$$k_t = -2,171 \cdot 10^{-3} \cdot g_{m_OG}^2 + 9,120 \cdot 10^{-2} \times g_{m_OG} + 0,0321 = -5,425 \cdot 10^{-7} \cdot n_{кв}^2 + 1,391 \cdot 10^{-3} \cdot n_{кв} + 0,10 = 1,433 \cdot 10^{-3} \cdot t_{фТЧ_{вх}} + 0,127; R^2(g_{m_OG}) = 0,97036; R^2(n_{кв}) = 0,98092; R^2(t_{фТЧ_{вх}}) = 0,97201; \quad (12)$$

Второй этап экспериментальных исследований. Для выявления влияния температуры $t_{фТЧ_{вх}}$ на эффективность очистки их от ТЧ разработанным фильтром за счет корректировки процессов конденсации CH_x на ТЧ и коагуляции самих ТЧ (а, значит, влияния на структуру, состав и размеры ТЧ), проведен второй этап моторных исследований. При этом снижение температуры $t_{фТЧ_{вх}}$ вообще, и $t_{фТЧ_{вхmax}}$ в частности, достигалось посредством изменения размещения МВ по длине выпускного тракта МИС при помощи набора гибких жаропрочных газопроводов, в которых происходит естественное охла-

ждение потока ОГ путем теплообмена с ОС и расширения. Таким образом, ДМЦ ФЭ исследовался путем снятия режимов в.с.х. в четырех положениях по длине выпускного тракта МИС – на расстоянии от выходного фланца выпускного коллектора дизеля $L_{вып}$, равном 0, 1,5, 5,0 и 8,0 м. По результатам данного этапа исследования выбрано рациональное значение $L_{вып} = 5,0$ м [6, 7]. Влияние на ГС ФТЧ величины $L_{вып}$ в представленной математической модели учитывается компоновочным коэффициентом k_L , физический смысл и значения которого будут предметом рассмотрения следующей части исследования. Характер изменения и соотношения между величинами $\Delta P_{ФТЧ}$, $\Delta P_{вып}$ и $\Delta P_{МВ}$, а также $t_{ОГ}$, $t_{ФТЧвх}$, $\Delta t_{МВ}$, $t_{ФТЧвых}$, и $\Delta t_{ФТЧ}$, выявленные и описанные на первом этапе моторных исследований, для второго, третьего и четвертого этапов в среднем сохраняются. При этом величины $\Delta t_{ФТЧ}$ и $\Delta t_{МВ}$ уменьшаются с ростом $g_{m.ОГ}$ и увеличиваются с ростом $t_{ФТЧвх}$.

Третий этап исследований и анализ его результатов. Для получения данных о среднеэксплуатационных значениях рабочих характеристик разработанного ФТЧ, в том числе и о его гидравлическом сопротивлении, проведен третий этап моторных исследований при $L_{вып} = 5,0$ м [6, 7]. Для оценки этих значений применена стандартизированная методика испытаний АТС по 13-ти и 8-ми режимным стационарным циклам, содержащаяся в Правилах ЕЭК ООН № 49 и № 96 [1, 2]. Методика адаптирована к особенностям МИС и предполагает снятие следующих характеристик дизеля 2Ч10,5/12:

- режимов в.с.х.;
- нагрузочной характеристики (н.х.) частоты $n_{кв}$ режима $M_{кр\max}$ (н.х. M_{\max});
- нагрузочной характеристики частоты $n_{кв}$ режима номинальной мощности (н.х. $N_{ном}$) и характеристики холостого хода (х.х.х.) [7].

При этом появляется возможность уточнить значения k_t в более широких пределах изменения температуры $t_{ФТЧвх}$ в функции момента $M_{кр}$ – от 0 Н·м (по х.х.х.) до $M_{кр\max}$ (по н.х. M_{\max}). Расходные характеристики ДМЦ для всех четырех характеристик работы дизеля 2Ч10,5/12 представлены на рис. 2.

На нем видно, что влияние $t_{ФТЧвх}$ на ГС ДМЦ ФЭ при неизменном значении $g_{m.ОГ}$ существенно. Это проявляется при сравнении экспериментально полученных расходных характеристик для в.с.х. и х.х.х., для которых расходы $g_{m.ОГ}$ изменяются в практически одинаковом, наиболее широком для любого дизеля, диапазоне, а температуры $t_{ФТЧвх}$ для одних и тех же значений $g_{m.ОГ}$ существенно различаются. Также проявляется влияние характера и диапазона изменения $t_{ФТЧвх}$ по режимам самих характеристик. Для н.х., по режимам которых изменениями расхода $g_{m.ОГ}$ допустимо пренебречь, а тем-

пературы $t_{фгч_{вх}}$ изменяются в самом широком диапазоне для дизеля, влияние $t_{фгч_{вх}}$ на ГС ДМЦ ФЭ наиболее информативно.

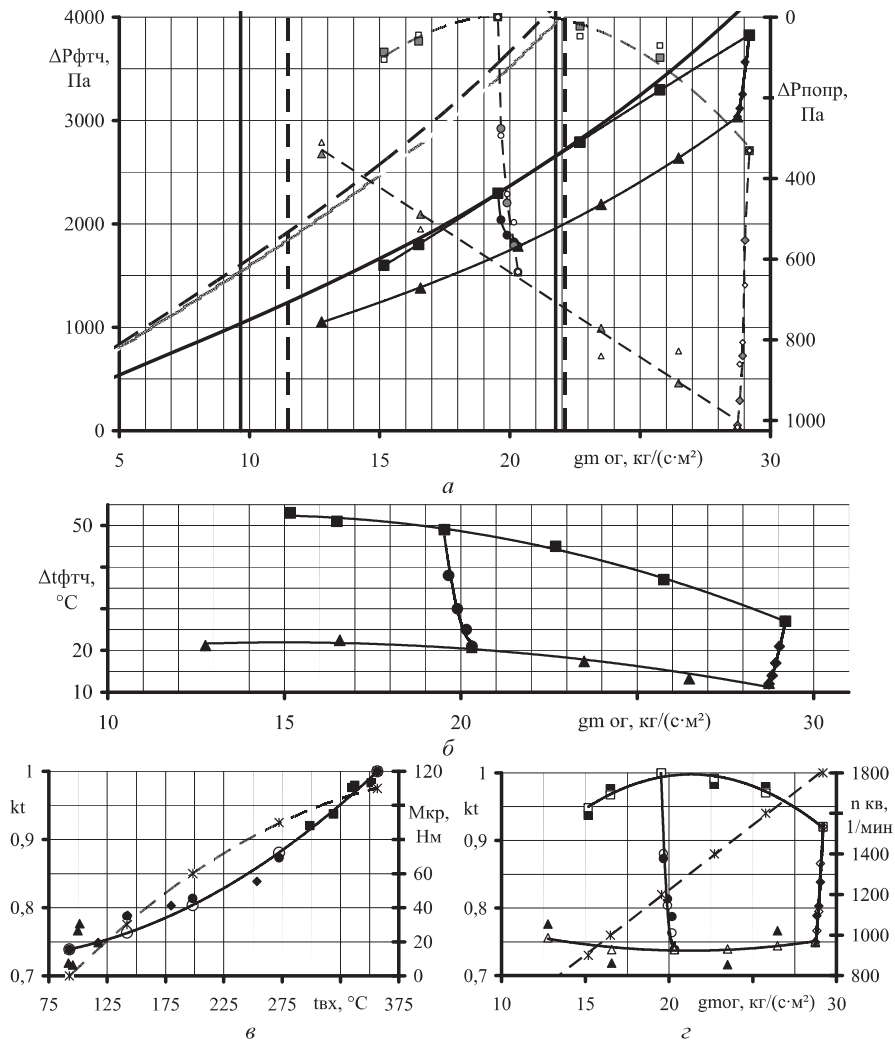


Рис. 2 – Расходные характеристики ДМЦ ФЭ, перепады температуры на нем и температурный коэффициент при испытаниях дизеля 2Ч10,5/12 по стандартизированному циклам:

■, □, ▣ – в.с.х.; ▲, △, ▴ – х.х.х.; ●, ○, ◐ – н.х. при $n_{кв} = 1200\text{ мин}^{-1}$; ◆, ◇, ◑ – н.х. при $n_{кв} = 1800\text{ мин}^{-1}$; для а: ■, ▲, ●, ◆ – ΔP ; □, △, ○, ◇ – $\Delta P_{попр.эксп}$; для б: ▣, ▴, ◐, ◑ – $\Delta P_{попр.прогн}$; для в и з: ■, ▲, ●, ◆ – $k_{т.эксп}$; □, △, ○, ◇ – $k_{т.прогн}$; * – $M_{кр}$ и $n_{кв}$.

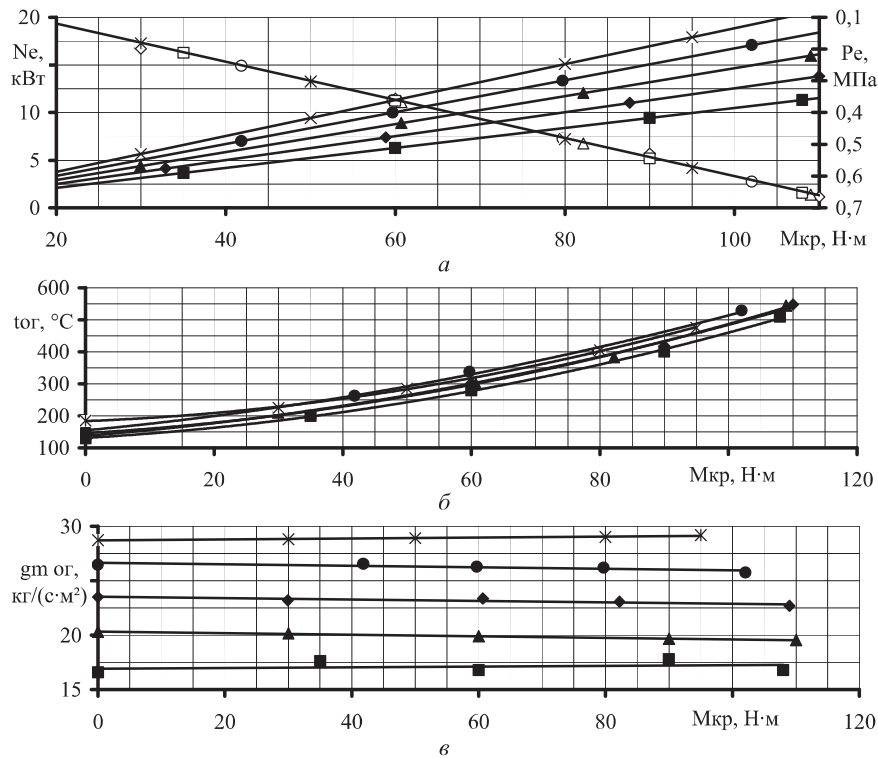


Рис. 3 – Распределения показателей дизеля 2Ч10,5/12 по режимам н.х.: a – эффективной мощности, среднего эффективного давления; b – температуры ОГ; v – потока ОГ: для $n_{кв} = 1000 \text{ мин}^{-1}$: ■ – N_e ; t_{OG} ; $g_{m,OG}$; □ – P_e ; для $n_{кв} = 1200 \text{ мин}^{-1}$: ◆ – N_e ; t_{OG} ; $g_{m,OG}$; ◇ – P_e ; для $n_{кв} = 1400 \text{ мин}^{-1}$: ▲ – N_e ; t_{OG} ; $g_{m,OG}$; △ – P_e ; для $n_{кв} = 1600 \text{ мин}^{-1}$: ● – N_e ; t_{OG} ; $g_{m,OG}$; ○ – P_e ; $n_{кв} = 1800 \text{ мин}^{-1}$: * – N_e ; t_{OG} ; $g_{m,OG}$; × – P_e .

На рис. 2 также содержится распределение величин $\Delta P_{попр}$ и k_t по режимам всех снятых характеристик дизеля – экспериментально полученных (по формулам (3) и (4)) – $\Delta P_{попр.эксп}$ и $k_{t.эксп}$, и спрогнозированных с использованием предложенного подхода (по формулам (12) и (13)) – $\Delta P_{попр.прогн}$ и $k_{t.прогн}$. Величины $\Delta P_{попр.эксп}$ и $\Delta P_{попр.прогн}$ отличаются друг от друга на 18,1 – 3,3 %, в зависимости от значения $t_{фТЧвх}$ по н.х. (чем ниже $t_{фТЧвх}$, тем выше погрешность прогнозирования). А величины $k_{t.эксп}$ и $k_{t.прогн}$ различаются в пределах 1,9 – 0,6 %, в зависимости от величины разницы температур ОГ между точками расходной характеристики при $t_{OG} = \text{const}$ и расходной ха-

рактике при $t_{OG} \neq const$ для конкретных режимов в.с.х., что объясняется особенностями распределения погрешности измерения температуры ОГ термодатчиками ТХА и прибором А566 по диапазону изменения $t_{фТЧвх}$.

Распределение параметров работы дизеля 2Ч10,5/12 – N_e , $M_{кр}$, t_{OG} и $g_{m,OG}$ – по режимам в.с.х., х.х.х., н.х. $N_{ном}$ и по н.х. M_{max} приведено на рис. 3 – 5. Как следует из их формы, результаты анализа особенностей этого распределения на предмет пригодности для использования в качестве аргумента, в функции которого рационально задавать k_t , приведенного для в.с.х. в прошлой части данного исследования [3], можно распространить и на остальные характеристики.

Экспериментально полученные значения температуры и потока ОГ описываются следующими уравнениями регрессии: для н.х. с $n_{кв} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ форм. (14) и (15), для н.х. с $n_{кв} = 1800 \text{ мин}^{-1}$ форм. (16) и (17), для х.х.х. форм. (18) и (19).

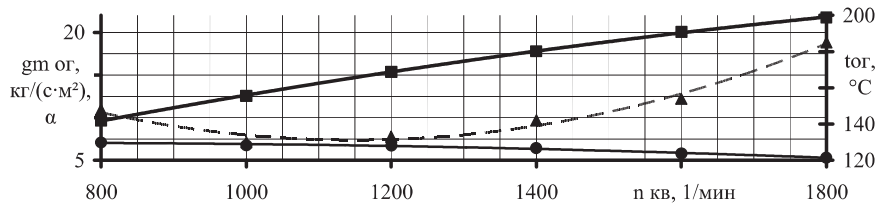


Рис. 4 – Распределение температуры и потока ОГ по режимам х.х.х. дизеля 2Ч10,5/12:
■ – $g_{m,OG}$; ▲ – t_{OG} .

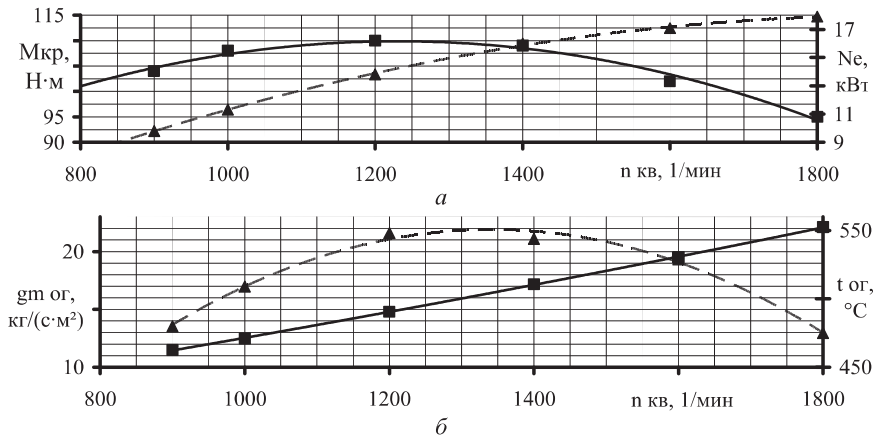


Рис. 5 – Распределения показателей дизеля 2Ч10,5/12 по режимам в.с.х.: а – эффективной мощности и крутящего момента; б – потока и температуры ОГ:

для а: ■ – $M_{кр}$; ▲ – N_e ; для б: ■ – $g_{m,OG}$; ▲ – t_{OG} .

$$t_{OG} = 1,866 \cdot 10^{-2} \cdot M_{кр}^2 + 1,597 \cdot M_{кр} + 137,8; R^2 = 0,99625, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (14)$$

$$g_{m.ОГ.ДВС} = -7,317 \cdot 10^{-3} \cdot M_{кр} + 20,338; R^2 = 0,99369, \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2); \quad (15)$$

$$t_{OG} = 2,438 \cdot 10^{-2} \cdot M_{кр}^2 + 0,776 \cdot M_{кр} + 183,6; R^2 = 0,99940, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (16)$$

$$g_{m.ОГ.ДВС} = 4,612 \cdot 10^{-2} \cdot M_{кр} + 28,709; R^2 = 0,95422, \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2); \quad (17)$$

$$t_{OG} = 1,254 \cdot 10^{-4} \cdot n_{кв}^2 - 0,288 \cdot n_{кв} + 296,6; R^2 = 0,98162, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (18)$$

$$g_{m.ОГ.ДВС} = 1,179 \cdot 10^{-2} \cdot n_{кв} + 0,723; R^2 = 0,99926, \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2). \quad (19)$$

Таким образом, для ДМЦ ФЭ зависимость коэффициента k_t от температуры $t_{фТЧвх}$, описываемая формулой (12) и определенная в ходе анализа результатов первого этапа моторных экспериментов, нашла свое подтверждение в более широком диапазоне температур.

Использование в качестве аргумента для k_t величины $t_{фТЧвх}$ удобно с практической точки зрения (системы снижения токсичности ОГ дизелей оборудованы датчиком температуры ОГ) и отражает термодинамические основы этого коэффициента. Однако, значение $t_{фТЧвх}$ формируется значением момента $M_{кр}$, которое, в свою очередь, определяется исключительно давлением P_e . Зависимости значений k_t для ДМЦ ФЭ от $M_{кр}$ и P_e дизеля 2Ч10,5/12, представляющие теоретический интерес, представлены на рис. 6 и имеют следующий вид:

$$k_t = 4,320 \cdot 10^{-9} \cdot M_{кр}^4 - 6,512 \cdot 10^{-7} \cdot M_{кр}^3 + 4,012 \cdot 10^{-5} \cdot M_{кр}^2 + 9,326 \cdot 10^{-5} \cdot M_{кр} + 0,739 = 2,3454 \cdot P_e^4 - 2,2103 \cdot P_e^3 + 1,045 \cdot P_e^2 - 1,422 \cdot 10^{-2} \cdot P_e + 0,739; \\ R^2(M_{кр}) = R^2(P_e) = 0,99999. \quad (20)$$

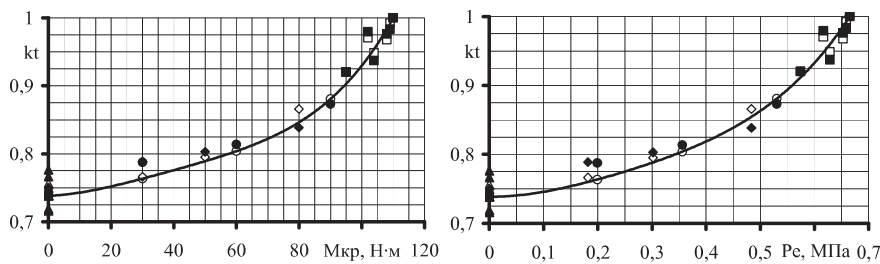


Рис. 6 – Зависимости коэффициента k_t от $M_{кр}$ и P_e :

■, □ – в.с.х.; ▲, △ – х.х.х.; ●, ○ – н.х. M_{max} ; ◆, ◇ – н.х. $N_{ном}$; ■, ▲, ●, ◆ – $k_{t.эксп}$; □, △, ○, ◇ – $k_{t.прогн}$.

Определению физического смысла и значений компоновочного k_L и временного k_t коэффициентов посвящены следующие этапы моторных стен-

дових испытаний ДМЦ и, соответственно, части данного исследования.

Выводы. Разработана математическая модель для описания связи между расходными характеристиками физической модели ФТЧ и полноразмерного ФТЧ в реальных условиях эксплуатации. Она базируется на расходной характеристике модуля ФЭ при постоянной температуре ТС и использует набор коэффициентов, позволяющих учесть влияние ряда эксплуатационных факторов. Приведен и обоснован физический смысл температурного коэффициента и экспериментально определены зависимости его значения от температуры ОГ на входе в ФТЧ, которая зависит от среднего эффективного давления дизеля.

Список литературы: 1. Кондратенко А.Н. Математическая модель гидравлического сопротивления фильтра твердых частиц дизеля. Часть 1: настроечный коэффициент / А.Н. Кондратенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. –Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 18 (1061). – С. 68–80. 2. 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. 3. Кондратенко О.М. Стендові випробування автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 за стандартизованими циклами для визначення ефективності роботи ФТЧ / О.М. Кондратенко, О.П. Строков, С.О. Вамболь // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – № 10 (1053). – С. 11–19.

Bibliography (transliterated): 1. Kondratenko, A. N. "Matematicheskaja model' gidravlicheskogo soprotivlenija fil'tra tverdyh chastic dizelja. Chast' 1: nastroechnyj koeficient." *Visnyk NTU «KhPI»*. Ser.: *Matematychnje modeljuvannja v tehnici ta tehnologijah*. No. 18 (1061). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 68–80. Print. 2. Kondratenko, O. M. *Znyzhennja vykydu tverdyh chastynek transportnyh dyzeliv, scho перебувають в експлуатації. Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk*. Kharkiv, 2013. Print. 3. Kondratenko, O. M., O. P. Strokov and S. O. Vambol'. "Stendovi vyprobuvannja avtotraktornogo dyzelja 2Ch10,5/12 za standartyzovanymy cyklamy dlja vyznachennja efektyvnosti roboty FTCh." *Visnyk NTU «KhPI»*. Ser.: *Avtomobile- ta traktorobuduvannja*. No. 10 (1053). Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. 11–19. Print.

Поступила (received) 26.05.2014

УДК 621.224

Ю.М. КУХТЕНКОВ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХП», Харків;
М.Ю. КУХТЕНКОВ, менеджер, КП «МЦ», Харків;
С.О. РИЖОВ, нач. відділу, ЗАТ НВП «Нафтогазова техніка», Липці

ДОСЛІДЖЕННЯ ОБЕРТОВОГО ЗРИВУ В НАСОСНОМУ РЕЖИМІ ОБОРОТНИХ ГІДРОМАШИН

Проведено експериментальні дослідження обертОВОГО зриву в оборотних гідравлічних машинах при напорах 200 м. Визначається число зон зриву і швидкість їх обертання. При зменшенні ви-

© Ю. М. Кухтенков, М. Ю. Кухтенков, С. О. Рижов, 2014