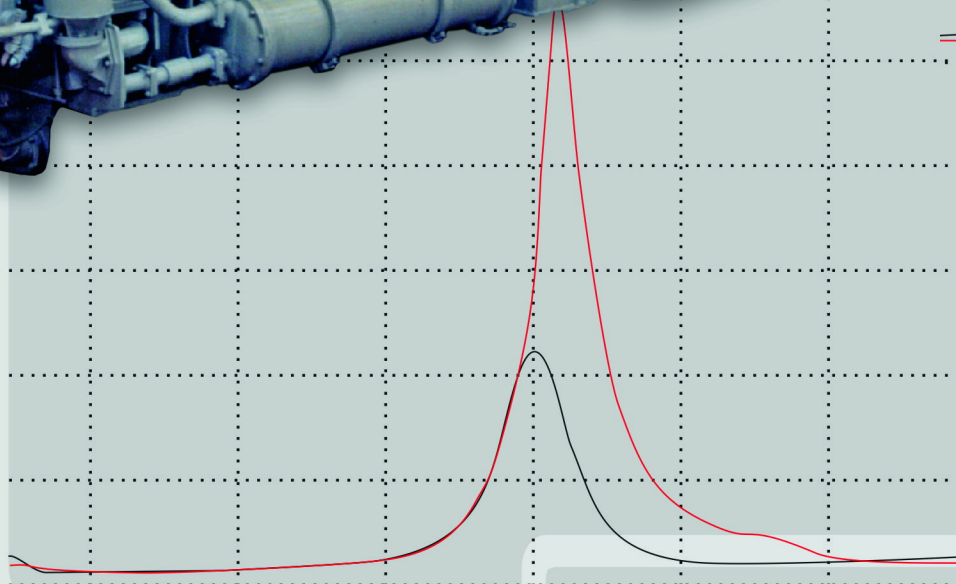
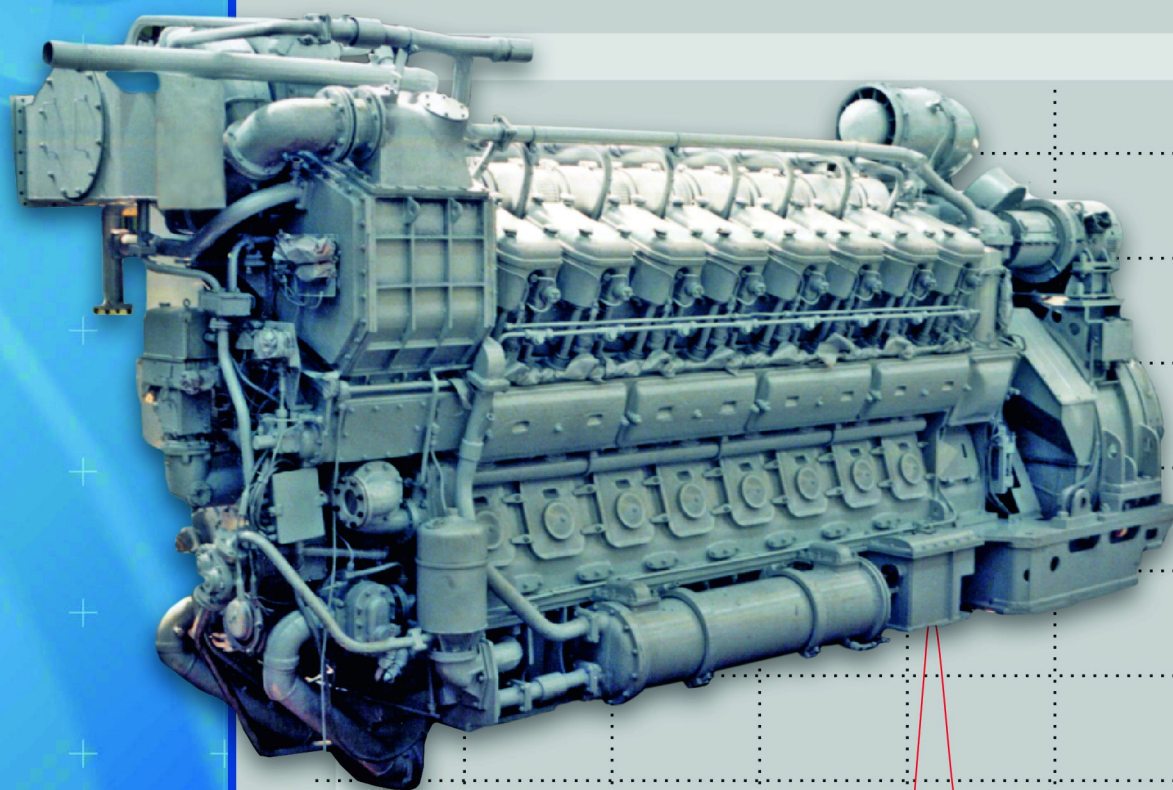


ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2'2018

Всукраїнський
науково-технічний журнал



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2018

Издание основано Национальным техническим университетом

"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета информационной политики,
телевидения и радиовещания Украины КВ №6393 от 29.07.2002 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н., с.н.с.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., проф.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

А.В. Грицюк, *д.т.н., с.н.с.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

П.М. Канило, *д. т. н., проф.*

Л.П. Клименко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренко, *д. т. н., проф.*

Е. Моргенштерн, *д. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.П. Поливянчук, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., проф.*

С. Радковский, *д.н., проф.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевский, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

Р.М. Андрес, *к.т.н.*

Х.М. Чо, *д.н., проф.*

Н.Д. Чайнов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, О.С. Митрофанов,

А.С. Познанский, А.Ю. Проскурін

Підвищення ефективності ДВЗ малотоннажних суден застосуванням добавок синтез-газу. 3

И.В. Парсаданов, А.П. Строков, И.В. Рыкова

Эффект внутрицилиндрового катализа в дизелях. 7

Nguyen Van Ziong, A.B. Belogub

Расчёт процесса теплоотдачи в дизельном двигателе типа Д-100 с использованием известных α -формул. 14

Е.В. Белоусов, И.В. Грицюк, В.С. Вербовский

Определение углов открытия и закрытия газовых клапанов при организации внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях. 21

О.К. Коріука, Yu.O. Olifirenko, V. V. Kalinchak, D.S. Darakov, T.O. Fudulei, Raslavičius L.

Evaporation of binary ethanol-butanol mixture droplets. 25

А.П. Марченко, А.Ю. Федоров, О.Ю. Линьков

Розрахункова оцінка тепловідведення до навколишнього середовища теплоносійми системи охолодження ДВЗ. 30

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

О.В. Триньов, Р.Ю. Бугайцов

Оптимізація теплового стану циліндрової гільзи середньобертового суднового дизеля. 40

А.Ю. Яковенко

Метрологические характеристики регистрации высокого давления в системах топливоподачи дизелей с применением комбинированного датчика. 47

С. А. Ковалёв

Разработка электронной системы управления газовыми ДВС, переоборудованными на базе транспортных дизелей для работы на сжиженном нефтяном газе. 55

В. Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова

Расчет утечки газов в ДВС при динамической модели функционирования поршневых колец. 62

І.О. Мордвінцева, А.М. Зозуля, В.О. Пильов, Р.Аріан

Вплив виду керуючих функцій нестационарної задачі теплопровідності на ресурсну міцність поршня. 66

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

А.Р. Polivyanchuk, O.I. Kaslin, O.O. Skuridina

Effectiveness evaluation of the measuring system with a microtunnel MUKT-2 for ecological diagnosis of diesel locomotives. 72

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Кирпичева, 2

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,

dvs@kpi.kharkov.ua

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2018. – №2. – 83 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XXII Международного конгресса двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

*С апреля 2013 г. Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания» включен в справочник периодических изданий базы данных **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, научнометрические системы **GoogleScholar; WorldCat; DOAJ; DRIVER; BASE, Index Copernicus, РИНЦ**.*

Издается по решению Ученого совета НТУ “ХПИ” протокол № 6 от 06.07.2018 г.

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський, А.Ю. Проскурін

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВЗ МАЛОТОННАЖНИХ СУДЕН ЗАСТОСУВАННЯМ ДОБАВОК СИНТЕЗ-ГАЗУ

При використанні альтернативних палив у ДВЗ, в першу чергу необхідно враховувати їх фізико-хімічні властивості, які вносять значні корективи в спосіб організації робочого процесу і суттєво впливають на ефективні та екологічні показники двигуна й всієї енергетичної установки в цілому. Представлені результати досліджень роботи двигуна 4Ч 10,16/9,1 з іскровим запалюванням і зовнішнім сумішоутворенням при роботі на етанолі з добавками синтез-газу. Отримано індикаторні діаграми й діаграми зміни температури газів у циліндрі двигуна при роботі на етанолі та з добавкою синтез-газу. Встановлено, що зростання індикаторного ККД двигуна з іскровим запалюванням на 10,5% досягається при величині масової добавки синтез-газу до етанолу 1...10% за рахунок підвищення коефіцієнта надлишку повітря α до 0,98...1,2 при згорянні суміші етанолу та синтез-газу (для етанолу – 0,85...0,95), що приводить до зменшення теплових втрат, зниження температури відпрацьованих газів і скорочення викидів токсичних речовин, при цьому зростання величини добавки синтез-газу призводить до зростання індикаторного ККД двигуна. Досліджено, що добавка синтез-газу до етанолу зменшує загальну тривалість згорання суміші на 45% і покращує екологічні показники роботи двигуна.

Вступ

У ДВЗ різного призначення все частіше використовують альтернативні палива. Практика застосування альтернативних палив вказує на те, що їх фізико-хімічні властивості вносять значні корективи в спосіб організації робочого процесу ДВЗ і досить суттєво впливають на ефективні та екологічні показники двигуна й всієї енергетичної установки в цілому.

Одним з перспективних альтернативних палив, являється синтез-газ, який в основному складається з водню, оксиду вуглецю, метану, етилену й діоксиду вуглецю. Однак об'ємні частки компонентів можуть бути різними в залежності від ступеня конверсії, вихідного палива, способу отримання (реакції утворення) та ін. [1-7]. Основним завданням проектування енергетичної установки з ДВЗ, що працює на синтез-газі, є забезпечення необхідної потужності, мінімальної витрати палива на різних режимах роботи, а також мінімальних викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище в залежності від складу синтез-газу. Однак, нижча питома теплота згорання синтез-газу в порівнянні з традиційними паливами (25...30 МДж/кг), призводить до зниження потужності двигуна. Саме цей фактор і обумовлює використання синтез-газу в якості добавки до традиційного палива.

Постановка задачі

Дослідження параметрів роботи енергетичних установок малотоннажних суден при використанні спиртових палив за допомогою чисельного моделювання параметрів та характеристик робочого процесу поршневого двигуна з примусовим запалюванням, що працює на етанолі при використанні термохімічної утилізації теплоти відпрацьованих газів, дозволяє встановити нові закономірності, уточнити механізм впливу параметрів конверсії

етанолу в синтез-газ на паливну економічність ДВЗ, а також оцінити раціональні межі використання системи утилізації. Аналіз результатів моделювання дозволяє визначити подальші шляхи підвищення паливної ефективності, потужності та екологічності двигуна, працюючого на етанолі з примусовим запалюванням.

Крім того, математичне моделювання дозволяє значно знизити матеріальні витрати на дослідження та отримати достовірні результати.

Мета даної роботи полягає в: підвищенні ефективності енергетичних установок малотоннажних суден при використанні спиртових палив; встановленні впливу складу синтез-газу на основні параметри роботи двигуна; визначенні раціонального співвідношення параметрів робочого процесу ДВЗ та параметрів роботи системи термохімічної утилізації теплоти, що забезпечать прийнятні питомі витрати палива, потужність двигуна та його екологічність при заданих умовах експлуатації.

Виклад основного матеріалу

Для дослідження зміни індикаторних показників роботи двигуна в залежності від добавки синтез-газу до етанолу за основу було вибрано двигун 4Ч 10,16/9,1 (Volvo Penta) [8], який широко застосовується в малотоннажному суднобудуванні.

Діапазон величини добавки синтез-газу до етанолу при дослідженні складає 1...10% від маси етанолу. Основними компонентами синтез-газу є H_2 (43%), CO (34%) і CH_4 (23%). Розрахункова питома теплота згорання синтез-газу складає – 28,79 МДж/кг, густина – 0,63 кг/м³. Значення коефіцієнта надлишку повітря лежить в межах 0,98...1,2. Основні параметри двигуна 4Ч 10,16/9,1 приведені в таблиці 1.

Таблица 1. Основні параметри двигуна 4Ч 10,16/9,1

№ з.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Тип	—	Рядний
2	Робочий об'єм	см ³	2960
3	Діаметр циліндра / хід поршня	мм	101,6/91,4
4	Кількість циліндрів	—	4
5	Ступінь стиску	—	9,2
6	Потужність	кВт	92
7	Максимальна частота обертання	об/хв.	4600
8	Норма токсичності	—	Євро-4

Зміна індикаторних показників роботи двигуна 4Ч 10,16/9,1 в залежності від величини добавки синтез-газу до етанолу представлена на рис. 1 та рис. 2.

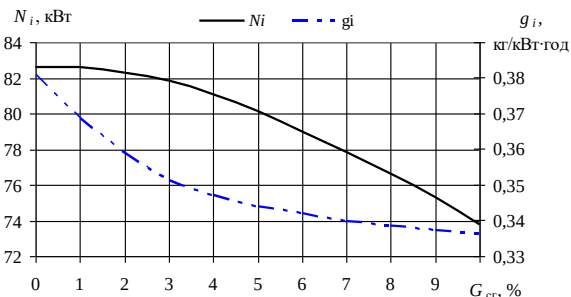


Рис. 1. Вплив величини добавки синтез-газу до етанолу на індикаторну потужність та індикаторну витрату палива двигуна 4Ч 10,16/9,1

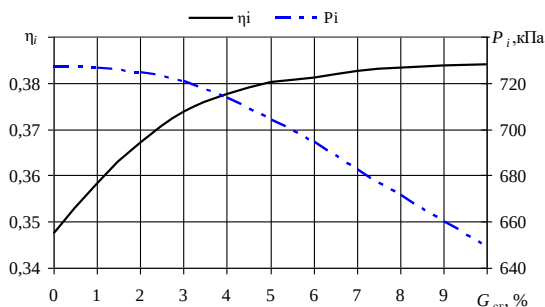


Рис. 2. Вплив величини добавки синтез-газу до етанолу на індикаторний ККД та середній індикаторний тиск двигуна 4Ч 10,16/9,1

При роботі двигуна на етанолі з добавками синтез-газу в залежності від величини добавки спостерігається зниження індикаторної потужності із 82,6 до 73,8 кВт. Зниження потужності при цьому становить 10,6%, що є не досить суттєвим. При цьому спостерігається зростання індикаторного ККД на 10,5% та зниження питомої індикаторної витрати палива на 11,7%. Залежно від величини добавки синтез-газу до етанолу 1...10% спостеріга-

ється зниження індикаторного тиску та індикаторної роботи циклу (рис. 3).

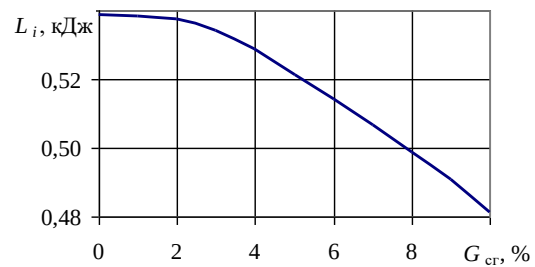


Рис. 3. Зміна індикаторної роботи циклу двигуна 4Ч 10,16/9,1 в залежності від величини добавки синтез-газу до етанолу

На рис. 4 наведені індикаторні діаграми й діаграми зміни температури газів у циліндрі двигуна при роботі на етанолі та з добавкою синтез-газу.

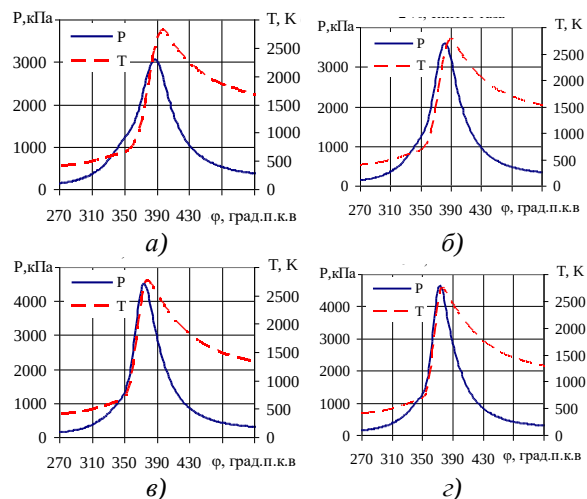


Рис. 4. Індикаторні діаграми й діаграми зміни температури газів двигуна 4Ч 10,16/9,1 при роботі: а – етанол; б – добавка синтез-газу 2%; в – добавка синтез-газу 6%; г – добавка синтез-газу 8%

Зміна максимального тиску згоряння та температури в залежності від добавки синтез-газу представлена на рис. 5. Підвищення тиску згоряння при добавці синтез-газу до етанолу пояснюється збільшеною концентрацією водню в паливі, а зменшення тривалості згоряння (рис. 6) – високою швидкістю згоряння паливовоздушної суміші.

Максимальне значення тиску згоряння (див. рис. 5) залежно від добавки знаходиться у діапазоні 3,05...4,53 МПа, що відповідає допустимим значенням, необхідним для забезпечення механічної міцності деталей КШМ двигуна. При цьому згоряння проходить спокійно без різких наростань тиску. При цьому в залежності від добавки синтез-газу максимальна температура згоряння зменшується на

4 %, що, в свою чергу, позитивно впливає на екологічні показники двигуна.

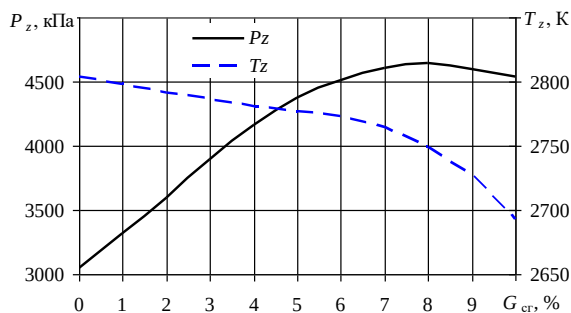


Рис. 5. Зміна максимального тиску згоряння та температури в залежності від добавки синтез-газу до етанолу

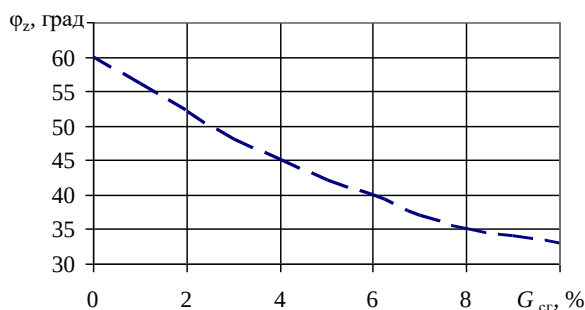


Рис. 6. Вплив величини добавки синтез-газу до етанолу на тривалість згоряння

Висновки

Встановлено, що при роботі двигуна на етанолі з добавками синтез-газу 1...10% спостерігається зниження індикаторної потужності на 10,6% та зниження питомої індикаторної витрати палива на 11,7%.

Встановлено, що зростання індикаторного ККД двигуна з іскровим запаленням на 10,5% досягається при величині масової добавки синтез-газу до етанолу 1...10% за рахунок підвищення коефіцієнта надлишку повітря α до 0,98...1,2 при згорянні суміші етанолу та синтез-газу (для етанолу – 0,85...0,95), що приводить до зменшення теплових втрат, зниження температури відпрацьованих газів і скорочення викидів токсичних речовин, при цьому зростання величини добавки синтез-газу приводить до зростання індикаторного ККД двигуна.

Добавка синтез-газу до етанолу зменшує загальну тривалість згоряння суміші. Так при величині добавки синтез-газу до етанолу 10%, для ДВЗ 4Ч 10,16/9,1, тривалість згоряння знижується на 45%.

Залежно від величини добавки синтез-газу тривалість згоряння ϕ_z лежить в діапазоні 33...60°.

Добавки синтез-газу до етанолу покращують екологічні показники роботи двигуна. Це насамперед пов'язано зі зниженням максимальної температури згоряння на 4%, а також застосуванням коефіцієнта надлишку повітря в межах 0,98...1,2.

Список літератури:

1. Носач В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации [Текст] / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 3. – С. 42–50.
2. Shudo T. Influence of Reformed Gas Composition on HCCI Combustion of Onboard Methanol-Reformed Gases [Text] / T. Shudo, T. Takahashi // SAE Technical Paper Series. – 2004. – 8–10 June. – P. 23–31.
3. Ethanol steam reforming on Ni/Al₂O₃ catalysts: Effect of Mg addition [Text] / A. J. Vizcaino [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – nr 33. – P. 3489–3492.
4. Ethanol steam reforming over Mg_xNi_{1-x}Al₂O₃ spinel oxide-supported Rh catalysts [Text] / F. Aupretre [et al.] // Journal of Catalysis. – 2005. – nr 233. – P. 464–477.
5. Bioethanol steam reforming for ecological syngas and electricity production using a fuel cell SOFC system [Text] / L. E. Arteaga [et al.] // Chemical Engineering Journal. – 2008. – nr 136. – P. 256–266.
6. Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application [Text] / J. Sun [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2004. – nr 29. – P. 1075–1081.
7. Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application [Text] / J. Sun [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2004. – nr 29. – P. 1075–1081.
8. Судовые пропульсивные двигатели Volvo Penta [електронний ресурс] // VOLVO PENTA CENTER – KBAPTET. – Режим доступу: http://www.kvartet.biz/ru/volvopenta_marine_leisure_engine/s/. – Дата доступу 26.04.2018. – Назва з екрану.

Bibliography (transliterated):

1. Nosach, V.G., Shrayber, A.A. (2009), "Increase of efficiency of natural gas use in heat power engineering with the help of thermochemical regeneration", *Industrial heat engineering* [Povyshenie effektivnosti is-polzovaniya prirodnogo gaza v teploenergetike s pomoshchyu termohimicheskoy regeneratsii, *Promyshlennaya teplotekhnika*], vol. 31, no. 3, pp. 42–50.
2. Shudo, T., Takahashi, T. (2004), "Influence of Reformed Gas Composition on HCCI Combustion of Onboard Methanol-Reformed Gases", *SAE Technical Paper Series*, 8–10 June, pp. 23–31.
3. Vizcaino, A.J. (2008), "Ethanol steam reforming on Ni/Al₂O₃ catalysts: Effect of Mg addition", *International Journal of Hydrogen Energy*, nr 33, pp. 3489–3492.
4. Aupretre, F. (2005). "Ethanol steam reforming over Mg_xNi_{1-x}Al₂O₃ spinel oxide-supported Rh catalysts", *Journal of Catalysis*, nr 233, pp. 464–477.
5. Arteaga, L.E. (2008), "Bioethanol steam reforming for ecological syngas and electricity production using a fuel cell SOFC system", *Chemical Engineering Journal*, nr 136, pp. 256–266.
6. Sun, J. (2004), "Hydrogen from steam reforming of ethanol in low and middle temperature range for fuel cell application", *International Journal of Hydrogen Energy*, nr 29, pp. 1075–1081.
7. "Ship motors Volvo Penta" ["Sudovyye progulochnyye dvigateli Volvo Penta"], available at: http://www.kvartet.biz/ru/volvopenta_marine_leisure_engines/.

Надійшла до редакції 15.07.2018 р.

Ткач Михайло Романович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mykhaylo.tkach@nuos.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4944-7113>.

Тимошевський Борис Георгійович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: borys.tymoshevskyy@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4649-702X>.

Митрофанов Олександр Сергійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mitrofanov.al.ser@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-3460-5369>.

Познанський Андрій Станіславович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: andreypoznansky@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-4351-7504>.

Проскурін Аркадій Юрійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-5225-6767>.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВС МАЛОТОННАЖНЫХ СУДОВ ПРИМЕНЕНИЕМ ДОБАВОК СИНТЕЗ-ГАЗА

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский, А.Ю. Проскурин

При использовании альтернативных топлив в ДВС, в первую очередь необходимо учитывать их физико-химические свойства, которые вносят значительные коррективы в способ организации рабочего процесса и существенно влияют на эффективные и экологические показатели двигателя и всей энергетической установки в целом. Представлены результаты исследований работы двигателя 4Ч 10,16/9,1 с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием при работе на этаноле с добавками синтез-газа. Получены индикаторные диаграммы и диаграммы изменения температуры газов в цилиндре двигателя при работе на этаноле и с добавкой синтез-газа. Установлено, что рост индикаторного КПД двигателя с искровым зажиганием на 10,5% достигается при величине массовой добавки синтез-газа в этанола 1...10% за счет повышения коэффициента избытка воздуха α до 0,98...1,2 при сгорании смеси этанола и синтез-газа (для этанола - 0,85...0,95), что приводит к уменьшению тепловых потерь, снижению температуры отработавших газов и сокращения выбросов токсичных веществ, при этом рост величины добавки синтез-газа приводит к росту индикаторного КПД двигателя. Доказано, что добавка синтез-газа в этанол уменьшает общую продолжительность сгорания смеси на 45% и улучшает экологические показатели работы двигателя.

INCREASING THE EFFICIENCY OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE FOR LOW-TONAGE SHIPS BY ADDING SYNTHESIS GAS

M.R. Tkach, B.G. Tymoshevskyy, O.S. Mytrofanov, A.S. Poznanskyi, A.Yu. Proskurin

When using alternative fuels in ICE, it is first of all necessary to take into account their physicochemical properties, which introduce significant adjustments to the way the work process is organized and significantly affect the effective and environmental performance of the engine and the entire power plant as a whole. Presented are the results of studies of the engine operation 4 × 10,16 / 9,1 with spark ignition and external mixture formation when working on ethanol with synthesis gas additives. Obtained indicator charts and diagrams of gas temperature changes in the cylinder of the engine when working on ethanol and with the addition of synthesis gas. It is established that an increase in the indicator efficiency of a spark ignition engine by 10.5% is achieved with a mass addition of synthesis gas in ethanol of 1...10% due to an increase in the excess air factor α to 0.98...1.2 when combustion of a mixture of ethanol and synthesis gas (for ethanol - 0.8...0.95), which leads to a reduction in heat losses, a decrease in the temperature of the exhaust gases and a reduction in emissions of toxic substances, while an increase in the amount of the synthesis gas additive leads to increase in the indicator efficiency of the engine. It is proved that the addition of synthesis gas to ethanol reduces the total mixture burning time by 45% and improves the environmental performance of the engine.

ЭФФЕКТ ВНУТРИЦИЛИНДРОВОГО КАТАЛИЗА В ДИЗЕЛЯХ

На основе анализа особенностей внутрицилиндрового катализа при покрытии поверхности камеры сгорания каталитическим слоем, кинетики сгорания и проведенных экспериментальных исследований предпринята попытка раскрыть механизм положительных топливно-экологических эффектов в дизелях с непосредственным впрыскиванием топлива. Ускорение каталитических реакций обеспечивается адсорбцией реагентов на поверхности катализатора, воздействием на реакции силового поля катализатора и активных частиц. Усиление каталитического эффекта может быть достигнуто за счет свойствами катализатора, технологии нанесения покрытия, оптимальным сочетанием скорости движения заряда, угла рассеивания струи топлива и формы камеры сгорания. Характеристики скорости тепловыделения, определенные в результате обработки индикаторных диаграмм одноцилиндрового дизеля при работе с поршнем без покрытия и с поршнем, имеющим каталитическое покрытие поверхности камеры на основе Mn_xO_y , позволили подтвердить положительный эффект катализа и определить периоды сгорания, при которых этот эффект проявляется.

Введение. Одно из направлений дальнейшего совершенствования экономических и экологических показателей дизелей связано с реализацией возможностей внутрицилиндрового катализа. Внутрицилиндровый катализ предполагает увеличение скорости окислительных реакций при непосредственном воздействии на топливо или окислитель, а также нанесением каталитического слоя (покрытия) на поверхность металла-носителя камеры сгорания.

Воздействие на топливо обеспечивается совершенствованием технологии перегонки нефти, добавок всевозможных присадок или электромагнитной обработкой топлива [1-4]. Недостаток этого направления связан с дополнительным увеличением стоимости топлива, которая является основной составляющей затрат при эксплуатации двигателя.

Воздействие на окислитель осуществляется в основном озонированием воздуха, что позволяет увеличить скорость и полноту сгорания топлива [5,6]. Недостатком данного направления является необходимость применения относительно дорогостоящих озонирующих систем. К тому же озон, являясь сильнодействующим окислителем, при контакте со смазывающим маслом изменяет его свойства и способствует увеличению износа трущихся деталей двигателя.

К внутрицилиндровому катализу воздействием на окислитель можно отнести использование добавок воды к топливу или к воздуху, так как температура сжатия в цилиндре приводит к парообразованию до начала сгорания [7,8].

Наличие каталитического слоя на поверхности камеры сгорания способствует изменению условий взаимодействия топлива с окислителем у стенок камеры сгорания и, как следствие, ускорению реакций окисления в пристеночных зонах, а технология нанесения покрытия на поверхности камеры сгорания обеспечивает частичную теплоизоляцию,

которая, в свою очередь, позволяет ускорить испарение топлива и сократить продолжительности сгорания [9-12].

В результате, каталитические процессы позволяют увеличить полноту сгорания топлива, преобразовывать продукты неполного сгорания топлива, токсичные вещества – оксиды углерода (CO), углеводороды (C_nH_m), твердые частицы (PM) в безвредные вещества. Сокращение продолжительности сгорания дает возможность снижать выбросы оксидов азота (NO_x).

Когда речь идет о снижении выбросов токсичных веществ с целью защиты окружающей среды, используют термин «экологический катализ» [13]. Для процессов экологического катализа характерно превращение образующихся при сгорании токсичных веществ в безвредные соединения.

Цель работы. На основе анализа особенностей внутрицилиндрового катализа при покрытии поверхности камеры сгорания каталитическим слоем, кинетики сгорания и проведенных экспериментальных исследований раскрыть механизм положительных топливно-экологических эффектов в дизелях с непосредственным впрыскиванием топлива.

Особенности внутрицилиндрового катализа при покрытии поверхности камеры сгорания каталитическим слоем в дизелях

Для современных дизелей характерны реакции окисления в паровых оболочках отдельных испаряющихся капель топлива и в отдельных очагах вокруг локальных скоплений топлива, как в объеме, так и у поверхности камеры сгорания при взаимодействии реагентов за счет диффузии или за счет конвекции.

При наличии каталитического слоя на поверхности рассматривают две стадии реакций – физическую и химическую [13].

Физическая стадия проходит при подводе топлива и окислителя из газового объема сначала к

поверхности покрытия с последующим их переносом в поры этого покрытия. Учитывая, что скорость подвода реагирующих веществ к поверхности катализатора α , следовательно, и скорость реакций, пропорциональны величине внешней поверхности и линейной скорости газового потока, в дизелях целесообразно стремиться к увеличению поверхности камеры сгорания и реализовывать такие процессы при больших скоростях газового потока с использованием мелкозернистых катализаторов, позволяющих уменьшить размеры пор. К физической стадии реакций относят также теплообмен между поверхностью катализатора и газовым потоком.

В химической стадии каталитической реакции рассматривают физическую адсорбцию реагирующих веществ с последующим превращением ее в химическую форму адсорбции. Затем – взаимодействие сорбированных реагентов с образованием промежуточных поверхностных комплексов, превращение этих комплексов в конечные продукты и десорбция их в газовый объем. Следует отметить, что химические превращения также необходимо рассматривать в их взаимосвязи с физическими процессами переноса вещества (массы) и теплоты.

Считается, что в гетерогенных каталитических реакциях, характерных для дизелей, существенную роль играет адсорбция реагентов на поверхности катализатора. Скорость реакции будет увеличиваться, если молекулы реагирующих веществ адсорбируются на мельчайших частицах катализатора, что способствует более равномерному распределению концентраций этих молекул. Т.е. адсорбция создает условия для лучшего взаимодействия молекул друг с другом на поверхности катализатора за счет ослабления связи в молекулах реагентов и образования поверхностных промежуточных соединений, которые затем распадаются, а продукты реакции десорбируются.

Возможно также, что на гетерогенные каталитические реакции большое влияние оказывает силовое поле поверхностных атомов катализатора, под влиянием которого электронная структура адсорбированных молекул изменяется, что способствует быстрому химическому взаимодействию между молекулами.

Предполагается, что увеличению скорости каталитических реакций способствуют активные центры, образующиеся на поверхности катализатора и излучающие активные частицы [13]. Эти центры и активные частицы в геометрическом и энергетическом отношении могут быть неравноценными. В тоже время однозначного объяснения природы образования активных центров и их конкретной роли

в механизме каталитической реакции в настоящее время не имеется.

В современных дизелях с объемным и объемно-пленочным смесеобразованием высокое давление и значительная продолжительность впрыскивания топлива способствуют контакту топлива и его паров с боковыми стенками камеры сгорания. Если принять, что каталитический эффект может проявляться при взаимодействии паров топлива и промежуточных продуктов реакции горения с активными частицами, излучаемыми поверхностью поршня, то для усиления влияния каталитического эффекта в дизеле необходимо обеспечить оптимальное сочетание скорости движения вершины струи, угла рассеивания струи топлива и формы камеры сгорания [14].

Основные особенности кинетики сгорания топлива в дизелях с непосредственным впрыскиванием топлива.

Взаимодействие углеводородов топлива с окислителем в дизелях представляет собой совокупность разнородных химических процессов, решающую роль среди которых играют разветвленные цепные реакции. Скорость расходования исходного вещества в этих реакциях для однородной газообразной системы [15]:

$$w = -d[A]/dt = [A]_0 dx/dt = k[A]/n_c,$$

где, $[A]_0$ и $[A]$ – начальная и текущая концентрации исходного вещества; x – доля выгоревшего топлива; k – константа скорости реакции; n_c – концентрация активных центров (атомов и свободных радикалов).

Концентрация активных центров при взаимодействии топлива и окислителя определяется скоростью зарождения, разветвления и обрыва цепей (на стенке камеры сгорания). При высоком давлении среды в условиях дизеля обрывом цепей пренебрегают.

Процесс горения в дизелях характеризуется смесеобразованием и непосредственным сгоранием топлива. Кинетика сгорания рассматривает три основных периода сгорания в дизелях.

Первый период горения (период задержки воспламенения) отсчитывается от момента начала подачи топлива в цилиндр двигателя до момента начала цепочно-теплового взрыва. В этот период происходит развитие, прогрев и испарение струй топлива в объеме камеры сгорания, образование топливно-воздушной смеси и активных центров, совершаются предпламенные химические превращения без непосредственного горения.

Основным показателем данного периода принято считать его длительность, τ_i , которая зависит как от физических, так и от химических факторов и

оказывает существенное влияние на динамику и скорость тепловыделения в начальной стадии горения. Физические факторы характеризуются испарением и перемешиванием топлива с окислителем, составом смеси, конвективными потоками в камере сгорания. Химические факторы связаны, главным образом, с химическими свойствами топлива, т.е. энергией связи между молекулами.

В дизелях τ_i преимущественно зависит от физических факторов, которые определяют скорость взаимной диффузии топлива и окислителя. В упрощенном виде, но с достаточной точностью, зависимость периода воспламенения от начальных давлений и температур определяется выражением

$$\tau_i = A p_0^{-(n-1)} e^{(E_A/RT_n)}.$$

В результате обработки многочисленных экспериментальных данных различных двигателей А.И. Толстовым была предложена эмпирическая зависимость для определения длительности задержки воспламенения в виде [16]:

$$\tau_i = 3,8 \cdot 10^{-6} (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} n) \sqrt{T_n / P_n} e^{(E_A/8,314T_n)},$$

где n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; P_n , T_n – давление (МПа) и температура (К) газового заряда в момент начала впрыскивания топлива; e – основание натурального логарифма; E_A – условная энергия активации предпламенных реакций.

Известно, что энергия активации предпламенных реакций есть минимальная кинетическая энергия, которой должна обладать исходная система сверх своей начальной потенциальной энергии, чтобы в ней могло произойти рассматриваемое химическое превращение, т.е. является потенциальным барьером, который должна преодолеть система в ходе химической реакции. Из приведенных зависимостей следует, что при неизменном скоростном режиме работы двигателя и характеристике движения газового заряда на продолжительность периода задержки воспламенения может влиять только условная энергия активации предпламенных реакций.

Химические процессы в камере сгорания дизелей протекают в топливно-окислительной системе, функционирующей при высоких температурах. Условная энергия активации в данном случае и, следовательно, скорость реакций определяется в основном химическими свойствами топлива и составом смеси. Продолжительность первого периода сгорания в современных дизелях соответствует развитию струи 0,3...0,6 от максимальной ее длины, в зависимости от цикловой подачи топлива. За этот период горения каталитическое воздействие поверхности поршня на процесс маловероятно и не

может быть связано с воздействием каталитической поверхности и изменением температуры стенок камеры сгорания [16].

Второй период горения (сгорание топлива при продолжающемся процессе топливоподачи) отсчитывается от момента начала цепочно-теплого взрыва до момента окончания подачи топлива. В этот период происходит вспышка паров топлива, образовавшихся в начальный период, резкий рост скорости тепловыделения, быстрый прогрев и активация зоны вокруг оболочки струй топлива. После достижения максимума вследствие выгорания топлива, испарившегося в начальный период, скорость тепловыделения начинает падать, а затем вновь возрастает из-за резкого повышения температуры и мгновенного испарения значительной части капель топлива продолжающих движение струй.

Испарение капель топлива интенсивно происходит как в переднем фронте струи, так и в ее оболочке. По закону Срезневского скорость испарения характеризуется уменьшением диаметра испаряющейся капли:

$$d_t^2 = d_0^2 - K_{tv},$$

где d_t , d_0 – начальное и текущее значения диаметра капли; K – константа испарения; tv – время от начала испарения капли до текущего момента времени.

На скорость испарения капель топлива, при повышении температуры и давления в результате начавшего горения, оказывают влияние молекулярная и турбулентная диффузии, теплопроводность и радиационный теплообмен. Молекулярная диффузия и теплопроводность увеличивают скорость испарения, а турбулентная диффузия и радиационный теплообмен – уменьшают ее. В результате, константа испарения на начальном участке горения изменяется мало и каталитическое покрытие поршня не может оказать на нее заметного влияния.

Третий период развитого диффузионного горения и догорания продуктов неполного сгорания топлива (иногда этот период разделяют на два периода) отсчитывается от момента окончания подачи топлива до момента окончания горения. Скорость горения в этот период зависит в основном от коэффициента избытка воздуха, степени расслоения заряда и от молекулярной и турбулентной диффузий, т.е. от особенностей распределения топлива и воздушного заряда с учетом формы камеры сгорания. Но в любом случае интенсивность горения в этот период заметно падает. Это связано с

существенным уменьшением количества кислорода и усложнением условий его подвода в зоны горения. Горение в этот период неполное, что приводит к увеличению объемной доли оксида углерода (CO) и углеводородов (C_nH_m), продуктов неполного сгорания.

Автоускорение реакций в данном случае зависит от скорости поступления и расходования кислорода в локальных зонах, богатых топливом и продуктами неполного сгорания. Такими зонами, в первую очередь, является скопление топлива у поверхности камеры сгорания. Естественно, можно предположить, что именно в этот период каталитическое покрытие камеры сгорания, химическая адсорбция и дополнительные активные центры будут способствовать увеличению скорости реакций и полноте сгорания топлива.

Так как в переднем фронте струи скапливается значительная масса топлива, скорость его испарения будет существенно зависеть от характера взаимодействия струи со стенкой и газодинамики заряда в пристеночной зоне. При взаимодействии струи со стенкой поршня образуется двухфазный пристеночный слой, в котором происходит временное снижение скорости испарения топлива. На скорость испарения топлива в этом случае определенное влияние будут оказывать продолжительность контакта фронта струи со стенкой и температура стенок камеры сгорания в поршне. Степень снижения скорости испарения распыленного топлива от взаимодействия его со стенками камеры сгорания можно оценить по степени уменьшения скорости сгорания в этот период [17].

Анализ характеристик скорости тепловыделения

Горение двухфазной смеси в дизелях представляет собой сложный комплекс физико-химических процессов, определяющих скорость, полноту и своевременность сгорания. Данные процессы характеризуются испарением (фазовым превращением) топлива, тепло- и массопереносом, динамикой изменения полей концентраций и температуры в топливном факеле и цилиндре. Разделить показатели процессов испарения, диффузии и теплопередачи, необходимые для описания закономерностей их изменения и идентификации, практически невозможно, тем более при наличии катализатора. Но если определить роль физических процессов лишь как подготовку горючей смеси к смесеобразованию и рассматривать процесс горения только как химическое явление, то возможно представление процесса горения распыленного топлива через скорость тепловыделения.

Скорость тепловыделения достаточно надеж-

но определяется при индицировании двигателя, и если величину скорости тепловыделения отнести к располагаемой теплоте сгорания, то в результате получим массовую скорость сгорания топлива, или с точки зрения химической кинетики – скорость преобразования исходного вещества в продукты реакции. Использование общих законов химической кинетики с учетом физико-химических особенностей сгорания распыленного топлива в дизелях позволяет определить основные влияющие факторы этого процесса и зависимость показателей сгорания от этих факторов. Отклонения в закономерностях протекания реального процесса от теоретических соотношений целесообразно учесть эмпирическими коэффициентами, значения которых определяется идентификацией полученной модели процесса сгорания по экспериментальным характеристикам тепловыделения.

Рассмотрим характеристики скорости тепловыделения при работе дизеля с поршнем без покрытия и с поршнем, имеющим каталитическое покрытие поверхности камеры сгорания (рис. 1). Характеристики скорости тепловыделения получены обработкой индикаторных диаграмм, снятых при исследовании одноцилиндрового дизеля. Дизель последовательно был укомплектован исходным вариантом поршня из алюминиевого сплава АЛ 25 и опытным поршнем из алюминиевого сплава АЛ 25 с каталитическим покрытием камеры сгорания на основе Mn_2O_3 . Скоростной режим, цикловая подача, регулировочные параметры двигателя, показатели окружающей среды при исследованиях выдерживались строго идентичные. Необходимо отметить, что индикаторные диаграммы были сняты при исследовании именно с покрытием на основе оксидов марганца, хотя эффект каталитического покрытия на основе оксидов кобальта был выше [18].

В современных форсированных дизелях с объемным и объемно-пленочным смесеобразованием процесс смесеобразования определяется закономерностями развития струй топлива, распределением топлива в объеме камеры сгорания, дисперсностью распыливания топлива, взаимодействием топливных струй с воздушным зарядом и стенками камеры сгорания. В свою очередь, на различных стадиях процесса горения в различных зонах камеры сгорания скорость сгорания топлива лимитируется скоростью испарения, диффузии или химического реагирования. Степень влияния этих процессов определяют для каждого из последовательных периодов сгорания через концентрацию в зоне горения паров топлива, кислорода или активных центров.

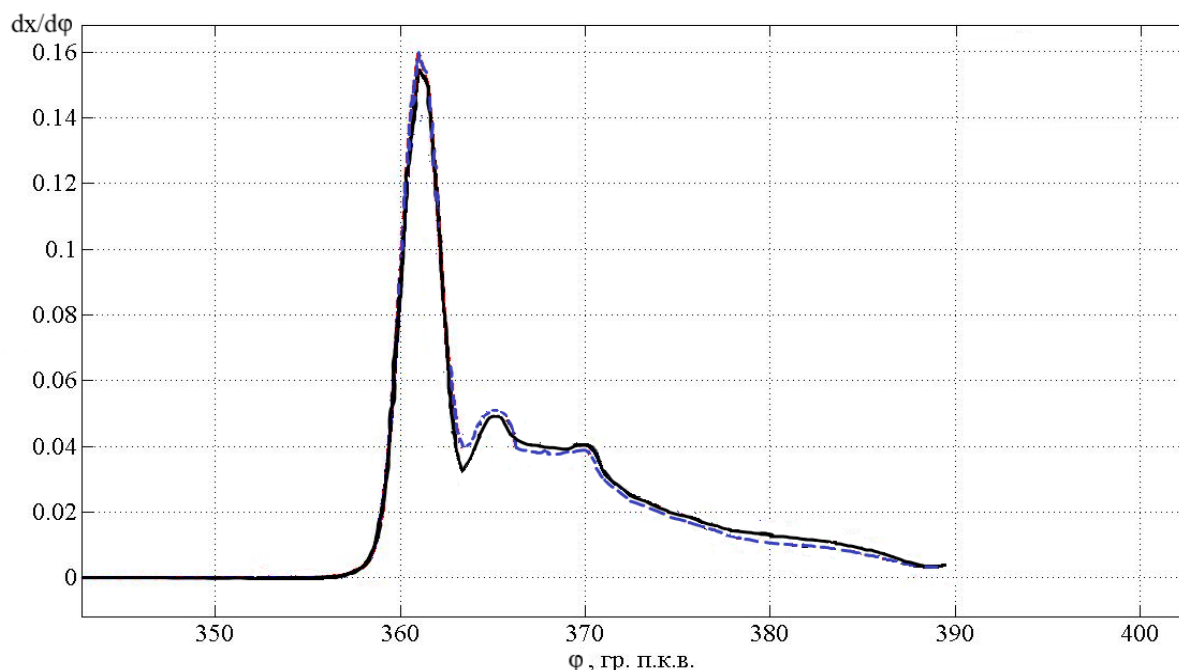


Рис. 1. Характеристики скорости тепловыделения дизеля с поршнем без покрытия и с поршнем, имеющим каталитическое покрытие поверхности камеры сгорания на основе Mn_xO_y :

— поршень из алюминиевого сплава АЛ 25 без покрытия;

- - - - - поршень из алюминиевого сплава АЛ 25 с каталитическим покрытием камеры сгорания

На продолжительность первого периода, определяемого условиями начального развития струй и их взаимодействием с воздушным зарядом при прочих равных условиях, покрытие поверхности камеры сгорания не оказывает влияния (рис. 1).

Высокое давление и значительная продолжительность впрыскивания топлива приводит к контакту топливных струй с боковыми стенками камеры сгорания. Так как в переднем фронте струи скапливается значительная масса топлива, скорость его испарения будет существенно зависеть от характера взаимодействия струи со стенкой и газодинамики заряда в пристеночной зоне.

При взаимодействии струи со стенкой поршня образуется двухфазный пристеночный слой. На скорость испарения топлива в этом случае определенное влияние будет оказывать температура стенок поршня.

Для условий смесеобразования исследуемого дизеля характерна значительная неравномерность длин струй от распыливающих отверстий распылителя до стенки камеры сгорания, что предопределяет контакт коротких струй со стенкой в более ранней стадии второго периода сгорания.

Именно этим можно объяснить незначительное увеличение скорости тепловыделения в начальной стадии второго периода и максимального значения скорости тепловыделения. После достижения максимума вследствие выгорания топли-

ва, испарившегося в начальный период, скорость тепловыделения начинает падать. Причем, как видно из характеристик, падение скорости тепловыделения с поршнем, имеющим каталитическое покрытие, менее значительно с последующим ее возрастанием. По-видимому, именно на эту фазу сгорания (окончание второго периода) оказывают наиболее существенное влияние активные центры, образующиеся на каталитическом покрытии, увеличивая скорости реакций.

Участие в реакции дополнительных активных центров и ускорение испарения топлива у стенок камеры сгорания, по данным полученных при экспериментах, позволяет снизить расход топлива и токсичные выбросы с отработавшими газами. Следует отметить, что более полное сгорания топлива во втором периоде сгорания позволяет сократить третий период диффузионного сгорания наименее эффективного с точки зрения получения полезной работы.

Выводы

Согласно современной теории механизм внутрицилиндрового катализа при покрытии поверхности камеры сгорания каталитическим слоем в дизелях связан с адсорбцией реагентов на поверхности катализатора, воздействием на реакции силового поля катализатора и активных частиц, способствующих увеличению скорости реакции. Усиление

каталитического эффекта обеспечивается, свойствами катализатора, технологией нанесения покрытия, а также оптимальным сочетанием скорости движения заряда, угла рассеивания струи топлива и формы камеры сгорания.

Покрытие поверхности камеры сгорания каталитическим слоем в дизелях не оказывает заметного влияния на протекание каталитических реакций в период задержки самовоспламенения и в начальный период горения.

В период сгорания топлива при продолжающемся процессе топливоподачи и сразу же после ее окончания, когда скорость реакций существенно зависит от характера взаимодействия струи со стенкой и газодинамики заряда, каталитическое покрытие камеры сгорания способствует увеличению скорости реакций и полноте сгорания топлива за счет химической адсорбции и дополнительных активных центров.

На скорость испарения топлива в этом случае определенное влияние оказывает продолжительность контакта со стенкой фронта струи и температура стенок поршня.

Описанный эффект подтверждается характеристикой скорости тепловыделения, определенной обработкой индикаторной диаграммы, которая была получена в результате исследования одноцилиндрового дизеля при работе с поршнем без покрытия и с поршнем, имеющим каталитическое покрытие поверхности камеры на основе Mn_xO_y .

Список литературы:

1. Ma Y. The effect of a homogeneous combustion catalyst on exhaust emissions from a single cylinder diesel engine / Y. Ma, M. Zhu, D. Zhang // *Applied Energy*. – 2013. – Vol. 102. – pp. 556-562.
2. Al Ali Y. Potential for improving vehicle fuel efficiency and reducing the environmental pollution via fuel ionization / Al Ali Y., Hrairi M., Al Kattan, I. // *Int. J. Environ. Sci. Technol.* – 2012. – Vol. 9, Issue 3. – pp. 495-502. DOI: [10.1007/s13762-012-0053-7](https://doi.org/10.1007/s13762-012-0053-7).
3. Patel P.M. Effect of magnetic field on performance and emission of single cylinder four stroke diesel engine / P.M. Patel, G.P. Rathod, T.M. Patel // *IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN)*. – 2014. – Vol. 04, Issue 05. – pp. 28-34.
4. Звонов В.А. Влияние на рабочий процесс ДВС активирования топлива внешними физическими воздействиями / В.А. Звонов, Н.А. Макаров // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2008. – №2. – С. 112-121.
5. Ноженко Е.С. Экологизация транспорта путем озонирования топлива / Е.С. Ноженко, В.И. Могила, Н.И. Горбунов // *Наукові нотатки: міжвузівський збірник*. – 2012. – Вип. 37. – С. 251-255.
6. Пилатов А.Ю. Теоретическое обоснование озонирования свежего заряда дизельного двигателя: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.04.02- Тепловые двигатели / Пилатов Александр Юрьевич. – Минск, 2011. – 20 с.
7. Christopher J. Chadwell, Effect of Diesel and Water Co-injection with Real-Time Control on Diesel Engine Performance and Emissions / Christopher J. Chadwell,

- Philip J. G. Dingle. // *SAE 2008-01-1190*. – 2008. – 12 p. 8.
- Maiboom A. NOx and PM emissions reduction on an automotive HSDI Diesel engine with water-in-diesel emulsion and EGR: An experimental study / A. Maiboom, X. Tazua // *Fuel*. – 2011. – Vol.90, Issue 11. – pp. 3179-3192.
9. Парсаданов І.В. Підвищення екологічності дизелів шляхом внутрішньоциліндрової нейтралізації токсичних речовин відпрацьованих газів / І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, В.О. Хижняк, Г.В. Каракурчі // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – №2. – С.63-67.
10. Vijaya Kumar K.R. The Effect of Thermal Barrier Coatings on Diesel Engine Performance of PZT Loaded Cyanate Modified Epoxy Coated Combustion Chamber / K.R. Vijaya Kumar, V. Sundareswaran // *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*. – 2011. – Vol. 5. – N. 5. – P. 403 – 406.
11. Sathiyagnanam A.P. Effect of Thermal-Barrier Coating plus Fuel Additive for Reducing Emission from Di Diesel Engine / A.P. Sathiyagnanam, C.G. Saravanan and S. Dhandapani // *Proceedings of the World Congress on Engineering*. – 2010. – June 30 - July 2, 2010, London, U.K. – 2010.
12. Марченко А.П. Особливості температурного стану стінки камери згоряння поршня з шаром теплоізоляції в зоні наявності паливної плівки / А.П. Марченко, В.В. Пильов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2014. – №1. – С. 3-7.
13. Власенко В.М. Экологический катализ / В.М. Власенко. – К.: Наукова думка, 2010. – 237 с.
14. Парсаданов І.В. Обґрунтування вибору форми камери згоряння при застосуванні каталітичного покриття на поверхні поршня / І.В. Парсаданов, В.О. Хижняк, І.В. Рыкова // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2017. – №2. – С.18-21.
15. Семенов Н.Н. Развитие теории цепных реакций и теплового воспламенения / Н.Н. Семенов. – М., 1969. – 94 с.
16. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев. – Х.: Вища школа. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1980. – 169 с.
17. Марченко А.П. Удосконалення математичної моделі випаровування паливної плівки зі стінки камери згоряння дизеля / А.П. Марченко, В.В. Пильов, І.І. Сукачев // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №42.
18. Парсаданов І.В. Дослідження дизеля з каталітичним покриттям поверхні камери згоряння / І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, І.М. Карягін, В.О. Хижняк, Д.С. Андричук // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2015. – №2. – С.69-72.

Bibliography (transliterated):

1. Ma, Y., Zhu, M., Zhang, D., (2013) "The effect of a homogeneous combustion catalyst on exhaust emissions from a single cylinder diesel engine", *Applied Energy*, Vol. 102, pp. 556-562.
2. Al Ali, Y., Hrairi, M., Al Kattan, I. (2012), "Potential for improving vehicle fuel efficiency and reducing the environmental pollution via fuel ionization", *Int. J. Environ. Sci. Technol.*, Vol. 9, Issue 3, pp. 495-502. DOI: [10.1007/s13762-012-0053-7](https://doi.org/10.1007/s13762-012-0053-7).
3. Patel, P.M., Rathod, G.P., Patel, T.M., (2014) "Effect of magnetic field on performance and emission of single cylinder four stroke diesel engine", *IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN)*, Vol. 04, Issue 05, pp. 28-34.
4. Zvonov, V.A., Makarov, N.A., (2008), Influence on the process of internal combustion engine activation of fuel by external physical effects [«Влияние на рабочий процесс ДВС активирования топлива внешними физическими воздействиями»], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, №2, p.p. 112-121.
5. Nozhenko, E.S., Grave, V.I., Gorbunov, N.I., Nozhenko, E.S., (2012), «Ecologization of transport by fuel ozonation», [«Jekologizacija transporta putem ozonirovanija

topлива», *Naukovi notatki: mizhvuzivs'kij zbirnik*, № 37, P. 251-255. 6. Pilatov, A.Ju., (2011), Theoretical justification of ozonization of a fresh charge of a diesel engine [Teoreticheskoe obosnovanie ozonirovaniya svezhego zarjada dizel'nogo dvigatelja: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk], Minsk., 20 p. 7. Christopher J. Chadwell, Philip J. G. Dingle, (2008) «Effect of Diesel and Water Co-injection with Real-Time Control on Diesel Engine Performance and Emissions», SAE 2008-01-1190, 12 p. DOI: 10.4271/2008-01-1190. 8. Maiboom, A., Tazua, X., (2011), "NOx and PM emissions reduction on an automotive HSDI Diesel engine with water-in-diesel emulsion and EGR: An experimental study", *Fuel*, Vol.90, Issue 11, pp. 3179-3192. DOI: 10.1016/j.fuel.2011.06.014. 9. Parsadanov, I.V., Sahnenko, M.D., Hizhnjak, V.O., Karakurkchi, G.V., (2016), «Increasing the ecology of diesels by intracollision neutralization of toxic substances of exhaust gases», [«Pidvishhennja ekologichnosti dizeliv shljahom vnutrishn'ocilindrovoi nejtralizacii toksichnih rechovin vidprac'ovanih gaziv»], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, №2, p.p.63-67. 10. K.R. Vijaya Kumar, V. Sundareswaran, (2011), "The Effect of Thermal Barrier Coatings on Diesel Engine Performance of PZT Loaded Cyanate Modified Epoxy Coated Combustion Chamber", *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, Vol. 5, N. 5, p.p. 403 – 406. 11. Sathiyagnanam, A.P., Saravanan, C.G. and Dhandapani, S., (2010), Effect of Thermal-Barrier Coating plus Fuel Additive for Reducing Emission from Di Diesel Engine, *Proceedings of the World Congress on Engineering*, June 30 - July 2, 2010, London, U.K. 12. Marchenko, A.P., (2014), «Features of the temperature state of the wall of the combustion chamber of the piston with a layer of thermal insulation in the zone of the presence of a fuel film» [«Osoblyvosti temperaturnoho stanu stinky

kamery zghoriannia porshnia z sharom teploizolatsii v zoni naiavnosti palyvnoi plivky»], *Dvyhateli vnutrennego shoranyia*, №1, p.p. 3-7. 13. Vlasenko, V.M. (2010), Ecological catalysis [Jekologicheskij kataliz], K.: Naukova dumka, 237 pp. 14. Parsadanov, I.V., Khyzhniak, V.O., Rykova, I.V., (2017), «Substantiation of the choice of the shape of the combustion chamber with the application of a catalytic coating on the surface of the piston», [«Obgruntuvannia vyboru formy kamery zghoriannia pry zastosuvanni katalitych-noho pokryttia na poverkhni porshnia»], *Dvyhateli vnutrennego shoranyia*, №2. p.p.18-21. 15. Semenov, N.N. (1969), Development of the theory of chain reactions and thermal ignition, [Razvitie teorii cepnyh reakcij i teplovogo vosplamnenija], M., 94 p. 16. Ralleytsev, N.F., (1980), Modeling and optimization of combustion process in diesel engines [Modelirovanie i optimizacija processa sgoraniya v dizeljah], Higher school. Publishing house at Kharkov. Un-that, 169 p. 17. Marchenko, A.P., Pylov, V.V., Sukachev, I.I., (2011), "Improvement of the mathematical model of evaporation of a fuel film from the wall of the combustion chamber of a diesel engine", [«Udoskonalennia matematychnoi modeli vyparovuvannia palyvnoi plivky zi stinky kamery zghoriannia dyzelia»], *Bulletin of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute". Collection of scientific works. Thematic issue: Mathematical modeling in technology and technologies.* - Kharkiv: NTU "KhPI", №42. 18. Parsadanov, I.V., Sahnenko, M.D., Ved, M.V., Kariahin, I.M., Khyzhniak, V.O., Androshchuk, D.S., (2015), «Research of diesel engine with catalytic coating of combustion chamber surface», [«Doslidzhennia dyzelia z katalitychnym pokryttiam poverkhni kamery zghoriannia»], *Dvyhateli vnutrennego shoranyia*, №2, p.p. 69-72.

Поступила в редакцию 04.06.02018 г.

Парсаданов Ігор Володимирович – докт. техн. наук, проф., гол. наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail; parsadanov@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0003-0587-4033>.

Строков Олександр Петрович – докт. техн. наук, проф., проф. кафедри автомобільного та транспортних технологій Класичного приватного університету, Запоріжжя, Україна.

Рикова Інна Віталіївна – канд. техн. наук, с.н.с., старш. наук співр. кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, <http://orcid.org/0000-0002-5348-8199>.

ЭФФЕКТ ВНУТРИШНЬОЦИЛИНДРОВОГО КАТАЛИЗУ В ДИЗЕЛІ

I.V. Parsadanov, O.P. Strokov, I.V. Rykova

На основі аналізу особливостей внутрішньоциліндрового каталізу при покритті поверхні камери згоряння каталітичним шаром, кінетики згоряння і проведених експериментальних досліджень зроблена спроба розкрити механізм позитивних паливно-екологічних ефектів в дизелях з безпосереднім вприскуванням палива. Прискорення каталітичних реакцій забезпечується адсорбцією реагентів на поверхні каталізатора, впливом на реакції силового поля каталізатора і активних частинок. Посилення каталітичного ефекту може бути досягнуто за рахунок властивостей каталізатора, технології нанесення покриття, оптимального поєднання швидкості руху заряду, кута розсіювання струменя палива і форми камери згоряння. Характеристики швидкості тепловиділення, визначені в результаті обробки індикаторних діаграм однокіліндрового дизеля при роботі з поршнем без покриття та з поршнем, що має каталітичне покриття поверхні камери на основі Mn_xO_y , дозволили підтвердити позитивний ефект каталізу і визначити періоди згоряння, при яких цей ефект проявляється.

EFFECT OF IN-CYLINDER CATALYSIS IN DIESEL ENGINES

I.V. Parsadanov, A.P. Strokov, I.V. Rykova

On the basis of analysis of the features of intra-cylinder catalysis during the coating of the combustion chamber surface by the catalytic layer, of combustion kinetics and experimental studies, an attempt was made to disclose the mechanism of positive fuel-ecological effects in diesel engines with direct injection of fuel. Acceleration of catalytic reactions is ensured by adsorption of reagents on the surface of the catalyst, action on the force field of the catalyst and on active particles. Enhancement of the catalytic effect can be achieved by changing the properties of the catalyst, coating technology, the optimal combination of the velocity of the charge, the angle of dispersion of the fuel jet and the shape of the combustion chamber. The characteristics of the heat release rate determined as a result of processing the indicator diagrams of a single-cylinder diesel engine when working with a uncoated piston and with a piston having a catalytic coating on the surface of a Mn_xO_y -based chamber allowed to confirm the positive catalysis effect and determine the combustion periods at which this effect manifests itself.

Нгуен Ван Зионг, А.В. Белогуб

РАСЧЁТ ПРОЦЕССА ТЕПЛООТДАЧИ В ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ ТИПА Д-100 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИЗВЕСТНЫХ α -ФОРМУЛ

При разработке конструкций альтернативных поршней для двигателей типа Д100 авторы настоящего исследования столкнулись с проблемой моделирования тепловых граничных условий, которые непосредственно связаны с конкретным рабочим процессом. В работе проведено моделирование рабочего процесса 2х-тактного дизеля со встречно движущимися поршнями для анализа влияния применяемых для расчета различных формул коэффициента теплоотдачи (α -формул) на тепловой баланс двигателя. Проанализировано девять α -формул известных авторов для номинального и частичных режимов. Моделирование показало, что при применении известных α -формул с оригинальными коэффициентами средняя по циклу теплоотдача в стенки на номинальном режиме составляет от 1,4 до 13%, т.е. отличается практически в 10 раз. Кроме того, все значения средней теплоотдачи занижены. Показано, что любую из рассмотренных формул можно модифицировать для применения к исследуемому двигателю путем изменения одного из входящих коэффициентов, что требует соответствующих экспериментальных данных. Приняв потерю тепла в стенки, равную 20%, авторы получили для каждой из α -формул один из коэффициентов, удовлетворяющих принятому условию. Сравнение с имеющимися экспериментальными данными, полученными для данного двигателя Г.Б. Розенбитом, показало, что для рассмотренного типа двигателя предпочтительно применение α -формулы, предложенной Р.З. Кавтарадзе и модифицированной по результатам эксперимента.

Введение

Для синтеза конструкций деталей и узлов поршневого двигателя, обязательно включающего в себя анализ теплового и силового нагружения, необходимо иметь параметры этого нагружения. Источником исходных данных при этом являются либо результаты экспериментальных исследований аналогов, либо результаты теплового расчета двигателя. Очевидно, что для новых изделий второй подход является предпочтительным.

В широко известных методиках расчета рабочего процесса, например, [1,2], для определения тепловых потоков между головкой цилиндра, цилиндром, поршнем используются различные способы определения теплопередачи от рабочего тела или к нему.

Корректность теплового расчета ДВС существенно зависит, в том числе, и от точности расчета процесса теплоотдачи в стенки цилиндра, днища поршня, головки цилиндра, точнее от того, с какой точностью мы найдём коэффициент теплоотдачи α_T , для расчета которого широко используются так называемые α -формулы. Эти формулы получены с использованием теории подобия и результатов эксперимента на конкретных двигателях. Часто эти формулы получены для номинального режима. При этом авторы известных формул (именем которых они и названы) делают достаточно много оговорок, связанных с использованием теории подобия. Например, использование средней скорости поршня вместо мгновенной скорости потока, диаметра поршня как определяющего линейного размера и др. Это приводит к приближенному учету всех физических факторов, влияющих на коэффициент

теплопередачи на протяжении всего цикла, известным отклонениям от требований теории подобия.

В настоящее время существует достаточно много методов определения коэффициентов теплоотдачи, а также множество трудов по использованию этих формул в дизельных и бензиновых ДВС [3,4,5,6]. Однако применимость данных зависимостей ко всему диапазону двигателей проанализирована недостаточно. В частности, авторы настоящего исследования столкнулись с проблемой моделирования тепловых граничных условий для синтеза конструкции облегченного поршня для семейства дизелей Д100. Особенно остро проблема стоит при определении тепловых нагрузок в переходных процессах.

Цель исследования

Целью данного исследования является анализ применимости различных α -формул для теплового расчета 2х-тактного дизеля со встречно движущимися поршнями и выбор методики расчёта процесса теплоотдачи (формул для определения α_T), позволяющей выполнить тепловой расчет с минимальным отклонением от экспериментальных значений для всего диапазона работы двигателя.

Основная часть

Инструмент. Для проведения исследования по известным методикам [1,2] была разработана программа расчета индикаторной диаграммы, при этом, кроме известных допущений, принято значение коэффициента теплоотдачи в стенки цилиндра и днища поршней постоянными по всей поверхности, а для настройки программы и предварительного анализа принято, что доля теплоты на охлаждение на номинальном режиме равна 20% от внесен-

ной теплоты. Для моделирования процесса сгорания принята расширенная модель И.И. Вибе [9].

Программа расчета написана в среде «Матлаб» с использованием оператора цикла для расчета параметров газов в цилиндре.

Выбор методики расчёта теплообмена

Для расчёта теплообмена в ДВС используются α -формулы, предложенные Г. Вошни, В. Аннандом, И. М. Лениным – А.В. Костровым, В. Нусельтом, Г. Хохенбергом, Г. Эйхельбергом, Х. Цапфом, Р. З. Кавтарадзе, Н. Р. Брилингом и другими.

Формула Г. Вошни [1]:

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot \frac{(P_i \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot \omega_i^{0,8}}{T_i^{0,53} \cdot D^{0,2}}, \quad (1)$$

где D – диаметр цилиндра, м; ω_i – текущая скорость движения газов в цилиндре, м/с; $C_{\text{баз}} = 130$ – постоянный коэффициент.

В период газообмена и сжатия

$$\omega_i = \left(2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_r}{C_m} \right) \cdot C_m. \quad (2)$$

В период сгорания и расширения

$$\omega_i = \left(2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_r}{C_m} \right) \cdot C_m + 3,24 \cdot 10 - 3 \cdot \frac{T_i}{P_i \cdot V_i} V_h \cdot \left[P_i - P_v \cdot \left(\frac{V_v}{V_i} \right)^{nc} \right]. \quad (3)$$

где V_v – объём цилиндра в начале сжатия, м³; P_v – давление газов в цилиндра в начале сжатия, Па; V_h – рабочий объём, м³; C_m – средняя скорость поршня, м/с; C_r – тангенциальная составляющая скорости рабочего тела относительно поверхности стенок цилиндра, м/с; nc – среднее значение показателя политропы на участке сжатия.

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (4)$$

где S – ход поршня, м; n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Формула В. Аннанда [8].

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot \lambda_i \cdot \frac{\rho_i^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\mu_{\text{dini}}^{0,7} \cdot D^{0,3}} + 2,1 \cdot 10^{-13} (T_i^4 - T_w^4), \quad (5)$$

где λ_i , ρ_i , μ_{dini} – соответственно, текущая теплопроводность, Вт/(м·К); текущая плотность, кг/м³; текущая динамическая вязкость смеси газов в цилиндре, Па·с; $C_{\text{баз}} = 0,26$ – постоянный коэффициент.

Величины, входящие в уравнение (5), рассчитываются с использованием следующих зависимостей:

$$\lambda_i = 0,000361 \cdot T_i^{0,75}, \quad (6)$$

$$\rho_i = 3,49 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{P_i}{T_i}, \quad (7)$$

$$\mu_{\text{dini}} = 0,56 \cdot 10^{-6} \cdot T_i^{0,62}. \quad (8)$$

Формула И.М. Ленина – А.В. Кострова [9].

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot C \cdot \sqrt[3]{P_i^2 \cdot T_i} \cdot (A + B \cdot \omega_{cp}) + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4}{T_i - T_w}, \quad (9)$$

где $A = 1$, $B = 0,055$, $C = 0,99$ – коэффициенты, предложенные И. М. Лениным и А. Н. Костровым; $C_{\text{баз}} = 1,163$ – постоянный коэффициент; T_w – температура стенки цилиндра.

В уравнении (9) величина ω_{cp} рассчитывается следующим образом:

$$\omega_{cp} = \gamma_r \cdot V_h \cdot n \cdot 30 \cdot f_s, \quad (10)$$

где γ_r – коэффициент остаточных газов; f_s – площадь проходных сечений выпускных клапанов;

Формула В. Нусельта [5].

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot \left[1 + 1,24 \cdot C_m \cdot \sqrt[3]{(P_i \cdot 10^{-5})^2 \cdot T_i} + \frac{\left(\frac{T_i}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4}{T_i - T_w} \right], \quad (11)$$

$C_{\text{баз}} = 1,16$ – постоянный коэффициент.

Формула Г. Хохенберга [4].

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot T_i^{-0,4} \cdot (P_i \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot V_i^{-0,06} \cdot (C_m + 1,4)^{0,8}, \quad (12)$$

где $C_{\text{баз}} = 130$ – постоянный коэффициент.

Формула Г. Эйхельберга [4].

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot 10^{-2} \cdot C_m^{1/3} \cdot \sqrt{P_i \cdot T_i}, \quad (13)$$

где $C_{\text{баз}} = 0,779$ – постоянный коэффициент.

Формула Х. Цапфа [4].

$$\alpha_{ti} = C_{\text{баз}} \cdot C_m^{0,78} \cdot (P_i \cdot 10^{-5})^{0,78} \cdot D^{-0,22} \cdot T_i^{-0,52}, \quad (14)$$

где $C_{\text{баз}} = 535$ – постоянный коэффициент.

Формула Р. З. Кавтарадзе [4].

$$\alpha_{ti} = \frac{b_i}{\sqrt{\Delta\tau}} \cdot \left[C_{\text{баз}} + C_2 \cdot \frac{H_u \cdot \Delta x_i}{C_p (T_i - T_w)} \right], \quad (15)$$

где $C_{\text{баз}} = 0,27$ и $C_2 = 0,177$ – эмпирические коэффициенты; H_u – низшая теплота сгорания топлива; $\Delta\tau$ – расчётный интервал времени; Δx_i – тепловыделение за расчётный интервал $\Delta\tau$; C_{pi} – удельная массовая изобарная теплоёмкость; T_w – температура стенки цилиндра; b_i – коэффициент проникновения теплоты, $b_i = \sqrt{C_{pi} \cdot \lambda_i \cdot \rho_i}$; $C_{pi} = 0,0963 \cdot T_i + 1005$, при $T_i \leq 900$, К; $C_{pi} = 0,0762 \cdot T_i + 837,4$, при $T_i \leq 900$, К.

Формула Н. Р. Брилинга [6].

$$\alpha_{ii} = C_{\delta az} \cdot (1 + 1,45 + 0,185 \cdot C_m) \cdot \sqrt[3]{(P \cdot 10^{-5}) \cdot T_i} + \\ + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T_i}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T_i - T_w}, \quad (16)$$

где $C_{\delta az} = 1,16$ – постоянный коэффициент.

Приведенные формулы получены авторами для конкретных двигателей и очевидно, что их нельзя использовать для всех ДВС и для всех режимов с достаточной точностью, потому что условия работы индивидуальны:

- у каждого двигателя свои режимы и свои условия работы;

- они получены эмпирически без учёта разделения цилиндра двигателя на зоны с разными температурами;

- теплопередача излучением учитывается косвенно (при помощи эмпирических коэффициентов) во всех формулах, за исключением формул В. Аннанды, И. М. Ленина - А. В. Кострова и Н. Р. Брилинга, где она учитывается как отдельный член.

Моделирование теплоотдачи

Проверка приведенных α -формул выполнялась сравнением результатов расчёта количества теплоты, переданной в стенки цилиндра согласно формулам (1...15), с результатом расчёта этого количества теплоты методом внутреннего теплового баланса. Последний основывается на том, что теплота, привнесённая топливом Q_T и попавшая в цилиндр с топливом Q_{mT} , распределяется следующим образом:

$$Q_T + Q_{mT} = Q_i + Q_{цв} + Q_{охл} + Q_{ис}, \quad (17)$$

где Q_i – теплота, преобразованная в индикаторную работу;

$Q_{охл}$ – теплота, переданная в стенки цилиндра и днища поршней,

$$Q_{охл} = \sum_{i=1}^n \alpha_{Ti} \cdot \left[F_{ци} \cdot (T_i - T_{ци}) + F_n \cdot (2 \cdot T_i - T_{верх} - T_{низ}) \right] \cdot \Delta\tau \quad (18)$$

где $F_{ци}$ – текущая площадь цилиндра; F_n – площадь поршней; T_i – текущая температура газов в цилиндре; $T_{ци}$, $T_{верх}$ и $T_{низ}$ – соответственно средняя температура цилиндра, поршней верхнего и нижнего¹; $\Delta\tau$ – расчетный промежуток времени; n – число расчетных интервалов.

$Q_{цв}$ – внутренняя энергия отработавших газов,

$$Q_{цв} = \sum_{in} \Delta M_{цвi} \cdot C_{psi} \cdot (T_{цвi} - TS), \quad (19)$$

где in – номер расчетного промежутка времени в момент открытия выпускного окна; ik – номер расчетного промежутка времени в момент закрытия выпускного окна; $\Delta M_{цвi}$ – масса газа, ушедшая из надпоршневой полости в выпускной канал за расчетный промежуток времени $\Delta\tau$; C_{psi} – текущая теплоёмкость газа, ушедшая из надпоршневой полости в выпускной канал; $T_{цвi}$ – текущая температура газа, ушедшая из надпоршневой полости в выпускной канал; TS – температура воздуха перед впускными окнами.

$Q_{ис}$ – теплота, ушедшая из цилиндра во впускной канал,

$$Q_{ис} = \sum_{in} \Delta M_{исi} \cdot C_{psi} \cdot (T_{исi} - TS), \quad (20)$$

где in – номер расчетного промежутка времени в момент открытия впускного окна; ik – номер расчетного промежутка времени в момент закрытия впускного окна; $\Delta M_{исi}$ – масса газа, ушедшая из надпоршневой полости во впускной канал за расчетный промежуток времени $\Delta\tau$; C_{psi} – текущая теплоёмкость газа, ушедшая из надпоршневой полости во впускной канал; $T_{исi}$ – текущая температура газа, ушедшая из цилиндра.

Теплота Q_T рассчитывается следующим образом

$$Q_T = H_u \cdot m_t \cdot X_z, \quad (21)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива; m_t – масса топлива, поступившего в цилиндр за один цикл; X_z – доля топлива, сгорающая за один цикл.

Величина Q_{mT} определяется как

$$Q_{mT} = m_t \cdot C_T \cdot (T_T - TS), \quad (22)$$

где C_T – теплоёмкость топлива; T_T – температура топлива.

Абсолютная погрешность

$$\Delta Q = Q_T + Q_{mT} - (Q_i + Q_{цв} + Q_{охл} + Q_{ис}). \quad (23)$$

Относительная погрешность

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q}{Q_T + Q_{mT}} \cdot 100\%. \quad (24)$$

Количество теплоты, поступившей в цилиндр с топливом за один цикл составляет примерно 0,1...0,3%, ушедших из цилиндра во впускной канал – 0,03%, что много меньше, чем теплота сгорания топлива, поэтому величинами Q_{mT} , $Q_{ис}$ пренебрегаем.

Анализ результатов расчетов

В таблице 1 и на рисунках 1,2 приведены результаты расчета теплового баланса с использованием α -формул (1...15). Расчеты выполнены для

¹ В более строгой постановке указанные температуры должны определяться из решения задач теплового нагружения поршня и цилиндра.

двигателя 10Д100 (20,7/25,4) при действительной степени сжатия $\varepsilon_d = 14,8$, коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,0$, частоте вращения коленчатого вала

$n = 850 \text{ мин}^{-1}$.

Коэффициент использования топлива принят 0,99.

Таблица 1. Результаты расчета с использованием коэффициентов теплоотдачи по оригинальным α -формулам (4)-(15)

α -формула	$C_{\text{баз}}$	$Q_i, \%$	$Q_{\text{охл}}, \%$	$Q_{\text{цв}}, \%$
Г. Вошни	128	0,4956	8,2	40,75
В. Аннанда	0,26	0,5079	5,51	42,04
И.М. Ленина – А.В. Кострова	1,163	0,5204	1,4	44,53
В. Нуссельта	1,16	0,4905	10,93	38,84
Г. Хохенберга	130	0,4984	7,84	40,81
Г. Эйхельберга	0,779	0,4995	8,91	39,82
Х. Цапфа	535	0,4908	10,54	39,1
Р.З. Кавтарадзе	0,27	0,486	13,77	36,77
Н.Р. Брилинга	1,16	0,5106	4,6	42,61

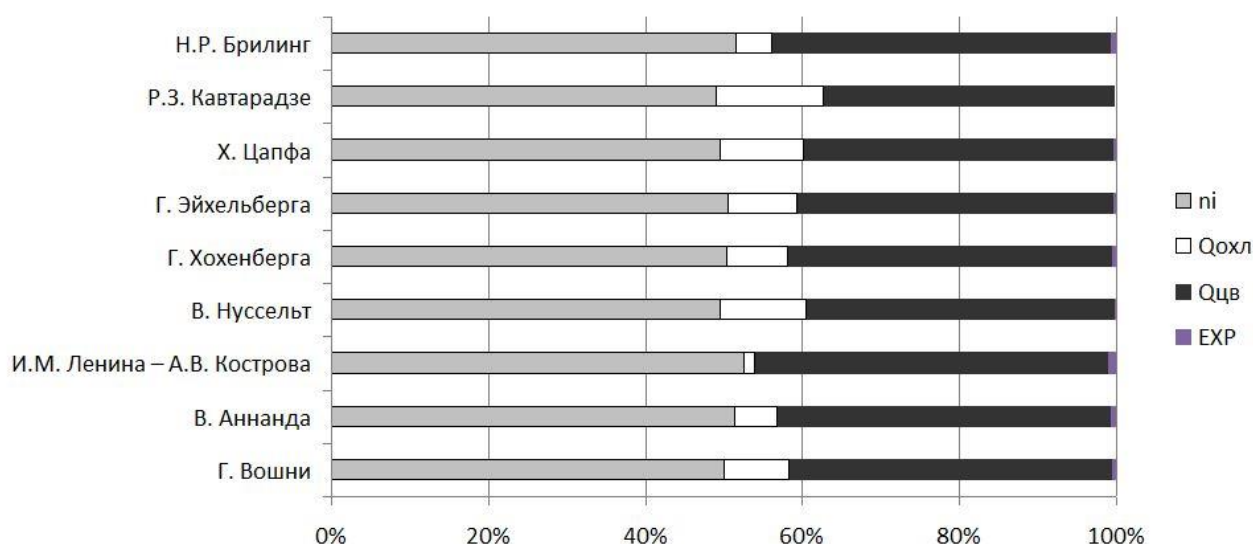


Рис. 1. Распределение теплоты, рассчитанное по различным α -формулам

Из таблицы 1 и рис.1 видно, что при использовании формулы И.М. Ленина - А.В. Кострова теплоотдача в стенки составляет всего 1,4%. По другим формулам теплота, переданная в стенки цилиндра и головки поршней является достаточно малой, максимально 13 % по формуле Р.З. Кавтарадзе. Индикаторный КПД (Q_i) также существенно завышен, по результатам экспериментов он составляет 47%.

В [10] и других источниках показано, что доля теплоты, передаваемая охлаждающей среде может достигать 30% для дизеля с наддувом (в дальнейшем нами проведен расчет для дизеля 10Д100, где принято $Q_{\text{охл}} = 20 \%$).

На рис.2 приведены мгновенные значения коэффициентов теплопередачи, рассчитанные по ори-

гинальным формулам (4)-(15). Максимальное значение коэффициента α_T (до $3500 \text{ Вт/м}^2\text{К}$) получено по формуле Г. Вошни, минимальное – по формуле И.М. Ленина – А.В. Кострова, – только $300 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

По данным исследований для двигателя 10Д100, выполненных Г.Б. Розенблитом ([3] с. 72), показано, что максимальный коэффициент $\alpha_{T\text{max}}$ достигает $5000\text{-}6000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Во всех представленных расчетных случаях получен коэффициент теплоотдачи существенно меньше, чем в эксперименте. Это подтверждает тезис о невозможности без корректировки использовать вышеприведенные формулы для исследуемого двигателя.

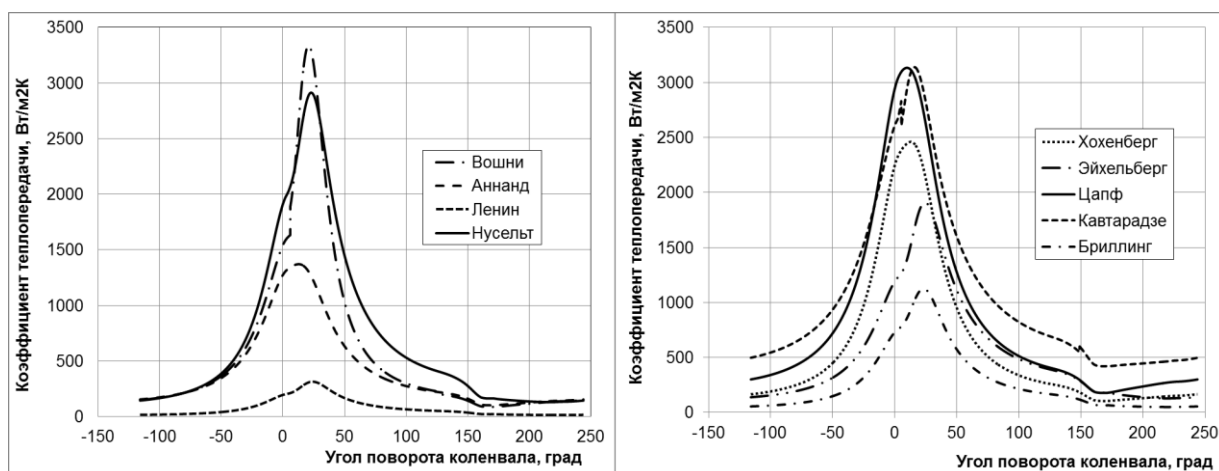


Рис. 2. Зависимость изменения коэффициента теплоотдачи от угла поворота коленчатого вала, рассчитанного по оригинальным формулам (1...15)

Дальнейшее моделирование было направлено на нахождение таких $C_{баз}$ в α -формулах (1...15), которые удовлетворяют теплообмену по всей тепловозной характеристике. Решение задачи предполагало изменение базового коэффициента так, что тепловой баланс (20) при заданных индикаторном КПД и доле теплоты, отданной системе охлаждения сойдется. Доля теплоты, отдаваемой в систему охлаждения принята приведенной на рис. 3 [2].

Средний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ср}$ рассчитывался по формуле

$$\alpha_{ср} = \frac{Q_{охл}}{\left(\sum_{i=1}^n (2 \cdot T_i - T_{поверх} - T_{мин}) \cdot F_{\pi} + \sum_{i=1}^n (T_i - T_{ц}) \cdot F_{ц} \right) \cdot \Delta \tau}, \quad (23)$$

В таблице 2 приведены значения коэффициентов C – базового и предлагаемого. Новое значение коэффициента C рассчитано для каждой α -формулы для максимального режима и доли тепла на охлаждение – 20%. Для остальных режимов он в каждой из формул зафиксирован.

В таблице 3 приведены получаемые значения средних коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{ср}$, средних температур и максимальное давление цикла по тепловозной характеристике дизеля.

Из таблицы 3 видно, что для всех α -формул можно подобрать соответствующий коэффициент C , который достаточно хорошо опишет усредненный по циклу теплообмен (с учетом допущений, принятых при моделировании) для выбранного режима.

Большая разница в усредненном коэффициенте теплопередачи, полученном для разных α -формул на наш взгляд связана с разным мгновенным теплообменом между рабочим телом и стенками.

Дальнейший анализ показал, что для α -формул с откорректированным для дизеля 10Д100 коэффициентом C и с принятым для моделирования теплоотводом 20% в стенки – для других режимов тепловозной характеристики отвод тепла существенно изменяется. На рис. 4 представлены зависимости отведенной теплоты в стенки по тепловозной характеристике при использовании α -формул, дающих наиболее адекватный результат. Но и он существенно отличается от характера изменения, показанного в [2].

Таблица 2. Значения базового и предлагаемого коэффициентов C для различных α -формул

α -формула	$C_{баз}$	C	α -формула	$C_{баз}$	C
Г. Вошни	128	332,8	Г. Эйхельберга	0,779	1,95
В. Аннанда	0,26	1,04	Х. Цапфа	535	1070
И.М. Ленина – А.В. Кострова	1,163	22,68	Р.З. Кавтарадзе	0,27	0,41
В. Нуссельта	1,16	2,26	Н.Р. Бриллинга	1,16	6,03
Г. Хохенберга	130	357,5			

Таблица 3. Средний коэффициент теплоотдачи, средняя температура и максимальное давление цикла по тепловозной характеристике дизеля с коэффициентом C по таблице 2

Режим	Холстой ход, $n=400$			$n=450$			$n=650$			$n=750$			Максимальный, $n=850, Q_T=20\%$		
α -формула	$\alpha_{тср}$	$T_{ср}$	P_{max}	$\alpha_{тср}$	$T_{ср}$	P_{max}	$\alpha_{тср}$	$T_{ср}$	P_{max}	$\alpha_{тср}$	$T_{ср}$	P_{max}	$\alpha_{тср}$	$T_{ср}$	P_{max}
Г. Вошни	1091	526	4,4	1076	593	5,24	1265	754	7,7	1484	767	9	1699	822	10
В. Аннанда	1245	596	4,4	1037	596	5,24	1251	756	7,7	1476	769	9	1699	825	10
И. Ленина – А. Кострова	1664	516	4,4	1360	585	5,24	1434	748	7,7	1531	766	9	1702	823	10
В. Нусельта	726	535	4,5	740	605	5,3	1121	662	7,8	1364	772	9	1701	823	10
Г. Хохенберга	1413	519	4,37	1090	593	5,17	1250	754	7,67	1484	766	8,93	1715	822	10
Г. Эйхельберга	1154	525	4,46	1095	595	5,27	1356	753	7,8	1495	769	9,1	1725	824	10
Х. Цапфа	1229	523	4,4	1004	597	5,2	1225	757	7,7	1478	768	8,96	1715	823	10
Р. Кавтарадзе	1421	522	4,4	1206	594	5,23	1367	754	7,8	1532	770	9,07	1702	827	10
Н. Бринлинга	1282	522	4,4	1128	591	5,23	1331	752	7,8	1490	768	9	1730	822	10

На рис. 5 представлено расчетное и экспериментальное изменения максимального давления цикла при применении некоторых α -формул. Расчетные данные практически совпадают для всех исследуемых формул.

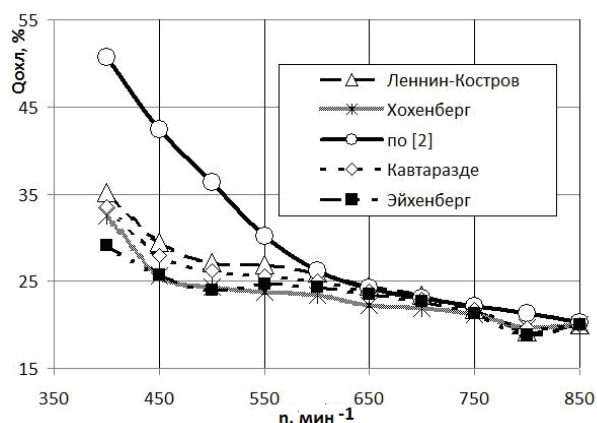


Рис. 4. Зависимости количества отведенной теплоты в стенку от применяемых α -формул

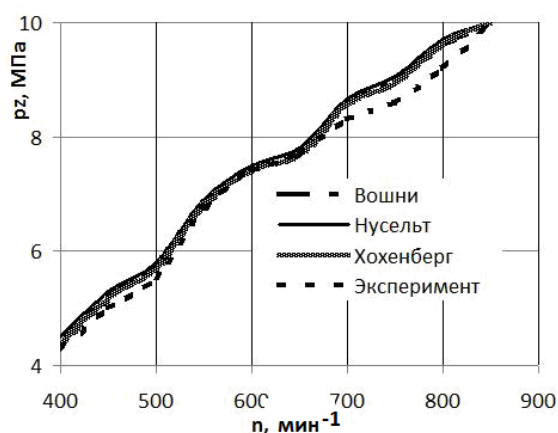


Рис. 5. Изменение максимального давления цикла при использовании различных α -формул

Следует отметить, что максимальный коэффициент теплопередачи, экспериментально полученный Г.Б. Розенблитом при исследованиях этого двигателя, практически совпадает с данными, полученными по формулам Г. Эйхельберга, Р.З. Кавтарадзе и Х. Цапфа для максимального режима, но с измененными коэффициентами $C_{баз}$.

Выводы и направление дальнейших исследований.

1. Выполнен расчётно-экспериментальный анализ существующих полуэмпирических α -формул, показано, что ни одна из них в оригинальном виде не может быть использована для двигателя типа 10Д100. Показано, что при соответствующей модернизации (изменение одного из входящих в формулу коэффициентов) их можно использовать для анализа, например, теплонпряженного состояния деталей ЦПГ.

2. Показано, что по характеру изменения коэффициента теплоотдачи для нашего случая больше всего подходят α -формулы Г. Эйхельберга и Р.Кавтарадзе.

Дальнейшее исследование будет направлено на определение влияния изменения теплоотдачи вследствие изменений рабочего цикла на прочностные (ресурсные) показатели контактирующих с рабочим телом деталей двигателя – поршней и цилиндра.

Список літератури:

- Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник / В.Г.Дьяченко – Перевод с украинского языка. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с. 2. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Ивашенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983 – 372 с. 3. Розенбит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: «Машиностроение» 1977, 216

с. 4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. - 592 с. 5. Nusselt W. Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen // VDI - Forschungsheft, №264.-1923.-S.47-54. 6. Брилинг Н.Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. Государственное научно-техническое издательство. Москва, Ленинград. 1931. 320 с. 7. Лазарев Е.А. Физические концепции математические модели процесса сгорания топлива в дизеле // Серия «Машиностроение», выпуск 15. 8. Lounici M.S. Investigation heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout // Applied Thermal Engineering. - 2011. - v31. - P. 319-328. 9. Кабанов А.Н. Выбор методики расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием // Автомобильный транспорт, вып. 30, 2012. 10. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебник пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. 4-е изд. стер. - М.: Высш. шк., 2008 - 496 с.: ил.

Bibliography (transliterated):

1. D'yachenko, V. G. (2009), The theory of internal combustion engines. Textbook [Teoriya dvigatelej vnutrennego sgoraniya. Per. s ukr.]. Har'kov, HNADU, 500 p. 2. Vyubov, D. N., Ivashenko, N. A., Ivin, V. I. (1983), Internal combustion engines: Theory of reciprocating and combined engines. [Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevyyh i kombinirovannyh dvigatelej]. Moscow, Mashinostroenie, 372 p. 3. Rozenbit, G. B. (1977), Heat

transfer in diesel engines. [Teploperedacha v dizel'nykh]. Moscow, Mashinostroenie, 216 p. 4. Kavtaradze, R. Z. (2001), Local heat transfer in piston engines [Lokal'nyy teploobmen v porshnevyyh dvigatel'nykh]. Moscow, Izd-vo MGTU im. N. Je. Bauman, 592 p. 5. Nusselt, W. (1923), Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen. VDI, Forschungsheft, No. 264, pp. 47-54. 6. Briling, N. R. (1931), Research workflow and heat transfer in the engine diesel. [Issledovanie rabochego processa i teploperedachi v dvigatele dizel']. Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo. Moskva, Leningrad, 320 p. 7. Lazarev, E. A. Physical concepts of mathematical models of the combustion process in diesel [Fizicheskie koncepcii matematicheskie modeli processa sgoraniya topliva v dizele]. Moscow, Mashinostroenie, Vol. 15. 8. Lounici, M. S., Loubar, K., Balistrout, M., Tazerout, M. (2011), Investigation heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines. Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 319-328. 9. Kabanov, A. N. (2012), The choice of the method for calculating the heat transfer process in a gas engine with spark ignition [Vybor metodiki raschjota processa teplootdachi v gazovom dvigatele s iskrovym zazhiganiem]. Avtomobil'nyy transport, Vol. 30. 10. Kolchin, A. I., Demidov, V. P. (2008), Calculation of automobile and tractor engines [Raschet avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej. 4-e izd.]. Moscow, Vysshaya shkola, 496 p..

Поступила в редакцию 22.05.2018 г.

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: av.belogub@gmail.com., orcid.org/0000-0003-2801-2903.

Нгуен Ван Зионг – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина. e-mail: dongcomaybay@gmail.com.

РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ ТЕПЛОВІДДАЧІ В ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ ТИПУ Д100 З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДОМИХ α -ФОРМУЛ

О.В. Білогуб, Нгуен Ван Зионг

При розробці конструкцій альтернативних поршнів для двигунів типу Д100 автори цього дослідження зіткнулися з проблемою моделювання теплових граничних умов, які безпосередньо пов'язані з конкретним робочим процесом. В роботі проведено моделювання робочого процесу 2-тактного дизеля з поршнями, що зустрічно рухаються для аналізу впливу застосовуваних для розрахунку різних формул коефіцієнта тепловіддачі (α -формули) на тепловий баланс двигуна. Проаналізовано дев'ять α -формули відомих авторів для номінального і часткових режимів. Моделювання показало, що при застосуванні відомих α -формули з оригінальними коефіцієнтами середня по циклу тепловіддача в стінки на номінальному режимі складає від 1,4 до 13%, тобто відрізняється практично в 10 разів. Крім того всі значення середньої тепловіддачі занижені. Показано, що будь-яку з розглянутих формул можна модифікувати для застосування до досліджуваного двигуна шляхом зміни одного з вхідних коефіцієнтів, що вимагає відповідних експериментальних даних. Приймаючи втрату тепла в стінки, що дорівнює 20%, автори отримали для кожної з α -формули один з коефіцієнтів, так, що тепловіддача відповідає прийнятним умовам. Порівняння з наявними експериментальними даними, отриманими для даного двигуна Г.Б. Розенбітом, показало, що для розглянутого типу двигуна переважно застосування α -формули, запропонованої Р.З. Кавтарадзе і модифікованої за результатами експерименту.

ANALYSIS OF THE HEAT EMISSION OF A D100-LIKE DIESEL ENGINE USING THE KNOWN α FORMULAS

O.V. Bilogub, Nguyen Van Duong

While the development of alternative pistons for D100-like engines, the authors of this paper have encountered the problem. It consists in modeling of the thermal boundary conditions, which are directly related to a specific working process. The simulation of the working process of a 2-stroke diesel engine with counter-moving pistons is discussed in this study aimed to analyze the effect of various formulas of the heat-transfer coefficient (α -formulas) used for calculating the thermal balance of the

engine. The nine α -formulas by the well-known authors for nominal and partial regimes were analyzed. The simulation based on the known α -formulas with original coefficients gives the variation of the average heat transfer rate to the walls at the nominal mode equal to 1.4 to 13%. Thus, the result differs by almost 10 times. Moreover, all values of the average heat transfer are understated. It is shown that any of the considered formulas can be used for the mentioned engine type with minor modifications, i.e. changing one of the input coefficients. The coefficient can be obtained from the experimental data special treatment. The authors calculated the appropriate coefficients one for each α -formula assuming 20% heat loss to the cylinder wall. A comparison with the available experimental data showed that for the considered engine type, it is preferable to use the modified α -formula by R.Z. Kavtaradze.

УДК 621.431.74

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.04

Е.В. Белоусов, И.В. Грицук, В.С. Вербовский

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ ОТКРЫТИЯ И ЗАКРЫТИЯ ГАЗОВЫХ КЛАПАНОВ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Возрастание требований к экологическим показателям привели к интенсификации исследований в области создания главных судовых двигателей способных использовать в качестве основного газовой топлива. Внутренне смесеобразование в судовых малооборотных двигателях, работающих по газодизельному циклу, может быть реализовано на различных участках процесса сжатия воздушного заряда, в результате чего схемы систем подачи газового топлива могут значительно отличаться. Продолжительность сжатия газовой смеси в значительной степени влияет на возникновение детонационных процессов в рабочем цилиндре, поэтому выбор оптимального момента подачи газового топлива является важным аспектом при выборе рабочих параметров системы подачи газа. Момент начала поступления газа и продолжительность его подачи в значительной степени определяют давление перед газовыми клапанами, которое при заданных условиях должно обеспечить поступление в рабочий цилиндр заданного количества газового топлива за заданный промежуток времени. В приведенном исследовании определен характер изменения углов открытия и закрытия газовых клапанов при различных давлениях перед ними с учетом того, что процесс истечения газового топлива в условиях меняющегося противодействия носит переменный характер.

Введение

Несмотря на то, что, доля выбросов от судовых энергетических установок в общем балансе ежегодных вредных выбросов в атмосферу относительно не высока и не превышает 5...7% [1], требования к экологическим показателям судовых дизелей год от года ужесточаются. Объясняется это большими агрегатными мощностями, которые в некоторых случаях уже превышают 100 МВт. Таким образом, в местах интенсивного судоходства загрязнение воздушного бассейна может достигать критических значений, особенно оксидами азота (NO_x), удельное выделение которых, в силу специфики организации рабочего процесса, наиболее велико у малооборотных судовых дизелей. Кроме ограничений по NO_x стандартами международной морской организации (IMO) через конвенцию MARPOL [2] регламентированы выбросы твердых частиц, соединений серы (SO_x), а также парниковых газов. Одновременно международными нормами, действующих повсеместно, международное морское законодательство также устанавливает особые зоны контроля (ECA – Emission Control Area). В этих зонах, куда сегодня входят 200-мильные зоны США и Канады, акватории Северно-

го и Балтийского морей, пролив Ла-Манш, Карибское море и другие регионы к выбросам предъявляются ещё более жесткие требования. С каждым годом ограничения MARPOL становятся жестче. Так если в 2010 году содержание серы в топливе не должно было превышать 1,0%, а зонах ЕСА и 4,5 % в других акваториях, то к 2020 году допустимое количество сернистых соединений будет ограничено 0,1 и 0,5 %, соответственно.

Для достижения приведенных выше норм, особенно при плавании в зонах ЕСА, в настоящее время рассматриваются три основных подхода:

- переход на новый вид ультранизкосернистого топлива (ULSFO);
- внедрение технологии очистки отработавших газов на выходе из двигателя;
- использование в качестве моторного топлива природного газа или пропанобутановых смесей [3].

Анализ состояния проблемы

Последнее направление – использование сжиженного природного газа рассматривается как наиболее перспективное направление для всех типов судовых дизелей и в первую очередь главных малооборотных [3, 4].

С учетом особенностей организации рабочего

процесса в двухтактных малооборотных дизелях используется только внутреннее смесеобразование с подачей газового топлива (ГТ) в процессе сжатия воздушного заряда. На сегодня реализованными являются два варианта смесеобразования в начале сжатия с подачей ГТ в рабочий цилиндр под низким давлением (фирма Wärtsilä) и в конце сжатия под высоким давлением (фирмы MAN и Mitsubishi) с последующим запальным воспламенением газоз-воздушной смеси.

В работе [5] авторами было показано, что помимо существующих способов организации внутреннего смесеобразования вполне рациональным может быть реализация подачи ГТ в рабочий цилиндр под средним давлением, которая позволяет сочетать в себе преимущества обоих вариантов подачи газа под высоким и низким давлением.

Методика исследования

Для анализа различных вариантов смесеобразования в ходе процесса сжатия воздушного заряда авторами была разработана расчетная модель позволяющая получить значение массовых расходов ГТ через газовый клапан заданного сечения в условиях меняющегося в процессе сжатия противодействия. В качестве исходных для модели были использованы классические уравнения газодинамики и теории двигателей внутреннего сгорания [5]. С помощью данной модели был проведен ряд численных экспериментов, для которых в качестве исходных данных были использованы параметры двигателя RT-flex50DF в котором реализовано внутреннее смесеобразование под низким давлением (1,6 МПа). Такой подход позволил не только получить ряд показателей смесеобразования но и проверить модель путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными. В таблице 1 приведены основные параметры двигателя использованные при моделировании, а в таблице 2 приведены характеристики ГТ, в качестве которого используется природный газ.

Таблица 1. Основные параметры двигателя

Параметр	Значение	Ед. изм.
Диаметр цилиндра	500	мм
Ход поршня	2050	мм
Среднее эффективное давление	1,73	МПа
Цилиндровая мощность двигателя	1620	кВт
Частота вращения двигателя	124	мин ⁻¹
Часовой расход газового топлива	256,67	кг/ч
Кол. газовых клапанов на цилиндр	2	шт.
Проходное сечение газовых клапанов	0,0004	м ²

Таблица 2. Основные характеристики ГТ

Параметр	Значение	Ед. изм.
Плотность при начальном давлении	0,656	кг/м ³
Газовая постоянная	783	кДж/(кг К)
Удельный объем	0,0544	м ³ /кг
Удельная изобарная теплоемкость	2483	кДж/(кг К)
Удельная изохорная теплоемкость	1700	кДж/(кг К)
Начальный объем при атм. давлении	391,26	м ³
Цикловая порция, массовая	0,0345	кг

Важным вопросом для практической реализации внутрицилиндрового смесеобразования является дозирование цикловой подачи ГТ в условиях меняющегося противодействия в рабочем цилиндре. Как показали результаты исследования приведенные в работе [5], истечение ГТ через сечение газовых клапанов может носить как закритический так и докритический характер. Наиболее простым методом дозирования цикловой порции топлива является регулирование продолжительности открытия газового клапана, особенно если скорость истечения является закритической, в результате чего массовый расход газа через клапан остается величиной постоянной на протяжении всего периода подачи. Как показали расчеты для рассмотренного в качестве прототипа двигателя, в нем реализован именно такой способ регулирования.

Важным аспектом при проектировании газодизельных двигателей с внутрицилиндровым смесеобразованием является определение моментов открытия и закрытия газовых клапанов, для обеспечения подачи необходимого количества топлива. Главным фактором, влияющим на продолжительность открытия газового клапана на выбранном участке процесса сжатия, является давление газа перед клапаном. В условиях изменяющегося противодействия характер истечения может носить как закритический так и докритический характер. В первом случае массовый расход ГТ будет постоянным по времени, и не будет зависеть от величины противодействия. Такой способ дозирования наиболее прост в реализации, однако требует более высокого давления перед клапаном, на поддержание которого требуются значительные энергетические затраты. В случае докритического характера истечения, массовый расход будет величиной переменной, в результате чего задача определения необходимого периода открытия клапана усложняется. Однако при этом давление перед газовым клапаном может быть значительно снижено. Так, при условии обеспечения 20% запаса по давлению перед газовым клапаном по отношению к макси-

мальному давлению в рабочем цилиндре на участке топливоподачи, давление газа в двигателе RT-flex50DF может быть снижено с 1,6 до 1,1 МПа, то есть почти в полтора раза.

Результаты проведенного исследования

Для исследования процессов наполнения цилиндра, при условии наличия перед клапаном запаса по давлению на уровне 20%, была проведена серия расчетных экспериментов, в каждом из которых давление перед газовым клапаном принималось увеличенным на 1,0 МПа.

Первоначально, в ходе каждого эксперимента определялся угол закрытия газового клапана с шагом $0,5^\circ$, при котором максимально соблюдалось условие обеспечения заданного запаса по давлению. Далее определялся угол открытия газового клапана, при котором обеспечивается поступление необходимого количества ГТ в рабочий цилиндр с учетом переменного характера его истечения. Учитывая дискретность угловых промежутков, выбор углов закрытия и открытия газовых клапанов осуществлялся из критерия максимального приближе-

ния к заданному значению.

Результаты расчетов представлены на рис. 1. из которых видно, что при давлениях ГТ приблизительно до 8 МПа, его истечение носит смешанный характер, а при более высоких давлениях только докритический. Очевидно, что попытка перевести характер истечения из докритической области в закритическую при подаче ГТ ближе к концу сжатия, потребует значительного увеличения давления, однако численная оценка данного предположения требует дополнительного исследования.

На рис. 2 представлено характер изменения углов открытия и закрытия газовых клапанов как функция давления ГТ перед ними и углового промежутка их открытия. Из представленных результатов видно – при низких давлениях ГТ (1,0 МПа), открытие газового клапана должно происходить при повороте коленчатого вала на угол 33° , а закрытие 87° . В открытом состоянии газовый клапан находится на протяжении углового промежутка в 54° п.к.в., что по времени составляет 0,072 с.

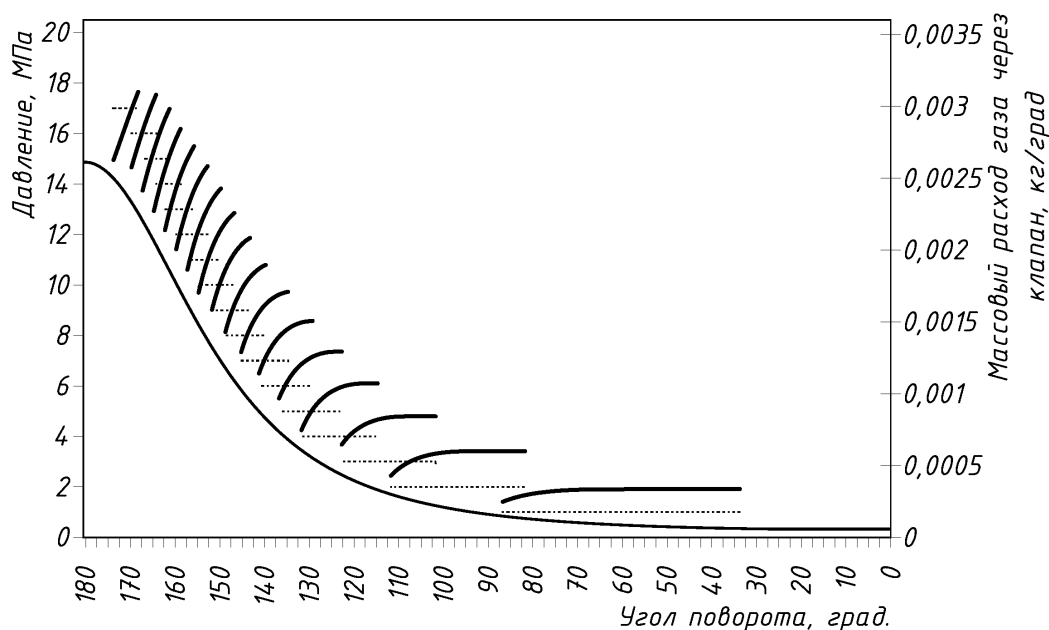


Рис. 1. Изменение массового расхода ГТ при разном давлении перед газовым клапаном:

— — линия сжатия в координатах $p\varphi$; — — линия массового расхода ГТ через сопловое отверстие газового клапана; - - - - - давление газа перед клапаном

С увеличением давления газа, угол пребывания клапана в открытом состоянии значительно сокращается, вплоть до давления 4...5 МПа. Далее увеличение давления приводит к незначительному сокращению периода открытия клапана. Так при давлении 5,0 МПа, угол открытия клапана состав-

ляет 15° , а время 0,019 с, а при 17 МПа угол открытия клапана составляет $6,5^\circ$, а время 0,008 с. Соответственно, с увеличением давления ужесточаются требования к быстродействию газовых клапанов и их приводов.

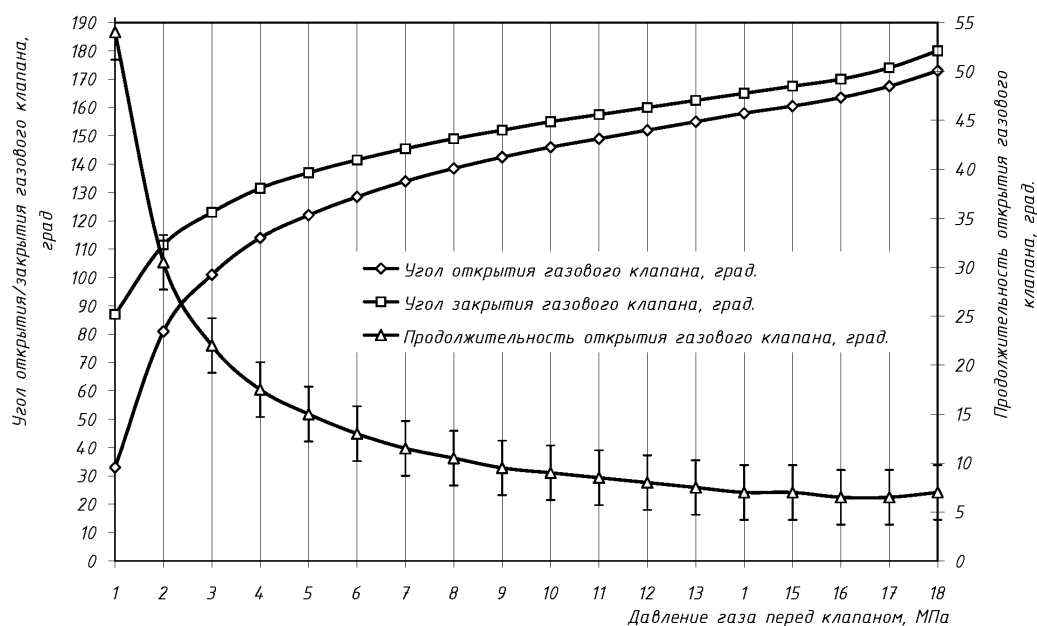


Рис. 2. Изменение углов открытия и закрытия газовых клапанов и продолжительность процесса подачи ГТ как функция давления перед ними

Выводы

В результате выполненного исследования установлено:

- истечения ГТ из соплового отверстия газового клапана в условиях изменяющегося противодавления в рабочем цилиндре носить переменный характер, который в свою очередь зависит от величины давления перед газовым клапаном;

- при заданном запасе давления перед газовым клапаном, с увеличением давления ГТ, характер истечения смещается в сторону докритического, то есть с переменным расходом, что усложняет процедуру определения необходимого углового промежутка для подачи заданной цикловой порции;

- с увеличением давления перед газовым клапаном, период его открытия сокращается, сначала значительно (в диапазоне 1...5 МПа в 3,7 раза), а при увеличении давления свыше 5 МПа угол подачи газа сокращается незначительно (в диапазоне 5...17 МПа в 2,4 раза). Даная особенность должна быть учтена при проектировании, как самих газовых клапанов, так и их приводов.

Список литературы:

1. Котиков Ю. Г. Транспортная энергетика / Ю.Г. Котиков, В.Н. Ложкин. – М.: ИЦ «Академия», 2006. – 272 с.
2. Международная конвенция MARPOL 73/78. Приложение

ние VI «Предотвращение загрязнения атмосферы судами». – СПб.: ЗАО ЦНИИМФ, 2000. – 281 с. 3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas. – 2012. – Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo. – 36 p. 4. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine, AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 2014, 31p. 5. Белоусов Е.В. Организация внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях / Белоусов Е.В., Савчук В.П., Гришук И.В., Белоусова Т.П. – Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – №2. С. 13-16.

Bibliography (transliterated):

1. Kotikov Yu. G., Lozhkin V.N. (2006). Transport power engineering [Transportnaja jenergetika]. Moscow: IC "Academy", p. 272. 2. International Convention MARPOL 73/78. Annex VI "Prevention of air pollution by ships" (2000). SPb.: ZAO TsNIIMF, p. 281/. 3. ME-GI Dual Fuel MAN B & W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas, (2012). Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 36 p. 4. Wettstein R. (2014) The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine, AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 31p. 5. Belousov E.V., Savchuk V.P., Grytsuk I.V., Belousova T.P. (2017) Organization of internal mixture formation in ship low-speed gas-diesel engines [Organizacija vnutrennego smeseobrazovanija v sudovyh malooborotnyh gazodizel'nyh dvigateljah] / Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №2, p.p. 13-16.

Поступила в редакцию 05.06.2018 г.

Белоусов Евгений Викторович – канд. техн. наук, доцент, декан факультета судовой энергетики, Херсонская государственная морская академия, Украина, ewbelousov67@gmail.com.

Гришук Игорь Валерьевич – докт. техн. наук, доцент, проф. кафедры эксплуатации судовых энергетических установок Херсонская государственная морская академия, Украина, grytsuk_iv@ukr.net.

Вербовский Валерий Степанович – научный сотрудник отдела переработки и транспортировки газа, Институт газа НАН Украины, Verbovsky@nas.gov.ua.

DETERMINATION OF THE ANGLES OF OPENING AND CLOSING GAS VALVES WHEN ORGANIZING INTERNAL MIXTURE FORMATION IN SHIP LOW-SPEED GAS-DIESEL ENGINES

E.V. Belousov, I.V. Gritsuk, V.S. Verbovsky

Increasing requirements for environmental indicators led to an intensification of research in the field of creating major marine engines capable of using as main gas fuel. Internal mixture formation in ship low-speed engines operating on the gas-diesel cycle can be realized at various parts of the process of air-charge compression, as a result of which the schemes of the gas-fuel supply systems can differ significantly. The duration of the compression of the gas-air mixture greatly influences the occurrence of detonation processes in the cylinder; therefore, the choice of the optimum moment for the supply of gas fuel is an important aspect when choosing the operating parameters of the gas supply system. The time at which the gas enters and the duration of its supply determine to a large extent the pressure in front of the gas valves, which, under given conditions, must ensure that a predetermined amount of gas fuel enters the working cylinder within a given time interval. The above study is devoted to determining the nature of the change in the angles of opening and closing gas valves at various pressures in front of them, taking into account the fact that the process of gas-fuel outflow under conditions of varying counterpressure is of a variable nature.

ВИЗНАЧЕННЯ КУТІВ ВІДКРИТТЯ І ЗАКРИТТЯ ГАЗОВИХ КЛАПАНІВ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ВНУТРІШНЬОГО СУМІШОУТВОРЕННЯ У СУДНОВИХ МАЛООБОРОТНИХ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ

Є.В. Білоусов, І.В. Грицук, В.С. Вербовський

Зростання вимог до екологічних показників призвели до інтенсифікації досліджень в області створення головних суднових двигунів здатних використовувати в якості основного газове паливо. Внутрішнє сумішоутворення в суднових малооборотних двигунах, що працюють по газодизельному циклу, може бути реалізовано на різних ділянках процесу стиснення повітряного заряду, в результаті чого схеми систем подачі газового палива можуть значно відрізнятися. Тривалість стиснення газу-повітряної суміші в значній мірі впливає на виникнення детонаційних процесів в робочому циліндрі, тому вибір оптимального моменту подачі газового палива є важливим аспектом при виборі робочих параметрів системи подачі газу. Момент початку надходження газу і тривалість його подачі в значній мірі визначають тиск перед газовими клапанами, яке при заданих умовах має забезпечити надходження в робочий циліндр заданої кількості газового палива за заданий проміжок часу. Наведене дослідження присвячене визначенню характеру зміни кутів відкриття і закриття газових клапанів при різних тисках перед ними з урахуванням того, що процес витікання газового палива в умовах мінливого протитиску носить змінний характер.

UDK 536.423

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.05

O.K. Kopyka, Yu.O. Olifirenko, V. V. Kalinchak, D.S. Darakov, T.O. Fudulei, Raslavičius L.

EVAPORATION OF BINARY ETHANOL-BUTANOL MIXTURE DROPLETS

This paper presents the results of theoretical and experimental studies of individual droplets evaporation of ethanol(E), butanol(B) and their mixture at 60% ethanol on mass (60%E+40%B) in the heated air environment in the temperature range of 350÷700K and atmospheric pressure. The appearance of effective technologies for the synthesis of renewable fuels from biomass opens the new possibilities for the use of these alcohols as alternative fuels. In practice, alternative fuels are used as components for mixture with fossil fuels. One of the main problems of attempting to increase part of biofuel additions into mixture with transport fuels lies in difference of biofuels thermophysical properties and ones for fossil fuels. These features substantially influence on processes of drop formation and evaporation, ignition and combustion of the modified air – fuel mixture in a combustion chamber. The fuel drops evaporation as the initial stage of combustion in the engine chamber determines efficiency of all other processes. Therefore, the studies of biofuel drop evaporation and ones for their mixtures are relevant.

Theoretical modelling of drops vaporization process of these liquid biofuels mixture has been conducted by the using discreet-component approach with the system of thermo- and mass transfer equations for each component of the mixture. So, this system is including (i+1) equations. For evaporation kinetics experimental study the suspended drop's method was used. There are the received dependences of the droplet current diameter and temperature on time which demonstrate the availability of the staging of the mixture evaporation. On the first stage ethanol as the liquid with lower boiling temperature evaporates more intensively. After that there is only butanol at the droplet as the liquid with higher boiling temperature. The second stage is the stationary vaporization of the leftover component of the mixture. The analysis of dependence $d^2(t)$ allowed to estimate duration of droplets evaporation both for single-component biofuels and for their mixture. The experimental values of evaporation duration correlates with calculations data.

As is known, one of the generally accepted ways to reduce the negative impact of anthropogenic factor on the environment is the gradual replacement of fossil fuels with their renewable analogues [1]. As the last, in

the segment of motor fuels, (E) - ethanol (C_2H_5OH) is traditionally used [2]. At the same time, with the advent and improvement of new effective technologies for the synthesis of renewable fuels on the basis of biocom-

pound, other homologues of a number of monatomic saturated alcohols, such as (B) butanol (C_4H_9OH) and its isomers [3], are becoming increasingly common and have a number of advantages over (E). But, as in the case of using (E), one of the main problems in an attempt to increase the share of biofuels in a mixture with motor fuels is the presence of a significant difference in the thermophysical properties of biofuel additives and mineral fuels, which must affect the characteristic time of droplets evaporation, formation, inflammation and combustion of the modified fuel-air mixture in the combustion chamber. Taking into account that the efficiency of fuel combustion in the engine chamber depends largely on how evaporation occurs at the initial stage, including its relatively large droplets, the study of droplet evaporation of biofuels and their binary fuel mix is definitely relevant.

Theoretical studies of liquid fuel mixture evaporation process in a heated air environment were carried out using a discrete - component approach [4], according to which a system of equations of mass - heat exchange of a fuel droplet was laid:

$$\dot{m}_i = \pi d \cdot Sh \cdot \rho_g \cdot \varepsilon_i D_i \ln(1 + B_{M,i}); \quad (1)$$

$$\rho_l c_l \frac{dT_l}{dt} = \alpha(T_\infty - T_l) \frac{S_l}{V_l} - \frac{1}{V_l} \sum \dot{m}_i L_i \quad (2)$$

where the indices i belong to the i -th components of the mixture,

- g, l - to the gas and liquid phases respectively;
- $\dot{m}_i$ - steam flow;
- d - current diameter of the drop;
- S_l - current surface area of the drop;
- V_l - current volume of the drop;
- T_l - current temperature of the drop;
- D_i - coefficient of diffusion of fuel vapor in air;
- ρ_g - air density;
- L_i - specific heat of evaporation;
- ε_i - share of components in a mass flow;
- Sh - Sherwood number;
- T_∞ - temperature of the ambient gas;
- α - heat transfer number;
- c_l - thermal capacity of the mixture;
- $B_{M,i}$ - Spalding number for mass transfer:

$$B_{M,i} = \frac{X_{g,i,s}}{X_{l,i} - X_{g,i,s}}$$

The vapor mass fraction of the i -th component near the droplet surface $X_{g,i,s}$ is determined in accordance with the Raoul law, which relates the composition of liquid mixture and vapors at its surface:

$$X_{g,i,s} = X_{l,i} \frac{M_i P_i}{M_l P_\infty}$$

where M_l - the average molar mass of a liquids mixture in a drop. The saturated vapor pressure near the droplet surface is determined by the Clapeyron-Clausius law:

$$P_i = P_\infty \exp \left[\frac{L_i M_i}{R} \left(\frac{1}{T_{b,i}} - \frac{1}{T_d} \right) \right],$$

where P_∞ - atmospheric pressure (1 atm),

T_b - boiling temperature,

T_d - droplet temperature,

L - evaporation specific heat.

In the presence of a gas, flowing on a droplet, it is necessary to take into account the mass transfer due to convection. This is possible with the help of an effective Sherwood number, which makes it possible to take into account the speed of relative motion of the drop and air:

$$Sh_{1,i} = 2 + \frac{Sh_{0,i} - 2}{F_{M,i}}$$

where $F_{M,i}$ - correction factor:

$$F_{M,i} = (1 + B_{M,i})^{0.7} \frac{\ln(1 + B_{M,i})}{B_{M,i}},$$

and $Sh_{0,i}$ - Sherwood number in the absence of evaporation:

$$Sh_{0,i} = 2 + 0,6 Re^{1/2} Sc_i^{1/3}$$

Then equation (1) will be:

$$\frac{dm_i}{dt} = \pi d \rho_g Sh_{1,i} X_{l,i} D_i \ln(1 + B_{M,i}) \quad (3)$$

Similarly, the convective heat transfer between the liquid and gas phases is taken into account. So, the heat transfer coefficient from the surface of the drop is equal to:

$$\alpha = \frac{Nu^* \lambda}{d},$$

where λ - the coefficient of thermal conductivity of the surrounding gas, a Nu^* - modified Nusselt criteria:

$$Nu^* = Nu_1 \frac{\ln(1 + B_T)}{B_T}.$$

where B_T - Spalding heat transfer number:

$$B_T = \frac{c_p (T_\infty - T_d)}{L}.$$

In turn,

$$Nu_1 = 2 + \frac{Nu_0 - 2}{F_T}$$

is analogous to $Sh_{1,i}$;

$$F_T = (1 + B_T)^{0.7} \frac{\ln(1 + B_T)}{B_T}$$

– correction factor, which is also analogous to $F_{M,i}$. The Nusselt criteria is defined in the same way while evaporation is absent:

$$Nu_0 = 2 + 0.6 Re^{1/2} Pr^{1/3}.$$

In addition, in the heat transfer equation, the liquid mixture specific evaporation heat, which depends on the composition by the additive law, is used:

$$L = \sum_i X_{l,i} L_i$$

The equation system of (2) and (3) is nonlinear relatively to the solutions of the equations: the droplet temperature and the mixture components mass fractions, since the thermophysical parameters of the mixture depend on the whole. Because of this, droplet evaporation dynamics were carried out numerically using the finite difference method, taking into account the following initial conditions:

$$t = 0, R_d = 1\text{mm}, T_d = 295\text{K}, X_{g,i,s} = 0.$$

The droplet relative velocity was assumed to be equal to 0.1 m/s. It should be noted that in the boundary case, when the concentrations of all components are equal to zero, except the one whose concentration is specifically being varied, the model gives an opportunity to get a picture of the evaporation of one-component fuel.

Within the framework of this model, the calculated dependences of the droplet current diameter square $d^2(t)$ of a binary biofuel mixture with a mass fraction (E) - 60% against the time, were normalized to the: (i) squared droplet initial diameter d_0^2 , for the air temperature range 440 - 675 K (see Fig.1.a), and (ii) dependence of the droplet temperature on time (see Fig.1.b). Further on, similar calculations for a binary mixture with a mass fraction (E) - 60% and with a mass fraction of propanol (P) - 40% were carried out (Fig.2).

The analysis of the data presented in Fig.1a and Fig.2a showed that the evaporation kinetics of the binary mixture droplet is basically consistent with the Sreznnevsky law, except for the short-term nonlinear dependence $d^2(t)$ regions observed for the whole temperature range considered, and this non-linearity was expressed the more strongly, the higher the ambient temperature. The reason for this dependence $d^2(t)$ behavior becomes clear by comparing it with the results of modeling the dynamics of temperature changes of the same droplet during evaporation, – see Figs.1b and 2b.

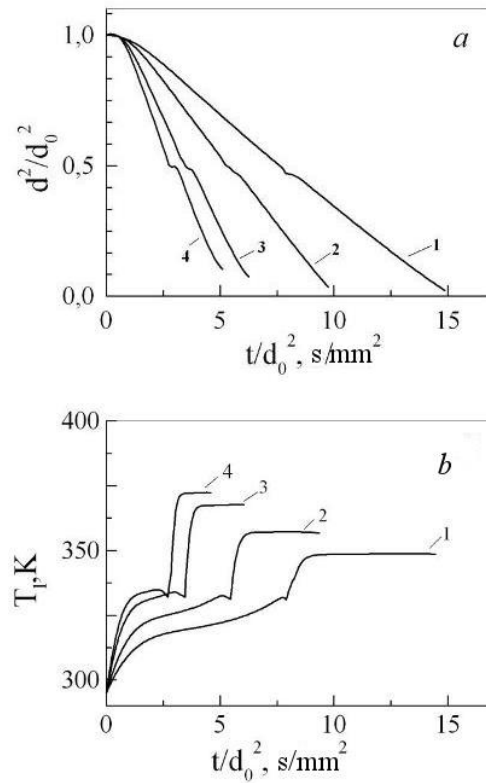


Fig.1. Evaporation kinetics of binary biofuel mixture droplets E 60% + B 40%

(1) – 440K, (2) – 500K, (3) – 605K, (4) – 675K.

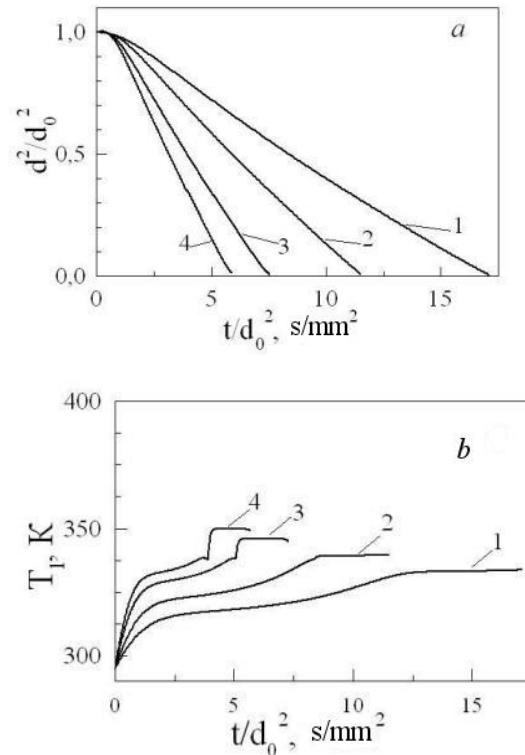


Fig.2. Evaporation kinetics of binary biofuel mixture droplets E 60% + P 40%

(1) – 440K, (2) – 500K, (3) – 605K, (4) – 675K.

The presence of a nonlinear region $d^2(t)$ while $t/d_0^2 < 2 \text{ s/mm}^2$ can be explained by the drop heating process, and as a consequence, its thermal expansion at the beginning of evaporation. The moment of appearance of another non-linear region $d^2(t)$, characterized by the phenomena of subsequent droplet evaporation corresponds to the moment of a sharp increase in the droplet temperature. All this suggests the existence of a staged mechanism of evaporation of a studied biofuels binary mixture, according to which, at the initial stage, the evaporation rate of the more volatile component - (E) substantially exceeds the rate of evaporation of the less volatile component (B) of the binary mixture. And this will continue until the first component (E) of the fuel mixture evaporates almost completely at a temperature close to its boiling point $T_b^E = 351 \text{ K}$. During the next stage, the drop will evaporate already as one-component, passing along all the stages consistently, including the stage of rapid heating to temperatures close to the temperature $T_b^B = 390 \text{ K}$, and the gradual evaporation according to the linear law.

It should be noted that for the mixture E60% + P40% there is no second non-linear region (see Fig. 2a), although the reheating of the drop after evaporation (E) is present (2b). This is explained by the lower difference in the boiling temperatures of the components of this mixture, and, as a result, by a smaller re-heating of the droplet after evaporation of E (approximately 25 K for a drop E60% + P40%, while a drop of E60% + B40% warms up to 50-80 K).

Experimental studies of single-component biofuel droplets evaporation kinetics (E), (P) and (B), as well as binary mixtures E60% + B40% in heated air in the temperature range $350 \div 700 \text{ K}$ and atmospheric pressure were performed to check the correspondence of the obtained results to the actual course of events. The research was carried out using a suspended drop method - a drop of fuel was placed on a mobile P-shaped metal wire harness with a junction diameter of $600 \mu\text{m}$. After that during $\sim 0,2$ it was placed into a heated air environment. The current fuel droplet size was determined by video capture at a frequency of 5 fps using author's software development for capturing and processing the image. The experimental data obtained for one of the environment temperature $T_\infty = 500 \text{ K}$ is shown in Fig.3 in comparison with the corresponding theoretical dependencies.

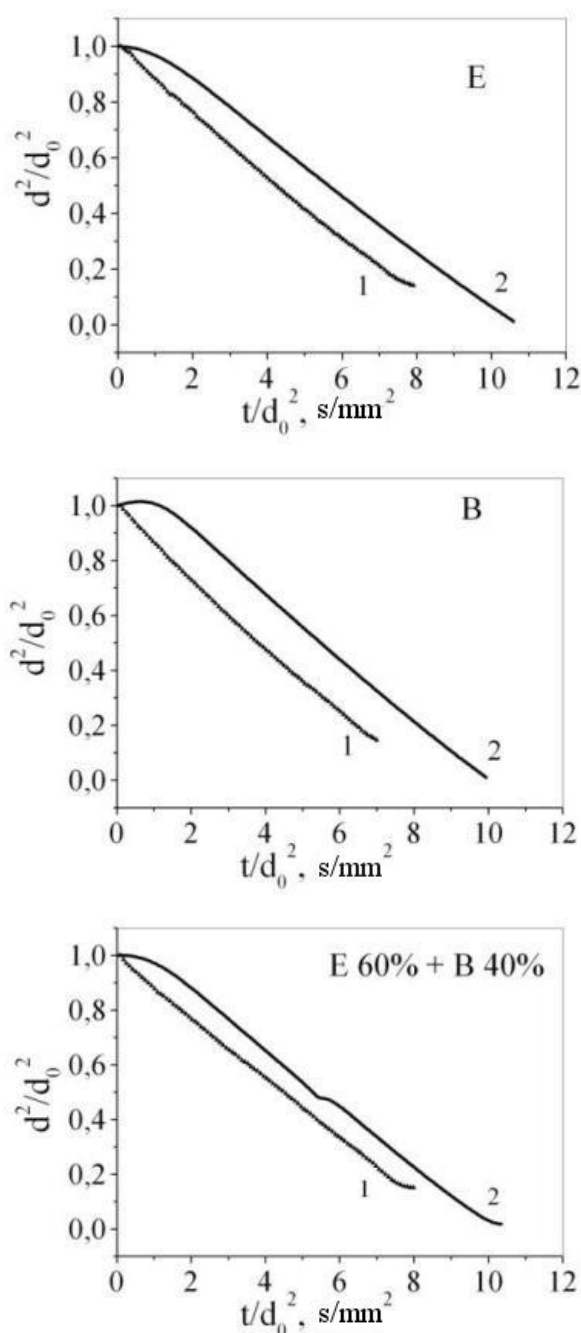


Fig. 3. Comparison of experimental data - (1) with the calculation results of the evaporation kinetics of single-component fuels (E) and (B) and their binary mixture E60% + B40% - (2) at ambient temperature $T_\infty = 500 \text{ K}$.

Dependency analysis of the studied fuels allowed us to estimate the magnitude of the evaporation rate of droplets as single-component fuels and their binary mixture. As can be seen from Fig. 2, the values of the evaporating constants obtained by experimental research are sufficiently consistent with the model calculations,

and the absence of the features (nonlinear areas $d^2(t)$) of the evaporation process of the binary mixture droplet in the experiment can be explained by the thermal influences of the suspension, which was not taken into account in the model. Certain confirmation of the existence of the revealed features of the fuel mixture droplet evaporation process can be found in [5], which presents the results of experimental studies of evaporation kinetics and the measurement of the binary mixture of ethanol and acetone with water droplets temperature. Namely, the qualitative behavior of the droplet temperature in the evaporation of water solutions with a significant ($> 65-72\%$) content of ethanol or acetone, and the temperature of biofuel binary mixture droplet, presented in Fig.1.b, coincides.

Bibliography:

1. Dukes J.S. *Burning buried sunshine human consumption of ancient solar energy* / J.S. Dukes // *Climatic Change*. – 2003. – V.61. – P. 31–44. 2. Gomez L.D. *Sustainable liquid biofuels from biomass: the writing's on the walls* / L.D.Gomez, C.G.Steele-King, S.J.McQueen-Mason // *New Phytologist*. – 2008. – V.178, no. 3. – P. 473–485. 3. Wallner T. *A Comparison of Ethanol and Butanol as Oxygenates Using a Direct-Injection, Spark-Ignition Engine* / T.Wallner,

S. A.Miers and S. McConnell // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2007. – V.131, no.3. – P. 129 – 139. 4. Zhang L. *Vaporization modeling of petroleum-biofuel drops using a hybrid multi-component approach* / L. Zhang, S-Ch. Kong. // *Combustion and Flame*. – 2010. – Vol. 157. – P. 2165–2174. 5. Терехов В.И. *Тепломассообмен при испарении капель бинарных растворов* / В.И. Терехов, Н.Е. Шишкин // *Испарение, конденсация: сб. трудов V Российской национальной конференции по теплообмену*. – М., 2010. – Т.4. – С.302 – 305.

Bibliography (transliterated):

1. Dukes, J.S., (2003), *Burning buried sunshine human consumption of ancient solar energy*. *Climatic Change*, vol.61, pp. 31–44. 2. L.D. Gomez, C.G. Steele-King, S.J. McQueen-Mason, (2008), *Sustainable liquid biofuels from biomass: the writing's on the walls*. *New Phytologist*, vol.178, no. 3, pp. 473–485. 3. T.Wallner, S. A.Miers and S. McConnell, 2007, *Comparison of Ethanol and Butanol as Oxygenates Using a Direct-Injection, Spark-Ignition Engine*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol.131, no.3, pp. 129 –139. 4. L. Zhang, S-Ch. Kong, (2010), *Vaporization modeling of petroleum-biofuel drops using a hybrid multi-component approach*. *Combustion and Flame*, vol. 157, pp. 2165–2174. 5. Terekhov, V.I., Shishkin, N.E., (2010), *Teplomassoobmen pri isparenii kapel' binarnykh rastvorov* [Thermo- and mass transfer during evaporation of binary mixture droplets] *Isparenie, kondensatsiya: sb. trudov V Rossiiskoi natsional'noi konferentsii po teploobmenu*, Moscow, V.4, pp.302–305.

Поступила в редакцию 15.06.2018

Копейка Александр Кузьмич – канд. физ.-мат. наук, доцент, заведующий отделом инноваций и трансфера технологий НИЧ ОНУ, Одесский национальный университет им. И.И. Мечникова, Одесса, Украина, e-mail: kopyka@onu.edu.ua.

Олифиренко Юлия Александровна – аспирант кафедры общей и химической физики, Одесский национальный университет им. И.И.Мечникова, Одесса, Украина, e-mail: olifirenko@icn.od.ua

Калинчук Валерий Владимирович – доктор физ.-мат. наук, профессор, заведующий кафедрой теплофизики, Одесский национальный университет им. И.И.Мечникова, Одесса, Украина, e-mail: valerykalinchak@gmail.com, тел. (048) 723-12-03.

Дараков Денис Сергеевич – канд. физ.-мат. наук, старший преподаватель кафедры общей и химической физики, Одесский национальный университет им. И.И.Мечникова, Одесса, Украина, e-mail: darakov@onu.edu.ua.

Фудулей Татьяна Александровна – аспирант кафедры общей и химической физики, Одесский национальный университет им. И.И.Мечникова, Одесса, Украина, e-mail: tafudulei@gmail.com.

Лауренсас Раславичус – доктор философии, вице-декан факультета машиностроения, Каунасский технологический университет, факультет транспортной инженерии, Каунас, Литва.

ИСПАРЕНИЕ КАПЕЛЬ ДВУХКОМПОНЕНТНОЙ СМЕСИ ЭТАНОЛА И БУТАНОЛА

А.К. Копейка, Ю.А. Олифиренко, В.В. Калинчук, Д.С. Дараков, Т.А. Фудулей, Л. Раславичус

Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований испарения одиночных капель этанола (Е), бутанола (В) и их смеси с массовой долей этанола 60% (60%E+40%B) в нагретой воздушной среде в диапазоне температур 350–700К и при атмосферном давлении. Появление эффективных технологий получения возобновляемых топлив из биомассы дало возможность использования этих спиртов как альтернативных горючих. На практике они используются как примеси к топливам, получаемым из нефти. Одна из главных проблем при увеличении доли добавок биотоплив к топливным смесям, используемым в транспорте, заключается в отличии теплофизических свойств биотоплив от свойств минеральных топлив. Эти различия значительно влияют на процессы образования и испарения капель, воспламенение и горение модифицированной воздушно-топливной смеси в камере сгорания. Испарение капель топлива, как начальная стадия горения в камере сгорания, определяет эффективность всех остальных процессов. Поэтому немаловажно изучение испарения капель биотоплив и их смесей.

Теоретическое моделирование процесса испарения капель указанной выше биотопливной смеси проводилось с использованием приближения отдельных составляющих на основе уравнений тепломассообмена для каждого из компонентов смеси. То есть, система включает в себя $(i+1)$ уравнение. Для экспериментального изучения кинетики испарения использовался метод подвешенной капли. Представлены полученные зависимости текущего диаметра и температуры капли от времени, которые показывают наличие стадийности испарения смеси. На первом этапе интенсивнее испаряется этанол, как жидкость с более низкой температурой кипения. После этого в капле остается только бутанол, как жидкость

с более высокой температурой кипения. Второй этап – это равновесное испарение оставшегося компонента смеси. Анализ зависимости $d^2(t)$ позволяет оценить продолжительность испарения капель как для однокомпонентных биотоплив, так и для их смесей. Экспериментальные оценки длительности испарения соответствуют расчетным данным.

ВИПАРОВУВАННЯ КРАПЛІН ДВУХКОМПОНЕНТНОЇ СУМІШІ ЕТАНОЛА І БУТАНОЛА

О.К. Конійка, Ю.О. Оліфіренко, В.В. Калінчак, Д.С. Дараков, Т.О. Фудулей, Л. Раславицус

Представлені результати теоретичних і експериментальних досліджень випаровування поодиноких краплин етанолу (Е), бутанолу (В) та їх суміші з масовою часткою етанолу 60% (60%Е+40%В) у розігрітому повітряному середовищі в діапазоні температур 350-700К та за атмосферного тиску. Поява ефективних технологій отримання поновлюваних палив з біомаси дало можливість використання цих спиртів як альтернативних палив. На практиці вони використовуються як домішки до пального, яке отримують з нафти. Одна з головних проблем при збільшенні частки домішок біопалив до паливних сумішей, які використовуються на транспорті, полягає в відмінності теплофізичних властивостей біопалив від властивостей мінеральних палив. Ці відмінності значно впливають на процеси утворення й випаровування краплин, спалахування та горіння модифікованої повітряно-паливної суміші у камері згорання. Випаровування крапель палива, як початкова стадія горіння в камері згорання, визначає ефективність усіх подальших процесів. Тому є важливим вивчення випаровування краплин біопалив та їхніх сумішей.

Теоретичне моделювання процесу випаровування краплин вказаної вище біопаливної суміші проводилося з використанням наближення окремих складових на основі рівнянь тепломасообміну для кожного з компонентів суміші. Тобто система включає в себе $(i+1)$ рівняння. Для експериментального вивчення кінетики випаровування використовувався метод підвищеної краплини. Представлені отримані залежності поточного діаметру і температури краплини від часу, які вказують на наявність стадійності випаровування суміші. На першому етапі більш інтенсивно випаровується етанол, як рідина з нижчою температурою кипіння. Після цього в краплині залишається лише бутанол, як рідина з вищою температурою кипіння. Другий етап – це рівноважне випаровування компонента, що залишився у суміші. Аналіз залежності $d^2(t)$ дозволяє оцінити тривалість випаровування краплин як для однокомпонентних біопалив, так і для їх сумішей. Експериментальні оцінки тривалості випаровування відповідають даним розрахунків.

УДК 62-977

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.06

А.П. Марченко, А.Ю. Федоров, О.Ю. Лінков

РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ТЕПЛОВІДВЕДЕННЯ ДО НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТЕПЛОНОСІЯМИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВЗ

Для визначення основних складових втрат теплоти та їх оптимізації, в роботі уточнено методику оцінки тепловиділення до навколишнього середовища теплоносіями системи охолодження в залежності від режиму роботи ДВЗ. Проведено аналітичне дослідження оцінки втрат теплоти з охолоджувальною рідиною в систему охолодження двигуна внутрішнього згорання. За результатами побудовано апроксимовані криві зміни тепловиділення у теплоносії дизеля типу 5ТДФ в залежності від швидкісного режиму роботи та навантаження. Для розробки методики розрахунку побудовано схему енергетичного балансу силової установки транспортного засобу з двигуном типу 5ТДФ. Уточнено методику визначення складових теплового балансу. За уточненою методикою проведено розрахункове дослідження складових теплового балансу двигуна, яке дозволило визначити вплив регулювання роботи вентилятора системи охолодження на економічність дизеля при різних рівнях навантаження. Результати розрахункового дослідження дозволили визначити шляхи вдосконалення системи охолодження силової установки для підвищення її надійності за рахунок підтримки більш стабільного температурного стану деталей ДВЗ.

Актуальність

Сучасний ДВЗ це високотехнічна і високотехнологічна система сумісно працюючих систем та механізмів. Однією з тенденцій розвитку двигунобудування є відмова від втручання людини в керування роботою механізмів та систем, чи зведення такого втручання до мінімуму, тобто виключення «людського» фактору, через який трапляються надзвичайні ситуації, поломки та не ефективна робота ДВЗ. Об'єднуючи ці тенденції необхідним є визначення робочих режимів систем, що забезпечують оптимальну роботу ДВЗ. Актуальною постає задача

комплексної оцінки енергетичних параметрів ДВЗ та його систем, а саме визначення втрат теплоти з теплоносіями системи охолодження.

Мета роботи

Уточнення методики оцінки втрати теплоти з теплоносіями системи охолодження в залежності від режиму роботи ДВЗ для визначення основних складових втрат теплоти та їх оптимізації. Для досягнення мети необхідно вирішити задачу розрахункової оцінки теплоти підведеної до системи охолодження, провести аналіз перспектив розвитку систем охолодження транспортних дизелів, описа-

ти розподіл теплоти між робочими рідинами системи охолодження, визначити вплив регулювання на економічність дизеля, запропонувати спосіб оптимізації параметрів роботи системи охолодження.

Основна частина

Система охолодження ДВЗ призначена для відведення у навколишнє середовище теплоти, що була підведена до деталей ДВЗ від газів в циліндрі та процесів тертя деталей. Недосконала конструкція системи охолодження ДВЗ або не здатність відвести необхідну кількість теплоти призводить до різних наслідків, що впливають на роботу ДВЗ від пошкодження деталей до обмеження рівня потужності [1]. Тому питання надійної та ефективної роботи системи охолодження ДВЗ першочергово постає при розробці та доводці транспортних двигунів. Наявність керування роботою системи охолодження ДВЗ дозволяє отримати оптимальні робочі режими, але для оптимальної роботи такої системи мають бути розрахунково або експериментально визначені характеристики ДВЗ та його систем.

При використанні регулювання роботи системи охолодження ДВЗ розробка керуючого алгоритму базується на проведених раніше дослідженнях даної системи в розрахунковій градації граничних умов. Виходячи з проведеного аналізу, в алгоритм роботи електронного блоку керування вносять таку градацію з урахуванням забезпечення максимальної ефективності системи на заданому режимі експлуатації [2].

Виключення поломок при неправильній експлуатації, а також можливість отримати високу паливну економічність при роботі ДВЗ вимагає узгодження робочих характеристик системи охолодження і транспортного дизеля. Вітчизняним двигунобудівним підприємствам складно проводити детальне дослідження роботи системи охолодження ДВЗ. На поточний момент оцінка теплоти, підведеної до теплоносіїв, проводиться в більшості випадків лише експериментальним шляхом, для максимально можливого режиму навантаження. Такий підхід використовується з метою забезпечення відведення максимальної кількості теплоти переданої від деталей до теплоносіїв, а також гарантування роботи дизеля на номінальному режимі, як на найбільш навантаженому, в чітко визначеному діапазоні температур навколишнього середовища.

Сучасні транспортні засоби з ДВЗ працюють

не тривалий час при номінальному режимі роботи на максимальному навантаженні, що говорить про необхідність врахування умов експлуатації. На часткових режимах зі змінними навантаженнями потужність, споживана на активацію і забезпечення роботи системи, буде відмінною від потужності на номінальному режимі роботи ДВЗ. Для конструкцій ДВЗ, що експлуатуються характерною особливістю є механічний зв'язок приводу механізмів системи. В даному випадку робоча характеристика такої системи з механічним зв'язком безпосередньо залежить від частоти обертання колінчастого валу дизеля. Так як дизель має регулятор, що корегує паливоподачу в разі зниження навантаження при постійній частоті обертання колінчастого валу, то ефективність роботи системи знижується. Це відбувається внаслідок зниження співвідношення кількості підведеної та відведеної теплоти до теплоносіїв при зниженні навантаження при постійній частоті обертання колінчастого валу дизеля. На основі аналізу характеристики зміни тепловідведення в охолоджуючі рідини для дизеля типу 5ТДФ і отримано аналітичні залежності зміни виділення теплоти від частоти обертання колінчастого валу в діапазоні $1000\text{--}2850 \text{ хв}^{-1}$, в залежності від навантаження на ДВЗ (рис. 1) [3]. З рис.1 видно, що зниження навантаження і частоти обертання КВ дизеля призводить до зниження кількості теплоти підведеної в теплоносії.

Для забезпечення регулювання роботи системи охолодження ДВЗ необхідно уточнити методику визначення кількості теплоти, яка підведена до теплоносіїв системи охолодження з метою синхронізації робочих режимів агрегатів, що входять в систему. А саме, узгодити характеристики підведення теплоти в охолоджуючі рідини (рис. 1) і характеристику відводу теплоти в теплообмінниках системи охолодження.

Виконання задачі вимагає проведення аналізу конструкції дизеля і його систем з кінцевим результатом у вигляді схематичного зображення передачі потоків потужності і теплоти в силовій установці з транспортним дизелем типу 5ТДФ (рис. 2). Теплота у вузлі «Ц» (циліндр ДВЗ) розподіляється на енергетичні потоки, що підводяться (теплота, внесена із наддувним повітрям і паливом) та відводяться (індикаторна робота, втрат теплоти у стінки, теплота, що відведена з відпрацьованими газами).

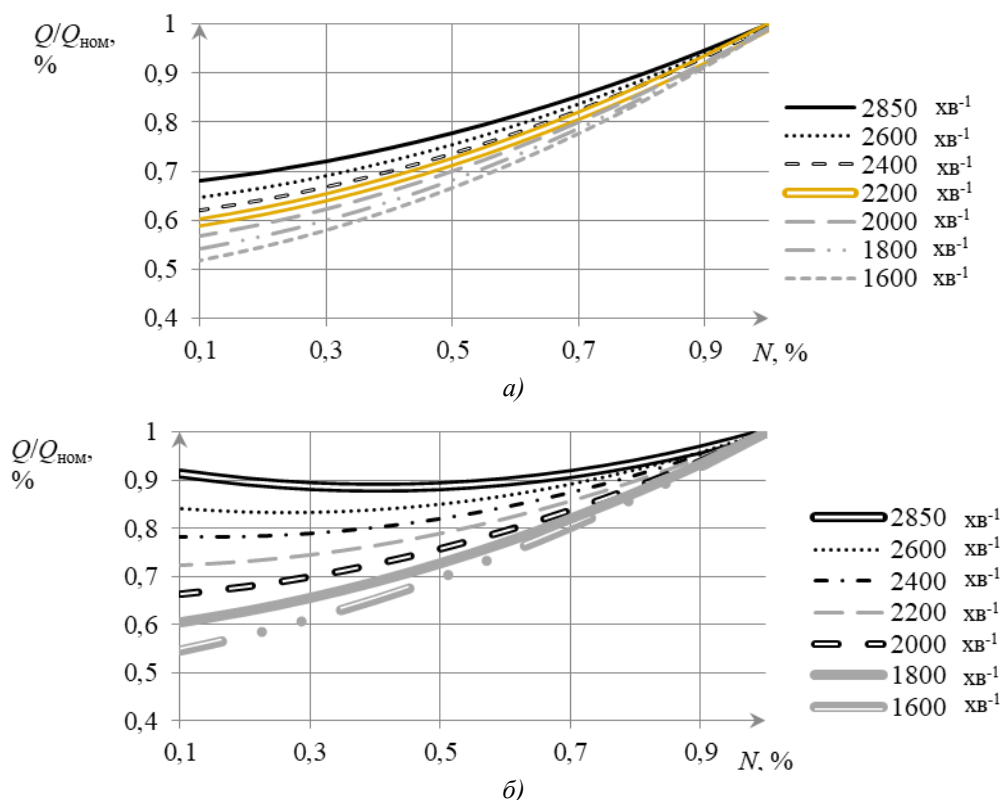


Рис. 1. Характеристика зміни тепловиділення в залежності від режиму роботи та навантаження на дизель у теплоносії: а) охолоджуюча рідина; б) моторна олива

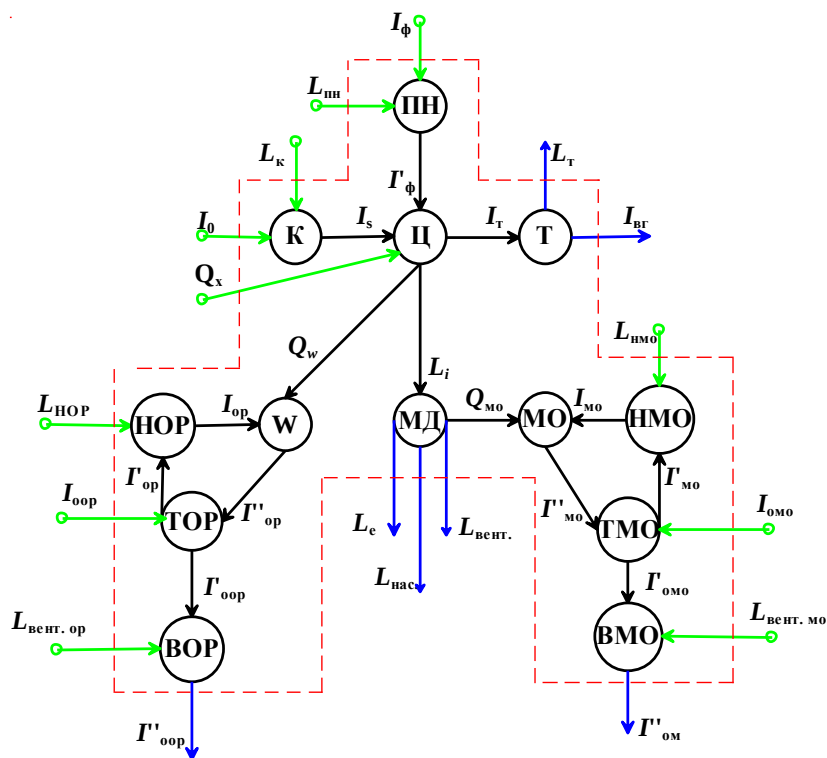


Рис. 2. Енергетична схема ДВЗ:

Ц – циліндр дизеля; К – компресор; ПН – паливний насос; МД – механізми дизеля; Т – турбіна; НОР – насос охолоджуючої рідини; ТОР – теплообмінник охолоджуючої рідини; ВОР – вентилятор охолоджуючої рідини; НМО – насос моторної оливи; ТМО – теплообмінник моторної оливи; ВМО – вентилятор моторної оливи; W – вузол рідинної системи, що сприймає теплоту; МО – вузол системи змащення, що сприймає теплоту

Розв'язання задачі визначення теплоти, що підводиться до теплоносіїв системи охолодження вимагає складання теплового балансу силової установки [4].

Відповідно побудованої схеми (рис. 2) на основі рівняння енергетичного балансу дизеля (1):

$$Q_1 = L + Q_2, \quad (1)$$

де, Q_1 – підведена теплота;

L – робота;

Q_2 – відведена теплота;

Спираючись на енергетичну схему дизеля (рис. 2), визначимо, що ліва частина рівняння енергетичного балансу включатиме такі складові:

$$Q_1 = I_s + I_\phi + Q_x, \quad (2)$$

де I_s – теплота, внесена з наддувним повітрям;

I_ϕ – теплота, внесена в циліндр з паливом;

Q_x – теплота згоряння палива.

Підведена теплота до робочого тіла в циліндрі дизеля (2) включає в себе теплоту, внесену з паливом (I_ϕ) і з повітрям (I_0). За схемою (рис.2) враховується наддув і теплота, внесена з повітрям враховує його нагрів і стиск (I_s). При згорянні палива виділяється теплота (Q_x), що еквівалентна нижчій теплоті згоряння (Q_n) і маси палива, внесеного в циліндр (B_c):

$$Q_x = B_c \cdot Q_n. \quad (3)$$

У разі застосування наддуву зміна теплоти, підведеної до повітря, буде залежати від початкової теплоти повітря (I_0), а також роботи, витраченої на привід агрегату наддуву (L_k):

$$I_s = I_0 + L_k, \quad (4)$$

Також варто враховувати теплоту, внесену в циліндр з паливом (I_ϕ). Особливістю паливної системи дизеля є значний стиск палива, що призводить до зміни його температурного стану:

$$I_\phi = I_\phi + L_{\text{пн}}, \quad (5)$$

де I_ϕ – теплота палива до моменту стиску;

$L_{\text{пн}}$ – робота, витрачена на привід паливного насоса.

Так, відповідно до схеми на рис. 2 для зовнішнього контуру відведена теплота (Q_2) буде мати вигляд:

$$Q_2 = Q_w + Q_{\text{мо}} + L_{\text{вент}} + L_{\text{нас}} + L_k - L_t + I_{\text{вг}} - I_s - I_\phi, \quad (6)$$

де I_s – ентальпія наддувального повітря;

L_k – робота, витрачена на привід агрегату наддуву;

L_t – робота, отримана на валу турбіни;

Q_w – теплота, відведена від охолоджуючої рідини;

$Q_{\text{мо}}$ – теплота, відведена від моторної оливи;

$L_{\text{вент}}$ – робота, витрачена на привід вентилятора системи охолодження;

$L_{\text{нас}}$ – робота, витрачена на привід насосів дизеля;

$I_{\text{вг}}$ – ентальпія відпрацьованих газів;

I_ϕ – ентальпія палива.

Щоб визначити компоненти, що входять в рівняння енергетичного балансу по зовнішньому контуру відповідно розглянутої схеми на рис. 2, необхідно визначити складові правої частини рівняння (1), а саме відведену теплоту.

Важливо, що в залежності від описуваного теплового балансу змінюються складові, які входять в рівняння. Включення або виключення останніх буде залежати від розглянутого контуру, в нашому випадку на рис. 2 штриховими лініями виділено зовнішній контур силової установки.

Рівняння енергетичного балансу для зовнішнього контуру силової установки, схема якої приведена на рис. 2, буде мати вид:

$$I_\phi + L_{\text{пн}} + L_k + I_0 + Q_x + L_{\text{юр}} + I_{\text{оор}} + L_{\text{вент.в}} + L_{\text{вент.мо}} + I_{\text{омо}} + L_{\text{нмо}} = L_e + L_t + L_{\text{нас}} + I_{\text{оор}}'' + L_{\text{вент.}}'' + I_{\text{омо}}'' + I_{\text{вг}}. \quad (7)$$

Розглянувши тепловий баланс за зовнішнім контуром, визначимо рівняння для підведеної теплоти в циклі Q_x :

$$Q_x = L_e + (I_{\text{оор}}'' - I_{\text{оор}}) + (I_{\text{омо}}'' - I_{\text{омо}}) + (I_{\text{вг}} - I_0 - I_\phi). \quad (8)$$

Тоді загальна теплота, підведена до охолоджуючої рідини і моторної оливи, матиме вигляд [5]:

$$Q_{\text{мо}}' = I_{\text{омо}}'' - I_{\text{омо}} = I_{\text{омо}}'' - I_{\text{омо}}' + L_{\text{вент.мо}} = Q_{\text{мо}} + L_{\text{вент.мо}}, \quad (9)$$

$$Q_w' = I_{\text{оор}}'' - I_{\text{оор}} = I_{\text{оор}}'' - I_{\text{оор}}' + L_{\text{вент.ор}} = Q_w + L_{\text{вент.ор}}. \quad (10)$$

З врахуванням рівнянь 9 та 10 визначимо теплоту підведену до охолоджуючої рідини та моторної оливи в рівнянні 8:

$$Q_x = L_e + Q_w' + Q_{\text{мо}}' + (I_{\text{вг}} - I_0 - I_\phi). \quad (11)$$

З рівняння (11) при відомій ефективній роботі або потужності дизеля, ентальпії газів на виході з циліндра і параметрах ентальпії навколишнього середовища і палива можна виразити суму складових теплоти, підведеної до системи охолодження: теплоту, підведену до охолоджуючої рідини (Q_w') і теплоту, підведену до моторної оливи ($Q_{\text{мо}}'$).

Рівняння включає в себе тепловий потік в систему охолодження, який виражений як:

$$Q_{co} = Q_w' + Q_{mo}', \quad (12)$$

Залежно від схеми компонування теплообмінників необхідно визначити складову потужності на привід вентилятора системи охолодження, яка враховується в підведеній теплоті до системи охолодження.

Компонування теплообмінників системи охолодження при їх послідовному розташуванні за потоком охолоджуючого повітря визначатиме гідравлічний опір повітряного тракту. Потужність, що витрачається на привід вентилятора, буде підсумовуватись з витратами роботи на прокачку повітря через теплообмінники моторної оливи і охолоджуючої рідини. Це пояснюється зростанням сумарного гідравлічного опору мережі. При паралельному розташуванні теплообмінників, втрати роботи та потужності будуть безпосередньо визначатись кожною секцією або модулем, що складається з секцій теплообмінників моторної оливи і охолоджуючої рідини окремо.

Для схеми на рис. 2 енергетичний баланс з урахуванням втрат на привід вентилятора набуде вигляду:

$$Q_x = L_e + Q_{mo} + L_{вент.мо} + Q_w + L_{вент.ор} + (I_{вг} - I_0 - I_{\phi}) = L_e + Q_{mo} + Q_w + L_{вент.} + (I_{вг} - I_0 - I_{\phi}) \quad (13)$$

Розрахунковими способами складно визначити складові втрат теплоти в охолоджуючу рідину (Q_w') і моторну оливу (Q_{mo}') з огляду на те, що необхідно визначати теплові потоки через стінку циліндра і головку блоку циліндрів (при її наявності) в охолоджуючу рідину. Подібним чином в залежності від схеми розташування каналів руху моторної оливи і місць контакту деталей з оливою необхідно визна-

чити тепловий потік до неї. В останньому випадку, визначення теплового потоку в оливу ставить перед конструктором завдання пошуку теплового потоку на кожній стінці, що контактує з оливою. Такий підхід до вирішення задачі буде найбільш точний, але трудомісткий. З цієї причини оцінка параметрів роботи системи охолодження найчастіше проводиться, спираючись на результати експериментальних досліджень.

Процес визначення теплового потоку в охолоджуючу рідину і моторну оливу математичними методами моделювання стає складною і трудомісткою задачею. Варіювання частоти обертання колінчастого валу, швидкісного режиму, навантаження безпосередньо впливає на інтенсивність підведення теплоти в охолоджуючі рідини. Крім цього конструкція дизелів також впливає на характеристики теплопідведення до охолоджуючих рідин.

Нами запропоновано аналітичний метод вирішення завдання пошуку теплових потоків в охолоджуючу рідину і оливу. Виходячи з численних експериментальних досліджень, було визначено середнє значення теплоти, яке надходить в систему охолодження для того або іншого типу дизелів.

У табл. 1 [5] наведено середній тепловий баланс для транспортних дизелів із зазначенням сумарної кількості теплоти, відведеної системою охолодження. Показані процентні значення величини ефективно використаної теплоти (q_e) від максимально підведеної, також теплоти, підведеної до рідини системи охолодження (q_{op}), ентальпію випускних газів ($q_{вг}$), теплоти, що не виділилась при згорянні палива ($q_{н.з.}$), теплоти, підведеної до моторної оливи (q_{mo}), а нев'язка теплового балансу ($q_{зал.}$) пояснюється наявністю теплообміну поверхонь деталей з навколишнім середовищем та ін. втратами.

Таблица 1. Складові теплового балансу дизелів

Тип двигуна	q_e	q_{op}	$q_{вг}$	$q_{н.з.}$	q_{mo}	$q_{зал.}$
	%					
Дизелі без наддува	29-42	20-35	25-40	0-5	2-4	2-7
Дизелі з помірним наддувом	35-45	10-25	25-45	0-5	3-7	2-7
Дизелі з високим наддувом	40-48	10-18	20-40	0-7	4-8	2-5

Як видно з табл. 1, сумарна теплота, відведена системою охолодження для дизеля без наддуву 22–39%, дизеля з помірним наддувом 13–32%, з високим наддувом 14–26%. Для визначення складових теплового балансу важливим є правильно розділи-

ти на складові сумарну теплоту, відведену системою охолодження.

Подібне розділення можливо здійснити в разі розрахунку параметрів на основі даних двигуна прототипу. Тобто, маючи співвідношення кількості теплоти, що підведена в моторну оливу і в охоло-

джуючу рідину, яка була визначена раніше для ДВЗ подібної конструкції і розмірності, можна розділити сумарне значення теплоти (Q_{co}), отримане в результаті рішення рівняння зовнішнього теплового балансу на компоненти теплового балансу охолоджуючої рідини (Q_w) і оливи (Q_{mo}). Таким чином обчислити загальний тепловий потік в систему охолодження не важко при наявності всіх елементів рівняння теплового балансу і розподілу складових теплоти системи охолодження.

Нижче наведена таблиця теплового балансу дизелів різного типу [6, 7] з поділом теплоти, під-

веденої до кожної охолоджуючої рідини.

З табл. 2 видно, що в дизелях із поршнями, що рухаються назустріч, теплота, відведена охолоджувальною рідиною, буде меншою, ніж в рядному або V-подібному ДВЗ. Це пояснюється відсутністю головки блоку циліндрів, яка, має охолоджувальні порожнини і канали для циркуляції охолоджуючої рідини. А щодо рядного дизеля збільшення відведення теплоти в моторну оливу пояснюється в два рази більшою площею контакту оливи з циліндром, для V-подібного дизеля відведення теплоти в оливу знаходиться в близькому значенні.

Таблиця 2. Складові теплового балансу дизельних двигунів

Параметри дизеля і складові теплового балансу	Назва дизеля					
	ПД1М	2Д100	10Д100	11Д45	2А-5Д49	1Д49
Компоновка	Рядний	Рядний із поршнями, що рухаються назустріч	Рядний із поршнями, що рухаються назустріч	V-подібний	V-подібний	V-подібний
Тактність	4	2	2	2	4	4
Ефективна потужність, кВт	880	1470	2200	2200	2940	4420
Частота обертання валу, хв ⁻¹	750	850	850	750	1000	1100
Теплота, внесена в циліндри дизеля з паливом, кВт	2326,5	3989,9	5635,3	5971,3	7289	11425,7
Корисно використане тепло, %	38	36	38	36	41	39,5
Відведення тепла з охолоджуючою рідиною, %	22,5	15	11,5	17	13	13,5
Відведення тепла з моторною оливою, %	3,5	11	10	8,8	5	5
Відведення тепла від повітря перед циліндрами, %	2	-	8	4,5	7,5	8,5
Відведення тепла з відпрацьованими газами, %	34	38	32,5	33,7	32	33,5

Якщо розглядати енергетичну схему, наведену на рис. 2 для дизеля 5ТДФ, то для оцінки зроблених раніше висновків необхідно привести експериментальні дані вимірювання теплового балансу. У ДП «ХКБД» проведені випробування модифікації дизеля типу 5ТДФ (457-МА1), в результаті яких отримані параметри теплового балансу дизеля. У табл. 3 наведені результати дослідження дизеля.

Також в табл. 3 [8, 9] для порівняння показані характеристики тепловиділення дизеля типу 6ТД, однакової розмірності, як і дизелі типу 5ТДФ. Видно, що для даних двигунів характерним є теплови-

ділення в охолоджуючу рідину на рівні $13 \pm 0,5\%$, в моторну оливу тепловиділення складає $4 \pm 0,4\%$. Подібна тенденція свідчить про можливість використання середньостатистичних експериментальних значень для подальших розрахунків системи охолодження.

Спираючись на питомі значення теплоти, підведеної до рідини і оливи в систему охолодження, можемо розрахувати наскільки буде змінюватися тепловий потік в теплоносії системи охолодження в залежності від навантаження на дизель на відповідному швидкісному режимі. Для визначення нава-

нтажувальних параметрів роботи системи охолодження ДВЗ, скористаємося питомою тепловіддачею, отриманою на зовнішній швидкісній характеристиці, а саме на номінальному режимі роботи і апроксимованими кривими на рис. 1.

Видно, що тепловий потік буде змінюватися з навантаженням. Використовуючи параметри зовнішньої швидкісної характеристики і залежності

(рис. 1), визначають тепловиділення при зміні навантаження на двигун. Приймаючи, що рівняння (12) (Q_{co}) дорівнює сумі процентним співвідношенням теплоти, відведеної системою охолодження, то поділ теплового потоку для дизеля типу 5ТДФ зведеться до визначення теплового потоку лише на номінальному режимі роботи.

Таблица 3. Экспериментальные параметры дизелей

Параметр	Од. виміру	Дизель			
		457ма-1(5ТД)	457ма(5ТД)	457(5ТД)	459(6ТД)
n	хв ⁻¹	2850	2800	2800	2800
N_e	кВт	668,8	559,9	458,1	634,6
G_m	кг/год	179,3	164,8	122	167
g_e	г/(кВт·год)	268,1	293,7	266,5	262,4
$t_{вс}$	К	293	293	288	293
t_k	К	435	475	412	442
p_k	МПа	0,32	0,34	0,23	0,29
p_r	МПа	106,9	294,2	264,8	260,9
t_r	К	885	873	848	858
$G_{вз}$	кг/с	1,56	1,6	1,19	1,68
$G_{в\ стр}$	кг/с	0,08	0,11	0,09	0,19
$G_{в\ дв}$	кг/с	1,48	1,49	1,11	1,49
$у\alpha$	-	2,05	2,23	2,23	2,2
N_k	кВт	-	293,1	143,4	250,7
$N_{стр.}$	кВт	-	20,9	10,3	18,3
$Q_{ор}$	кВт	279,1	267,49	196,3	251,4
$Q_{мо}$	кВт	86,8	81,4	62,7	77
$Q_{ор} + Q_{мо}$	кВт	365,9	348,9	259	328,4
$Q_{підв}$	кВт	2106,8	1935,8	1433,5	1962,3
$Q_{ор}$	%	13,3	13,8	13,7	12,8
$Q_{мо}$	%	4,1	4,2	4,4	3,9

Показники споживання палива дизелем, що отримані в результаті експерименту на номінальному режимі, дадуть базову точку для визначення впливу на паливну економічність теплоти, підведеної до теплоносіїв системи охолодження (Q_{co}).

Для відводу теплоти (Q_{co}) необхідно визначити параметри системи охолодження і компонентів, що входять до неї. Дизелі типу 5ТДФ спроектовані з урахуванням роботи з системою охолодження ежекційного типу. Ежекційна система охолодження показує високі показники надійності, але зважаючи на особливості конструкції створює обмеження по рівню форсування дизеля і має недостатню ефективність на часткових режимах. Най-

поширенішою системою охолодження є вентиляторна. На танку Т-14 «АРМАТА» аналіз показав наявність двох ідентичних вентиляторів в кормі танка [10], подібна тенденція зберігається в інших закордонних бойових машинах. Таким чином на підставі аналізу закордонних танків і їх систем охолодження ДВЗ рекомендовано застосування системи охолодження вентиляторного типу.

Зображена схема на рис. 2 відноситься до модифікації дизеля 5ТДФ МА-1. Модифікація є варіантом модернізації танків Т-72 з урахуванням внесення мінімальних змін в конструкцію бойової машини.

Система охолодження тут є вентиляторною, з вентилятором, що приводиться через редуктор з

двома передачами, від колінчастого валу дизеля. Для визначення впливу зміни теплоти, яку необхідно відвести системою охолодження, потрібно привести основні параметри для розрахунку параметрів роботи вентилятора (аеродинамічний опір повітряної мережі, адіабатичний коефіцієнт корисної дії, та ін.)

На рис. 3 показаний графік зміни аеродинамічного опору повітряної мережі системи охолодження ДВЗ танка Т-72, отриманий експериментальним шляхом [11].

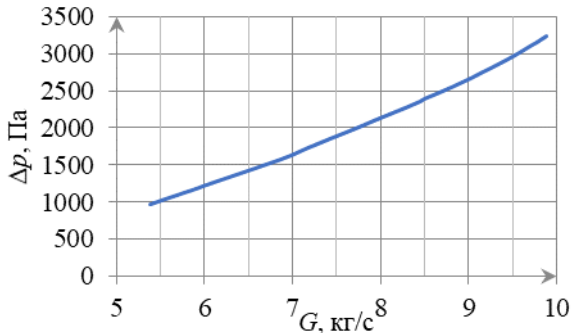


Рис. 3. Аеродинамічний опір повітряної мережі системи охолодження

Коефіцієнт корисної дії вентилятора знаходиться в межах від 23–32% в залежності від встановленої модифікації вентилятора. Низький ККД пояснюється тим, що вентилятор прокачує гаряче повітря.

ККД вентилятора безпосередньо визначає потужність, витрачену на обертання диска вентилятора. Так як потужність не підводиться від зовнішнього джерела, а відбирається за допомогою передачі від транспортного дизеля, то потужність останнього, як і паливна економічність, безпосередньо пов'язана з ККД вентилятора і масовою витратою повітря, яке він забезпечує для необхідного режиму роботи.

Потужність, що витрачається на привід вентилятора, визначається з виразу [12]:

$$N_{\text{вент}} = \frac{G \cdot H_p}{\eta_e \cdot 75}, \quad (14)$$

де, G – об'ємна витрата повітря, $\text{кг} / \text{м}^3$;

H_p – надлишковий тиск, Па;

η_e – коефіцієнт корисної дії вентилятора.

Витрата повітря для відводу теплоти від теплообмінників визначається з комплексного розрахунку секцій теплообмінників за розробленою програмою на базі методики, викладеної авторами Кейсом і Лондоном.

Вихідними даними для програми розрахунку теплообмінників є параметри теплового балансу

дизеля (температури робочих тіл, витрати, теплота яку необхідно відвести), і параметри навколишнього середовища.

За розрахунком робочого процесу дизеля задається значення теплоти, яку необхідно відвести від теплообмінників. Згідно з дослідженнями, проведеним ДП «ХКБД» в першому наближенні можна задатися процентним поділом теплоти в охолоджуючу рідину і моторну оливу на режимі зовнішньої швидкісної характеристики в залежності від загальної теплоти, підведеної при згорянні палива в циліндрі. Відповідно до рис. 1 для дизеля 5ТДФ можна, спираючись на криву, що описує залежність кількості теплоти, підведеної до системи охолодження, від частоти обертання колінчастого валу дизеля і навантаження. За апроксимованими залежностями стає можливим визначити часткові режими роботи, при цьому, не вдаючись до додаткових експериментальних досліджень.

За результатами розрахунку теплообмінників будуватиметься характеристика масової витрати повітря через вентилятор, а також характеристика для часткових режимів роботи дизеля при варіюванні параметрів навантаження, температур робочих тіл і повітря.

Виходячи з описаного вище виразу визначення потужності вентилятора, помістимо його в рівняння зовнішнього теплового балансу.

$$I_{\text{омо}}'' - I_{\text{омо}}' = I_{\text{омо}}'' - I_{\text{омо}}' + L_{\text{вент.мо}} = Q_{\text{мо}} + L_{\text{вент.мо}}, \quad (15)$$

$$I_{\text{оор}}'' - I_{\text{оор}}' = I_{\text{оор}}'' - I_{\text{оор}}' + L_{\text{вент.ор}} = Q_w + L_{\text{вент.ор}}, \quad (16)$$

$$Q_x = L_e + Q_{\text{мо}} + L_{\text{вент.мо}} + Q_w + L_{\text{вент.ор}} + (I_{\text{вг}} - I_0 - I_{\text{ф}}) = L_e + Q_{\text{мо}} + Q_w + L_{\text{вент.}} + (I_{\text{вг}} - I_0 - I_{\text{ф}}) \quad (17)$$

З рівнянь (15) і (16), (17) можна отримати:

$$N_{\text{ey}} = N_e - N_{\text{вент.}}. \quad (18)$$

Для визначення впливу регулювання роботи вентилятора на економічність дизеля необхідно порівняти ідентичні режими роботи. При відомому стандартному налаштуванні роботи вентилятора потужність силової установки становить 676 кВт і паливна економічність становить 267 г/(кВт·год). Знаючи параметри потужності не важко визначити в якій мірі впровадження регулювання вплине на паливну економічність дизеля.

Для дослідження обрали 2 найпоширеніших режими роботи, це режим номінальної потужності і режим максимального крутного моменту. За розрахунковими даними отримані параметри втрат на привід вентилятора при повному навантаженні з метою порівняння втрат при відсутності умови регулювання. Відсутність умови регулювання передбачає постійні витрати потужності на привід вентилятора, а також надлишок теплоти, яку відводить

охлаждающее повітря. Були проведені розрахунки зміни тепловіддачі в систему охолодження при ва-

рюванні навантаження в межах від 60 до 100% з кроком 20%. Результати наведені в табл. 4.

Таблица 4. Результаты расчетного исследования дизеля типа 5ТДФ

n, хв ⁻¹	P, %	g _e , кг/(кВт·год)	N _e ,	N _{вент} , кВт	t _{оп} , °C	t _{мо} , °C	t ₀ , °C
			кВт				
2050	100	0,262	500,5	7,5	115	101	20
	80	0,255	514,5	4	115	96	20
	60	0,251	523,6	2,4	115	92	20
2850	100	0,246	731,6	34,8	115	107	20
	80	0,234	770,5	19,2	115	104	20
	60	0,227	793,9	10,8	115	103	20

Як видно з табл. 4 використання регулювання системи охолодження з метою забезпечити постійний температурний стан дизеля при зниженні навантаження також дозволяє знизити витрату палива.

Визначення масової витрати повітря в залежності від параметрів роботи дизеля дозволить скласти електронні карти з масивами даних для програми управління роботою вентилятора. Дана програма буде регулювати масову витрату повітря через вентилятор за допомогою контролю частоти обертання ротора вентилятора або кута нахилу лопаток в роторі.

Висновки

1. Дано уточнення опису методики розрахункової оцінки тепловідведення до навколишнього середовища теплоносіями системи охолодження ДВЗ в частині розподілу між теплоносіями на різних режимах роботи ДВЗ.
2. Проведено аналіз перспектив розвитку систем охолодження ДВЗ на прикладі закордонних танків і рекомендовано застосування системи охолодження дизеля вентиляторного типу.
3. Використовуючи експериментальні дані описано спосіб поділу отриманої розрахунковим методом теплоти від деталей дизеля підведеної в систему охолодження на теплоту, підведену до моторної оливи та охолоджуючої рідини.
4. На основі аналізу та експериментальних даних з використанням уточненої методики визначено, що запропоновано спосіб оптимізації параметрів роботи системи охолодження з застосуванням регулювання в залежності від режиму роботи ДВЗ дозволяє знизити експлуатаційну витрату палива.

Список літератури:

1. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей : учебник для вузов по специальности "ДВС" / С. И. Ефимов [и др.] ; под

ред.: А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - 3 изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1985. - 456 с. 2. Iskandar M. A. Design and analysis of a cooling control system of a diesel engine, to reduce emissions and fuel consumption / M. A. Iskandar, A. A. Filho. // ABCM Symposium Series in Mechatronics. - 2012. - p. 39-48. 3. Отраслевой стандарт. Системы жидкостного охлаждения дизеля военных гусеничных машин. Метод расчета. ОСТ ВЗ-1470-82.- Изд. официальное. 1982. - 162 с. 4. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учеб. по специальности "Двигатели внутреннего сгорания"/ Орлин А.С., Круглов М.Г., Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А. и др.; Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. - 4-е издание, переработанное и дополненное.- М.: Машиностроение, 1983. - 372 с. 5. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К. Шокотов. Под ред. А.Ф. Шеховцова. — К.: Техника, 1992. — 272 с. 6. Технические требования, основные характеристики и мощностные ряды дизелей [Электронный ресурс] // Тепловозы и подвижной состав. - 2018. - Режим доступа до ресурсу: http://diesellocc.ru/books/kuzmich/page_19.html. 7. Дизель Д100 [Электронный ресурс] // Тепловозы ТГМ4, ТЭМ2, ТГМ6. - 2018. - Режим доступа до ресурсу: http://tgm4.org/publ/dizelja/dizel_d100/35-1-0-87. 8. Двигатель 5ТДФ [Электронный ресурс] // Сталь и озоны: современные и перспективные танки. - 2018. - Режим доступа до ресурсу: <http://bvtv.narod.ru/4/5td/5tdf.htm>. 9. Звіт № 018к – Харків: ДП "ХКБД", 2013. - 1 с. 10. Сердце "Арматы" [Электронный ресурс] // youtube.com-телеканал Звезда. - 2015. - Режим доступа до ресурсу: https://www.youtube.com/watch?v=KcxЕypMS_FM. 11. Технический акт №534/ЛАС – Харків: ДП "ХКБД", 2012. - 3 с. 13. Косточкин В. Н. Центробежные вентиляторы. Основы теории и расчета /В. Н. Косточкин. Москва : Машиз, 1951. - 222 с.

Bibliography (transliterated):

1. Efimov, S.Y., Edited by Orlin, A.S., Kruglov, M.H., (1985), Internal Combustion Engine. Piston and combined engine systems. Textbook for universities on the specialty "ICE", 3rd ed. [Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Sistemy porshnevyyih i kombinirovannyih dvigateley : uchebnik dlya vuzov po spetsialnosti "DVS", 3-e izd., pererab. y dop.], Mashinostroenie, Moscow, 456 p. 2. Iskandar, M.A., Filho, A.A., (2012), "Design and analysis of a cooling control system of a diesel engine, to reduce emissions and fuel

consumption", ABCM Symposium Series in Mechatronics, pp. 39–48. 3. (1982), Industry standard. Liquid cooling systems for diesel engines of military caterpillar vehicles. Calculation method. OCT B3-1470-82. Official [Otraslevoystandart. Sistemy zhizhnostnogo ohlazhdeniya dizelya voennykh gusenichnykh mashin. Metod rascheta. OST VZ-1470-82. Yzd. ofytsyalnoe.], 162 p. 4. Orlin, A.S., Kruglov, M.G., Vyubov, D.N., Ivashchenko, N.A. and etc.; Ed. Orlin, A.S., Kruglov, M.G., (1983), Theory of piston and combined engines. A textbook on the specialty "Internal combustion engines", 4th ed. [Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley. Ucheb. po spetsialnosti "Dvigateli vnutrennego sgoraniya", 4-e yzdanie, pererabotannoe y dopolnennoe], Moscow, Mashinostroyeniye, 372 p. 5. Abramchuk, F.I., Marchenko, A.P., Razleytsev, N.F., Tretyak, E.I., Shekhovtsov, A.F., Shokotov, N.K., Ed. Shekhovtsov, A.F. (1992), Modern diesel engines: increase fuel economy and long-lasting durability. [Sovremennyye dizeli: povysheniye toplivnoy ekonomichnosti i dlitelnoy prochnosti], Kyiv, Technic, 272 p. 6. "Technical requirements, main characteristics and power series of

diesel engines". Diesel locomotives and rolling stock ["Tekhnicheskie trebovaniya, osnovnyye harakteristiki i moschnostnyye ryady dizelya"] Teplovozy i podvizhnoy sostav], available at: http://dieselloc.ru/books/kuzmich/page_19.html. 7. "Diesel D100". Diesel locomotives TGM4, TGM2, TGM6 ["Dizel D100". Teplovozyi TGM4, TEM2, TGM6.], available at: http://tgm4.org/publ/dizelja/dizel_d100/35-1-0-87. 8. "5TDF Engine". Steel and fire: modern and promising tanks [Dvigatel 5TDF. Stal i ogon: sovremennyye i perspektivnyye tanki], available at: <http://btvt.narod.ru/4/5td/5tdf.htm>. 9. (2013), Report № 018k [Zvit # 018k], Kharkiv, DP "KhKBD", 1 p. 10. Heart of "Armata", TV Zvezda [Serdtshe "Armaty", TV Zvezda], available at: https://www.youtube.com/watch?v=KcxEypMS_FM. 11. (2012) Technical act №534/LAS [Tekhnichnyi akt №534/LAS], Kharkiv, DP "KhKBD", 3 p. 12. Kostochkin, V.N., (1951), Centrifugal fans. Fundamentals of theory and calculation [Tsentrifuzhnyye ventilyatoryi. Osnovy teorii i rascheta], Moscow, Mashhyz, 222 p.

Поступила в редакцию 12.05.2018 г.

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, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

Федоров Андрій Юрійович – наук. співробітник кафедри ДВЗ Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: smax.kh@gmail.com.

Ліньков Олег Юрійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри ДВЗ Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: linkov@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0002-2780-2412>.

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОТВОДА В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ С ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

А.П. Марченко, А.Ю. Федоров, О.Ю. Линьков

В работе предусмотрено уточнение методики оценки потери теплоты с теплоносителями системы охлаждения в зависимости от режима работы ДВС для определения основных составляющих потерь теплоты и их оптимизации. Проведено аналитическое исследование оценки потерь теплоты с охлаждающей жидкостью в систему охлаждения двигателя внутреннего сгорания. По результатам построены аппроксимированные кривые изменения тепловыделения в теплоносители дизеля типа 5ТДФ в зависимости от скоростного режима работы и нагрузки. Для разработки методики расчета построена схема энергетического баланса силовой установки транспортного средства с двигателем типа 5ТДФ. Уточнена методика определения составляющих теплового баланса. По уточненной методике проведено расчетное исследование составляющих теплового баланса двигателя, которое позволило определить влияние регулирования работы вентилятора системы охлаждения на экономичность дизеля при различных уровнях нагрузки. Результаты расчетного исследования позволили определить пути совершенствования системы охлаждения силовой установки для повышения ее надежности за счет поддержки более стабильного температурного состояния.

CALCULATING THE HEAT OUTPUT IN THE ENVIRONMENT WITH THERMAL COOLERS OF THE COOLING SYSTEM

A.P. Marchenko, A.J. Fedorov, O.J. Linkov

According to the purpose, the work provides for the specification of the methodology for estimating heat loss with coolants through the cooling system, depending on the operating mode of the internal combustion engine for determining the main components of heat losses and their optimization. An analytical study of the estimation of losses of heat with a cooling liquid in the cooling system of an internal combustion engine is carried out. Based on the results, curves for the change in heat release in a coolant of a 5TDF type diesel engine, depending on the speed mode of operation and load, have been approximated. To develop the calculation methodology, a power balance diagram of the vehicle with a 5TDF engine is constructed. The method for determining the components of the heat balance is specified. According to the refined methodology of study of the components of the thermal balance of the engine, it was possible to determine the influence of the regulation of the fan of the cooling system on the economy of the diesel engine at various load levels. The results of the study allowed determining the ways of improving the cooling system of the engine to increase its reliability by supporting a more stable temperature state.

О.В. Триньов, Р.Ю. Бугайцов

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОВОЇ ГІЛЬЗИ СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

Проведене розрахункове дослідження базується на результатах тривалих експериментальних досліджень теплового стану циліндрової гільзи середньообертового суднового дизеля 6ЧН26/34, які проводилися на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» у 80-х роках під керівництвом проф. Є.І. Третяка. Проблемою судових дизелів такої конструкції було значне переохолодження гільзи, що, в свою чергу, погіршувало умови змащення в спряженні гільза-поршень, внаслідок завищеної в'язкості моторного мастила. Оптимізація теплового стану передбачала досягнення певного температурного профілю по робочій поверхні гільзи, такого, при якому можна мінімізувати витрати на тертя, підтримуючи в'язкість мастила в певних межах. Проведені експериментальні дослідження підтвердили можливість практичного вирішення зазначеної проблеми.

З метою підвищення техніко-економічних показників суднового дизеля в даному розрахунковому дослідженні поставлені задачі розробки математичної моделі теплонапруженого стану циліндрової гільзи, її уточнення на основі зазначених експериментальних досліджень, розробки практичних рекомендацій щодо оптимізації температурного стану гільзи. Наведено аналіз публікацій за тематикою дослідження, зокрема робіт проф. Є.І. Третяка, детально аналізуються особливості задання граничних умов задачі теплопровідності для розрахункових варіантів. Зокрема, запропоновано обмежити охолодження гільзи лише локальним охолодженням її верхнього поясу. Для вирівнювання температур по висоті гільзи запропоновано також нанесення теплоізоляційного емалевого прошарку на нижній частині гільзи. Теплонапружений стан гільзи аналізується з використанням методу скінченних елементів.

Вступ

В основу даного дослідження, в якому вирішуються завдання оптимізації теплового стану гільзи циліндру середньообертового дизеля, отримання раціонального профілю температури робочої поверхні гільзи по її висоті, були покладені розрахунково-експериментальні роботи, які проводилися на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» в 80-х роках під керівництвом проф. Є.І.Третяка.

Як показує практика експлуатації середньообертових дизелів суднового та тепловозного типів, суттєвим резервом поліпшення показників економічності і надійності є узгодження процесів тертя в циліндро-поршневій групі з процесами тепловідведення від вказаних деталей.

Аналіз теплового стану гільзи зазначених типів дизелів свідчить про те, що в більшості випадків (конструкцій) нижній пояс робочої поверхні гільзи в зоні тертя поршня і поршневих кілець значно переохолоджується навіть на номінальних режимах. Низькі температури мастила в цій зоні негативно впливають на в'язкість мастила, збільшуючи витрати на тертя і погіршуючи ефективні показники дизеля. Крім того, переохолодження деталей ЦПГ в даному випадку супроводжується зростанням витрат теплоти в систему охолодження, що, в свою чергу, погіршує індикаторні показники. В той же час встановлено, що підтримання температури робочої поверхні гільзи в оптимальних температурних діапазонах, уникнення переохолодження, зменшення в'язкості мастила сприяє зниженню коефіцієнтів тертя в сполученні поршень (поршневі кільця, юбка поршня)-гільза, зменшує механічні

витрати, а також викиди теплоти в систему охолодження.

Зі зростанням вимог до техніко-економічних показників сучасних середньообертових дизелів забезпечення оптимального теплового стану робочої поверхні гільзи по її висоті стає більш актуальним і вимагає додаткових розрахунково-експериментальних досліджень.

В проведеному дослідженні, метою якого є поліпшення показників середньообертових дизелів, вирішувалися наступні задачі:

- аналіз впливу теплового стану гільзи на механічні витрати по двигуну, аналіз конструктивних засобів оптимізації теплового стану;
- розробка математичної моделі (ММ) теплонапруженого стану (ТНС) циліндрової гільзи середньообертового суднового дизеля та її уточнення на основі результатів експериментальних досліджень;
- розрахунковий аналіз теплонапруженого стану циліндрової гільзи, визначення впливу окремих конструктивних факторів на тепловий стан гільзи;
- розробка практичних рекомендацій щодо оптимізації теплового стану гільзи з точки зору зменшення витрат на тертя і викидів теплоти в систему охолодження.

Об'єктом дослідження є теплонапружений стан циліндрової гільзи (втулки) середньообертового дизеля 6ЧН26/34.

Аналіз публікацій

При вирішенні поставлених в дослідженні задач, зокрема уточненні ММ, в основному були ви-

користані результати, представлені в роботах [1,2,3].

Так в публікації [1] доводиться можливість поліпшення паливної економічності дизеля розмірності 6ЧН26/34, за рахунок забезпечення необхідних температурних умов в циліндрі для протікання робочого процесу, сумішоутворення, згорання, тертя в спряженні поршень-гільза. Зазначається, що результати термометрії свідчать про переохолодження гільзи. Переохолодження погіршує якість теплових процесів, в першу чергу це стосується тертя в циліндро-поршневій групі. Так температура робочої поверхні гільзи на 80 - 90% довжини ділянки тертя, а також температура юбки поршня нижче 110°C, навіть при роботі на номінальному режимі ($N_{\text{ен}}=147\text{кВт}$; $n=750\text{хв}^{-1}$; $p_e=1,33\text{МПа}$) [1]. Проведений авторами [1] аналіз коефіцієнтів тертя в поршневій групі ДВЗ в діапазоні швидкостей ковзання і тисків, характерних для суднових дизелів, зокрема 6ЧН26/34, показав: мінімальні значення коефіцієнтів тертя досягаються при значно більш високих температурах робочої поверхні гільзи. При цьому для досягнення максимального ефекту від оптимізації температурних умов тертя в поршневій групі необхідно не лише регулювання певного рівня температури гільзи (середньої температури), але й забезпечити раціональний профіль температур впродовж поверхні тертя. Цей висновок, зроблений в роботі [1], безпосередньо витікає з розгляду залежності між коефіцієнтами тертя, швидкістю ковзання, тиском і температурою в зоні тертя. При цьому швидкість ковзання і тиск в зоні тертя є незалежними параметрами, які у будь-якому випадку визначаються конструкцією конкретного двигуна та режимом його роботи, і змінюються за ходом поршня. Таким чином впливати на коефіцієнт тертя з метою його зменшення можливо лише шляхом забезпечення раціонального профілю температур, узгоджуючи швидкість ковзання і тиск в парі тертя.

В роботі [1] вказано на можливі шляхи, конструктивні заходи, які впливають на процеси тепловідведення від деталей циліндро-поршневої групи, забезпечують регулювання температур в широких межах. Серед таких заходів, як найбільш відомих і таких, що знаходять практичне застосування, вказано на тепловий захист керамічними матеріалами, локальне охолодження, перерозподіл теплових потоків, який передбачав охолодження лише верхньої частини гільзи.

Варіант з охолодженням верхньої частини гільзи в роботі [1] було реалізовано на практиці та досліджено в ході моторного експерименту.

Температурний стан гільзи оцінювався для серійного та дослідного варіантів за допомогою 11

термопар, розміщених впродовж робочої поверхні гільзи, встановленій на одноциліндровому відсіку 1ЧН26/34. Загальний вигляд препарованої гільзи представлено на рис.1, а результати термометрії – на рис.2. Зазначимо, що саме результати цього експерименту були використані в подальшому для уточнення скінченноелементної математичної моделі теплонапруженого стану як серійної, так і дослідних варіантів гільзи.



Рис. 1. Загальний вигляд препарованої для термометрії гільзи

Як показали результати термометрії дослідного варіанта, навіть відмова від охолодження нижнього поясу гільзи не привела до суттєвого зростання температур у її верхній частині.

Так на режимі номінальної потужності ($N_{\text{ен}}=147\text{кВт}$) зростання температури поверхні гільзи в зоні першого компресійного кільця при положенні поршня в ВМТ складає лише 5-7°C, температура гільзи зростає в основному в нижній неохолоджуваній частині в середньому на 20°C [1].

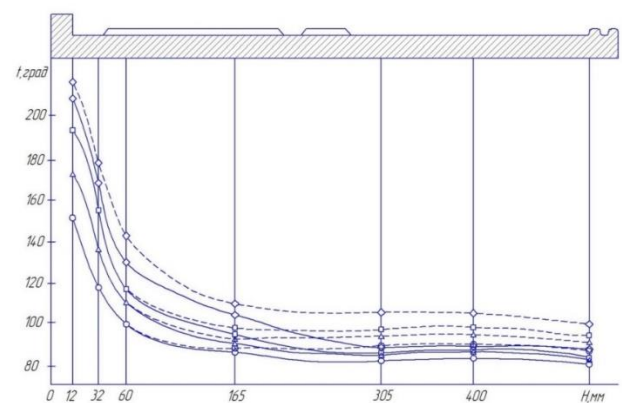


Рис. 2. Зміна температур по висоті гільзи циліндра в залежності від навантаження дизеля ($\diamond$ -147,2 кВт; $\square$ -110,4 кВт; Δ -73,6 кВт; $\circ$ -36,8 кВт): — - серійний варіант; - - - - дослідний варіант

Так як витрати теплоти в систему охолодження по нижньому поясу гільзи незначні (2-3%), їх зменшення не може суттєво вплинути в цілому на складові теплового балансу.

Проведене експериментальне дослідження [1] підтвердило доцільність теплоізоляції зовнішньої поверхні гільзи у будь-якому випадку. В той же час доведено, що лише цей захід недостатній для оптимізації теплового стану переохолодженої гільзи [1].

Як подальший розвиток дослідження з оптимізації теплового стану гільзи можна розглядати розрахунково-експериментальні результати, представлені в публікації [2]. На основі проведеного аналізу визначений температурний діапазон для робочої поверхні гільзи в межах 160-180°C, при якому досягаються мінімальні коефіцієнти тертя в циліндро-поршневій групі. Як основний засіб доведення температур гільзи до оптимальних значень пропонується зменшення охолоджуваної поверхні по верхньому поясу. Важливим, як і для будь-якої оптимізації, є вибір критерію оптимізації визначення обмежень з урахуванням умов роботи спряжень циліндро-поршневої групи, як з точки зору економічності, так і надійності. Автори [2] пропонують в якості такого обмеження температуру гільзи в зоні першого компресійного кільця при положенні поршня в ВМТ на рівні 160 °C [2].

В роботі [3] аналізується механізм впливу теплового стану гільзи на паливну економічність, відзначається, що є більш визначальними при цьому – температурні умови тертя або ж теплові витрати в систему охолодження.

В моторному експерименті [3] для визначення впливу теплового стану гільзи на процеси тертя в ЦПГ та показники робочого процесу були проведені комплексні вимірювання, які включали індиціювання, теплобалансні вимірювання, визначення витрати палива, визначення параметрів газотурбінного наддуву.

Як слідує з отриманих результатів, перехід від серійної гільзи до дослідного зразка з частковим охолодженням гільзи лише по верхньому поясу дає зростання механічного ККД на 0,5-1,1%, спостерігається незначне (на 0,2-0,6%) зростання індикаторного ККД за рахунок зменшення тепловідведення. В результаті зростання η_i і η_e досягається зниження питомої витрати палива на 1,8-4,2 г/(кВт·год).

Проведений попередній аналіз публікацій показав доцільність і перспективність досліджень впливу температурного стану гільзи, профілю температур робочої поверхні гільзи на процеси тертя в циліндро-поршневій групі.

Результати математичного моделювання

Основою для розробки, уточнення ММ тепло-

напруженого стану циліндрової гільзи, як зазначалося, є результати тривалих розрахунково-експериментальних досліджень, які проводилися на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» при доведенні конструкції суднового дизеля 6ЧН26/34 [1,2,3]. Розрахункова скінченноелементна модель дозволяє враховувати теплофізичні властивості основних матеріалів та покриття, складну геометрію, наявність охолодження та інші фактори. В дослідженні розглядаються усталені режими з перспективним рівнем форсування. Для всіх розрахункових варіантів використовується двовимірний вісесиметричний модель.

Рішення задачі термонапруженості здійснюється з використанням програмного комплексу KROK, розробленого в ІПМаш НАН України. Пакет KROK після декількох модифікацій успішно застосовується поряд з іншими відомими програмними розробками, зокрема ANSYS, для вирішення інженерних задач в енергомашинобудуванні.

В розрахунковій частині дослідження розглядалися наступні варіанти:

- серійна циліндрова гільза дизеля 6ЧН26/34 з рідинним охолодженням нижнього і верхнього (з оребренням) поясів (варіант А);
- циліндрова гільза в серійному виконанні, але за відсутності рідинного охолодження нижнього поясу (варіант Б);
- циліндрова гільза з теплозахисним покриттям нижнього поясу, з рідинним охолодженням нижнього та верхнього поясів (варіант В);
- циліндрова гільза з теплозахисним покриттям нижнього поясу та при відсутності рідинного охолодження як нижнього, так і верхнього поясів (варіант Г).

Для всіх чотирьох розрахункових варіантів моделюється режим номінального навантаження одноциліндрового відсіку суднового дизеля 1ЧН26/34 (циліндрова потужність $N_{\text{цил}}=147\text{кВт}$ при $n=750\text{хв}^{-1}$), на якому проводилася термометрія гільзи в 7-ми контрольних точках на робочій поверхні гільзи. Цей моторний експеримент вже згадувався з посиланням на відповідні джерела [1,2,3].

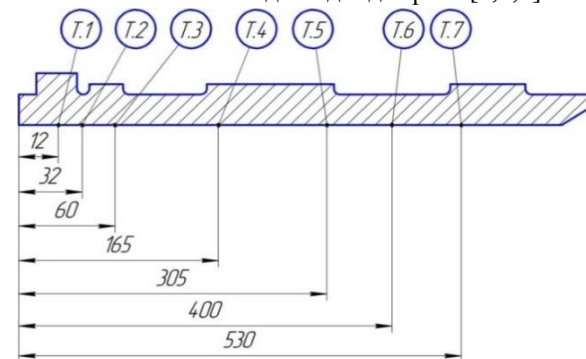


Рис. 3. Схема розміщення поверхневих термопар

На рис.3 представлено поперечний перетин гільзи, показано місця встановлення поверхневих термопар на дзеркалі гільзи.

В табл.1 приведені значення температур, отримані в зазначених контрольних точках в ході моторних експериментів для серійної гільзи (варіант А в наших розрахунках) та дослідної (варіант Б).

Експериментальні температурні поля були використані для уточнення граничних умов (ГУ) задачі теплопровідності при моделюванні теплового стану гільзи для відповідних варіантів.

Таблиця 1. Результати термометрії циліндрової гільзи суднового ДВЗ ($N_{\text{сн}}=147\text{кВт}$ при $n=750\text{хв}^{-1}$) [1,2]

Варіант	Значення температур в контрольних точках, °C						
	1	2	3	4	5	6	7
Серійний (А)	225	188	145	112	105	103	88
Дослідний (Б)	225	190	152	118	135	120	104

Температурний стан серійної гільзи близький до переохолодження [1,2]. Аналіз ТНС таких деталей в літературних джерелах зустрічається дуже рідко, в більшості випадків розглядаються розрахунки ТНС для теплонапружених деталей з метою поліпшення показників надійності. Тому при розробці в першому наближенні ГУ задачі теплопровідності були використані матеріали розрахунково-

експериментального дослідження, проведеного для циліндрової гільзи автотракторного дизеля на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» [4].

Для моделювання теплового стану гільзи були використані ГУ 3-го роду: температура середовища поблизу теплообмінної поверхні t та коефіцієнт теплопровідності α , теплообмінна поверхня гільзи розбита на 20 ділянок.

Була проведена серія розрахунків для уточнення ГУ, досягнення збігів експериментальних і розрахункових значень в контрольних точках. На рис.4 представлено схему розбиття теплообмінної поверхні на ділянки теплообміну, в табл.2 приведені значення ГУ для серійної гільзи (варіант А) на розрахунковому режимі навантаження двигуна.

Таблиця 2. ГУ задачі теплопровідності для серійної гільзи

№ ділянки	α , Вт/(м²К)	t , °C	№ ділянки	α , Вт/(м²К)	t , °C
1	150	900	11	160	105
2	180	650	12	150	72
3	200	400	13	150	70
4	200	250	14	200	80
5	195	165	15	8500	90
6	180	155	16	9600	95
7	180	150	17	9600	97
8	180	145	18	3000	115
9	180	135	19	300	140
10	170	115	20	350	150

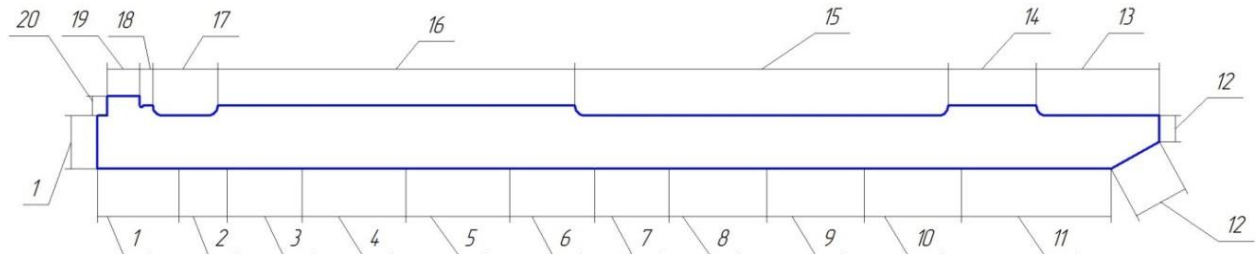


Рис. 4. Схема розбиття поверхні гільзи на ділянки теплообміну

Для дослідної гільзи (варіант Б) відсутність рідинного охолодження нижнього поясу (ділянка №15) була змодельована внесенням змін в ГУ серійної гільзи. Для цього варіанта (варіант Б) ГУ на ділянці №15 вони склали: $\alpha=50\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $t=65^\circ\text{C}$. Такі ж значення задавалися на ділянках №15 і №16 при моделюванні відсутності рідинного охолодження не лише на нижньому, але і на верхньому (з оребренням) поясах охолодження (варіант Г).

Для обмеження тепловідведення від робочої поверхні гільзи, підвищення температур в нижній її частині було передбачено нанесення теплоізоля-

ційного покриття на зовнішню поверхню гільзи в зоні нижнього охолоджуваного поясу (варіанти В, Г).

При виборі типу покриття, його параметрів, зокрема товщини Δ теплозахисного прошарку, були проаналізовані результати досліджень в цьому напрямку, зокрема роботи, які проводилися в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» [5].

Покриття для зовнішньої поверхні гільзи має забезпечити високий теплозахисний ефект, мати досконалу технологію нанесення на чавун (матеріал гільзи – чавун СЧ21-40) та достатню міцність при прикладенні експлуатаційних навантажень.

При використанні керамічного покриття, крім теплоізоляційного ефекту, не менш важливим чинником є його довговічність та надійність.

Перелічені питання розглядалися в роботах проф. А.Ф. Шеховцова для емалевого покриття [5].

Зазначається, що на критичний рівень напружень на практиці в основному впливають коефіцієнт теплопровідності емалі λ , товщина прошарку Δ , різниця в коефіцієнтах лінійного розширення емалі та матеріалу деталі. При цьому вплив λ сильніше проявляється в області більших Δ . При $\lambda < 0,2 \text{ Вт/(м·К)}$ для $\Delta > 0,5 \text{ мм}$ напруження стискання в кераміці перевищують допустимий рівень [5].

Ґрунтовний аналіз теплофізичних властивостей емалей, технологій їх нанесення на різні матеріали і на чавун зокрема, приклади використання такого покриття в різних галузях машинобудування знаходимо в роботі [6]. Відзначаються, насамперед, низькі коефіцієнти теплопровідності ($\lambda = 0,84 - 1,24 \text{ Вт/(м·К)}$), хороша адгезія з металом, технології забезпечують можливості нанесення суцільного прошарку оптимальної товщини.

Таблиця 3. Теплофізичні характеристики чавуну СЧ21-40/емалі

Характеристика	Значення характеристик при t°С (Чавун СЧ21-40/емаль)			
	20	100	200	300
α , Вт / (м·К)	51,2 / 0,84	50,4 / 0,84	48,7 / 0,845	46,6 / 0,85
$\alpha \cdot 10^6$, град ⁻¹	9,2 / 9,1	10 / 9,3	11 / 9,5	12 / 9,7
E , ГПа	125/80	124/78	120/77	115/76
ν	0,25 / 0,40	0,25 / 0,46	0,25 / 0,52	0,25 / 0,58
σ_p , МПа	350/80	350/80	350/80	350/80

Таким чином, при моделюванні ТНС циліндрової гільзи суднового ДВЗ обираємо теплозахисне покриття нижнього охолоджуваного поясу у вигляді прошарку емалі товщиною $\Delta = 0,5 \text{ мм}$. В табл.3 наведено основні теплофізичні властивості емалі (за даними [6]), а також для порівняння властивості СЧ21-40, які приймалися як вихідні дані при проведенні розрахунків ТНС.

Задання ГУ задачі механіки. При розробці ГУ задачі механіки була проведена серія розрахунків робочого процесу суднового дизеля на контрольному режимі, визначені параметри циклу, зокрема значення максимального тиску ($p_z = 12 \text{ МПа}$). Механічні навантаження змодельовані для положення поршня в ВМТ на початку такту розширення. При такому положенні деталі ЦПГ, гільза зокрема, сприймають максимальні навантаження від тиску p_z . При визначенні розподілу сили тиску газів по

висоті гільзи враховується розміщення компресійних кілець по висоті серійного поршня дизеля 1ЧН 26/34.

Приймаємо, що бокова поверхня гільзи від її верхньої площини до першого компресійного кільця сприймає розподілене навантаження у вигляді тиску газів $p_1 = p_z = 12 \text{ МПа}$; поверхня між першим і другим компресійними кільцями сприймає навантаження $p_2 = 0,5 p_z = 6 \text{ МПа}$, яке по лінійному закону зменшується до атмосферного тиску між другим і третім кільцями.

Крім сил тиску газів, які прикладені до верхньої частини гільзи, враховують також розподілену силу тиску p_3 , яка виникає при встановленні циліндрової кришки, затягуванні силових шпильок кріплення кришки і герметизації поверхні газового стику. Зазначена сила прикладена до опорної поверхні верхнього посадочного поясу. Приймаємо, що по верхньому і нижньому посадочним поясам гільза встановлена з мінімальним зазором, тиск від затяжки силових шпильок приймаємо $p_3 = 1,5 p_z$.

Розв'язання задачі механіки напружено-деформованого стану враховує результати розв'язання задачі теплопровідності у вигляді температурних деформацій скінченних елементів.

Аналіз результатів розрахункових досліджень. Температурний стан гільзи проаналізуємо головним чином за розподілом температур в 7-ми контрольних точках (рис.3) на робочій поверхні гільзи. При цьому оцінимо вплив окремих конструктивних заходів (варіанти Б, В, Г) на температурний стан серійної гільзи (варіант А), її робочої поверхні. В результаті проведених розрахунків ТНС в контрольних точках гільзи були отримані значення температур, наведені в табл. 1.

Отримані розрахунки температури відрізняються від експериментальних значень (табл. 4) для варіантів А і Б в межах 3-5°С, що з урахуванням достатньої кількості контрольних точок, рознесених майже по всій висоті гільзи, свідчить про коректність задання ГУ задачі теплопровідності. Зауважимо, що зона роботи компресійних кілець обмежена точками 3-6.

Таблиця 4. Температурний стан робочої поверхні гільзи (розрахунок)

Варіант	Значення температур в контрольних точках, °С						
	1	2	3	4	5	6	7
А	230	192	145	110	101	100	88
Б	230	195	153	119	132	117	100
В	230	193	145	115	117	120	92
Г	230	202	167	165	155	145	95

Максимальні температури в межах 245-260°C були отримані на ділянці №1 (рис.4). Такі температури не є критичними з точки зору погіршення характеристик міцності чавуну СЧ21-40 (допустиме напруження розтягування $\sigma_p=350$ МПа при $t=300^\circ\text{C}$, табл.3).

Найбільш напруженою для всіх розрахункових варіантів є зона верхнього посадочного бурта, тому для проведення порівняльного аналізу складових напруженого стану була обрана саме ця частина перетину гільзи, обмежена по висоті точкою 3. При цьому максимальні значення складових напруженого стану, інтенсивності напружень розподілені в основному в зоні проточень бурта, скруглень та інших концентраторів напружень.

В табл.5 наведені значення інтенсивностей напружень, розраховані в зонах, вибраних поблизу контрольних точок 1,2,3. Значення інтенсивностей σ_i наводяться для чотирьох розрахункових варіантів.

Таблиця 5. Розподіл інтенсивностей напружень в контрольних зонах гільзи, МПа

Контрольна зона	Варіант розрахунку			
	А	Б	В	Г
1	74,5	74,5	78	76
2	53,3	53,3	55,1	47
3	8,8	8,8	9,0	21,1

Детальніше зупинимося на особливостях ТНС гільзи для кожного з розрахункових варіантів.

Варіант А. Температурний стан як робочої поверхні в зоні роботи компресійних кілець (точки 3-6), так і гільзи в цілому характеризується порівняно низьким рівнем температур. По висоті гільзи температури змінюються від 245°C в верхній частині до 80°C в нижній, що свідчить про переохолодження і збільшені витрати теплоти в систему охолодження. В зоні роботи компресійних кілець температури поверхні теж низькі (110-145°C, табл. 4.4) і не досягають оптимальних значень (160-170°C).

Серед складових напруженого стану в перетині верхнього бурта переважають радіальні розтягуючі $\sigma_r=95$ МПа, колові стискаючі $\sigma_\theta=-92$ МПа. В середній (між точками 3-6) та нижній частинах гільзи складові напруженого стану різко зменшуються, не перевищують 15-20МПа. Проведений аналіз напружено-деформованого стану виявив значні резерви конструкції серійної гільзи щодо підвищення рівня форсування двигуна.

Варіант Б. Запровадження відключення охолодження нижнього поясу (ділянка №15) позначилося певним чином на температурному профілі робочої поверхні гільзи в зоні роботи компресійних

кілець. Найбільш суттєвий приріст температури (15-30°C) можна спостерігати в нижній частині гільзи (точки 5 і 6), ефект послаблюється до точки 3 (приріст 8°C) і майже непомітний у верхній, найбільш термічно напруженій частині. Відсутність охолодження нижнього поясу практично не позначилася на максимальних значеннях складових напруженого стану: $\sigma_z=85,9$ МПа; $\sigma_r=94,2$ МПа; $\sigma_\theta=-97,8$ МПа.

Варіант В. Нанесення теплоізоляційного емалевого прошарку товщиною 0,5мм на поверхню нижнього охолоджуваного поясу за наявності рідинного охолодження цієї поверхні дозволило підняти температуру робочої поверхні гільзи на 10-20°C. Такий ефект був очікуваним і співпадає з висновками дослідження [8]. При цьому приріст температур також більш помітний в нижній частині гільзи і послаблюється у верхній. Для даного варіанта було серед інших складових напруженого стану проаналізовано складові по товщині емалевого прошарку, бо саме їх рівень визначає довговічність покриття в експлуатації. Максимальний рівень по емалевому прошарку показали колові розтягуючі напруження (15-20МПа). Отримані приблизно на такому ж рівні і значення інтенсивностей σ_i , далекі від критичних для емалі ($\sigma_p=80$ МПа, табл. 3) напружень, що підтверджує надійність покриття та можливість його практичного використання. Покриття нижньої частини гільзи не внесло суттєвих змін в розподіл максимальних напружень для гільзи в цілому.

Варіант Г. проведені попередні розрахунки (варіанти Б і В) засвідчили недостатню ефективність окремо теплоізоляційного покриття і відключення охолодження нижнього поясу. В варіанті Г були змодельовані умови, направлені на більш суттєве обмеження тепловідведення і оптимізацію температурного профілю робочої поверхні гільзи. Моделювалось одночасне відключення охолодження на ділянках теплообміну нижнього і верхнього поясів (ділянки №15 і №16) і наявність теплоізолюючого покриття нижнього поясу.

Відключення охолодження на ділянці верхнього поясу з оребренням значно посилило ефект зростання температури поверхні у верхній частині гільзи на ділянці тертя (точки 3,4) до 160-165°C, при цьому спостерігався також приріст температур і по нижній частині поверхні до 145-155°C.

Перехід на обмежене охолодження практично лише верхньої частини гільзи в зоні посадкового бурта збільшив температурні градієнти, що супроводжується зростанням окремих складових напруженого стану зокрема $\sigma_{\theta max}=-110$ МПа, $\sigma_i=105$ МПа.

Висновки

Проведене розрахункове дослідження підтвердило можливість отримати на найбільш напружених режимах середньообертового дизеля температурний профіль робочої поверхні гільзи, близький до оптимального. Як основні засоби управління тепловим станом гільзи можна рекомендувати локальне рідинне охолодження верхнього поясу та використання теплоізоляційного покриття.

Список літератури:

1. Третьяк Е.И. Оценка возможности улучшения топливной экономичности судового дизеля 6CHN26/34 при тепловой защите гильзы цилиндров // Е.И. Третьяк, Б.Л. Гоцкало, О.С. Кинжалов // Двигатели внутреннего сгорания. – 1986. – №45. – с.33–39.
2. Третьяк Е.И. Определение пределов регулирования теплового состояния гильзы цилиндра судового дизеля 6CHN26/34 при ограниченном теплоотводе // Е.И. Третьяк, Б.Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – №49. – с.80–84.
3. Третьяк Е.И. Оптимальное конструирование с помощью ЭВМ гильз цилиндров дизелей по заданным техническим требованиям // Е.И. Третьяк // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. – №10. – с.54–64.
4. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках // А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. – №10. – с.9–22.
5. Шеховцов А.Ф. Исследование напряженного состояния эмалевых покрытий деталей двигателей внутреннего сгорания // А.Ф. Шеховцов // Двигатели внутреннего сгорания. 1974. – №19. – с.108–120.
6. Технология эмали и защитных покрытий: учебн. пособие / под ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. – Харьков НТУ «ХПИ»; Новочеркасск: ЮРГТУ

(НПИ). 2003. – 484с.

Bibliography (transliterated):

1. Tretyak Ye. I., Gockalo B.L., Kinzhlov O.S. (1986), Estimation of the possibility of improving the fuel efficiency of the marine diesel 6CHN26 / 34 with thermal protection of the cylinder sleeve [Ocenka vozmozhnosti uluchsheniya toplivnoj ehkonomichnosti sudovogo dizelya 6CHN26/34 pri teplovoj zashchite gil'zy cilindrov], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 45, pp. 33–39.
2. Tretyak Ye. I., Gockalo B.L. (1989), Determination of the limits of regulation of the thermal state of the cylinder liner cylinder 6CHN26/34 ship diesel with limited heat removal, [Opredelenie predelov regulirovaniya teplovogo sostoyaniya gil'zy cilindra sudovogo dizelya 6CHN26/34 pri ogranichennom teplootvode], Internal Combustion Engines, [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 49, pp. 80–84.
3. Tretyak Ye. I. (1993) Optimum design with the help of computers of cylinder liners of diesel engines with specified specifications [Optimal'noe konstruirovaniye s pomoshch'yu EHVМ gil'z cilindrov dizelej po zadannym tekhnicheskim trebovaniyam], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. Kharkov, NTU "KhPI", no. 10, pp. 54–64.
4. Shekhovcov A.F., Gontarovskiy P.P., Abramchuk F.I. (1993). Thermal and stress-strain state of the cylinder liner of a high-speed diesel engine under nonstationary stresses [Teplovoe i napryazhenno deformirovannoe sostoyaniye gil'zy cilindra bystrohodnogo dizelya pri nestatsionarnykh napryazheniyah], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 10, pp. 9–22.
5. Shekhovcov A.F. (1974), Investigation of the stressed state of enamel coatings of internal combustion engine parts [Issledovanie napryazhennogo sostoyaniya ehmalovykh pokrytiy detaley dvigatelej vnutrennego sgoraniya], Internal Combustion Engines, [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no.19, pp. 108–120.
6. Braginoj L.L., Zubekhina A.P. (2003), Technology of enamel and protective coatings [Tekhnologiya ehmal i zashchitnykh pokrytij: uchebn. posobie], Kharkov NTU «HPI»; Novocherkassk: YURGTU (NPI), 484p.

Надійшла до редакції 01.06.2018 р.

Триньов Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: atrinev@gmail.com.

Бугайцов Руслан Юрійович – студент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: ru.bugaycov@mail.ru.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОВОЙ ГИЛЬЗЫ СРЕДНЕОБОРОТНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

А.В. Тринёв, Р.Ю. Бугайцов

Проведенное расчетное исследование базируется на результатах длительных экспериментальных исследований теплового состояния цилиндрической гильзы среднеоборотного судового дизеля 6CHN26/34, которые проводились на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» в 80-х годах под руководством проф. Е.И. Третьяка. Проблемой судовых дизелей такой конструкции было значительное переохлаждение гильзы, что, в свою очередь, ухудшало условия смазки в сопряжении гильза-поршень, вследствие завышенной вязкости моторного масла. Оптимизация теплового состояния предусматривала достижение определенного температурного профиля по рабочей поверхности гильзы, такого, при котором можно минимизировать затраты на трение, поддерживая вязкость масла в определенных пределах. Проведенные экспериментальные исследования подтвердили возможность практического решения указанной проблемы.

С целью повышения технико-экономических показателей судового дизеля в данном расчетном исследовании поставлены задачи разработки математической модели теплонапряженного состояния цилиндрической гильзы, ее уточнения на основе указанных экспериментальных исследований, разработки практических рекомендаций по оптимизации температурного состояния гильзы.

Приведен анализ публикаций по тематике исследования, в частности работ проф. Е.И. Третьяка, подробно анализируются особенности задания граничных условий задачи теплопроводности для расчетных вариантов. В частности, предложено ограничить охлаждение гильзы только локальным охлаждением ее верхнего пояса. Для выравнивания температур по высоте гильзы предложено также нанесение теплоизоляционного эмалевого слоя на нижней части гильзы. Теплонапряженное состояние гильзы анализируется с использованием метода конечных элементов.

OPTIMIZATION OF THE THERMAL STATE OF THE CYLINDER SLEEVE OF THE MEDIUM-ROTATION MARINE DIESEL ENGINE

A.V.Trinev, R.Yu.Buhaitsov

The calculation study is based on the results of long-term experimental studies of the thermal state of a cylindrical sleeve of the middle-speed marine diesel 6CHN26 / 34, which were carried out at the Department of DVS NTU "KhPI" in the 80s under the guidance of prof. Ye. I. Tretyak. The problem of marine diesel engines of this design was a significant supercooling of the liner, which, in turn, worsened the lubrication conditions in the liner-piston coupling, due to the increased viscosity of the engine oil. Optimization of the thermal state provided for the achievement of a certain temperature profile along the working surface of the liner, such that it is possible to minimize friction costs while maintaining the viscosity of the oil within certain limits. The carried out experimental studies confirmed the possibility of practical solution of this problem.

In order to improve the technical and economic parameters of the ship's diesel engine, this design study sets the task of developing a mathematical model for the heat-stressed state of a cylindrical sleeve, its refinement on the basis of these experimental studies, and the development of practical recommendations for optimizing the temperature condition of the sleeve.

The analysis of publications on the research subjects, in particular, the works of prof. E.I. Tretyak, the features of specifying the boundary conditions of the heat conduction problem for design options are analyzed in detail. In particular, it has been proposed to limit the cooling of the liner only by local cooling of its upper belt. To equalize the temperatures along the height of the sleeve, it is also proposed to apply a heat-insulating enamel layer on the lower part of the sleeve. The heat-stressed state of the sleeve is analyzed using the finite element method.

УДК 621.431.7

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.08

А.Ю. Яковенко

МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГИСТРАЦИИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ КОМБИНИРОВАННОГО ДАТЧИКА

Представлена методика гармонического анализа метрологических характеристик записи нестационарных процессов. Использован метод Фурье в приложении к задачам обработки данных, в графической и табличной форме. Коэффициенты Фурье вычислены при помощи приближенного метода интегрирования с использованием формул прямоугольников. Разработан алгоритм и программа, адаптированные к измерению параметров топливоподачи дизелей. Программная реализация имеет широкий спектр опций, обеспечивающий оптимальный интерфейс и форму представления результатов анализа. Проведено исследование амплитудно-частотных параметров измерительной системы на базе комбинированного преобразователя давления топлива. В качестве преобразователя использован конструктивный элемент топливной аппаратуры судового среднеоборотного дизеля. Давление топлива в ТНВД записывалось двумя датчиками: базовым традиционной конструкции и опытным. Проведены безмоторные испытания в диапазоне частот вращения, перекрывающих эксплуатационные режимы двигателя. Экспериментальные данные обработаны в среде разработанного пакета. Определены амплитудно-частотные характеристики измерительной системы в сравнении комбинированного и базового преобразователя давления топлива. Произведено дискретное преобразование Фурье с выводом результата в виде графика амплитуд спектральных составляющих на экран и для визуального контроля обратное преобразование Фурье также с выводом графика функции на экран. Установлено, что система с комбинированным преобразователем имеет параметры близкие к базовому варианту на всех режимах за исключением дробного впрыскивания.

Введение

Одним из основных процессов, определяющих все эксплуатационные характеристики дизелей, является впрыскивание топлива. В области его мониторинга остаются нерешённые задачи, связанные с высокой динамичностью процессов, их периодичностью и метрологической сложностью контроля топливоподачи.

Основным параметром, определяющим качество регистрации динамических процессов, является частотная характеристика.

Для её расчёта строится гармонический ряд, аппроксимирующий кривую процесса. Наиболее

употребительный инструмент частотного анализа – метод Фурье.

Амплитудно-частотный анализ записи рабочих процессов дизелей измерительными системами различной конфигурации позволяет дать оценку достоверности информации и обеспечить корректировку полученных данных при наличии погрешностей.

Развитие средств диагностики двигателей внутреннего сгорания идёт в направлении контроля рабочего процесса по индикаторной диаграмме [1-3]. При записи индикаторной диаграммы оптимальным было бы расположение датчика давления заподлицо со стенкой камеры сгорания, но в усло-

виях эксплуатации судовых дизелей это условие трудновыполнимо. В настоящее время индигирование мало- и среднеоборотных дизелей осуществляется через индикаторный канал с краном. В канале индикаторного крана возникают волновые явления, которые искажают индикаторную диаграмму.

Для коррекции одноциклового индикаторной диаграммы используется [4] метод цифровой фильтрации на основе прямого преобразования Фурье. В полученном спектре выделяется диапазон значимых частот, а амплитуды остальных частот приравнивались к нулю. Для восстановления сигнала давления из спектра выполнялось обратное преобразование Фурье.

Цели статьи

В данной работе ставилась задача создания алгоритма и программы, обеспечивающих обработку опытных данных, представленных в виде осциллограмм, а также исследования метрологических характеристик системы на базе комбинированного преобразователя давления топлива в насосе высокого давления (ТНВД) [1].

Изложение основного материала исследования

В общем случае задачей гармонического анализа является представление сложного негармонического колебания в виде суммы гармонических колебаний, образующих, так называемый спектр колебания. Если сложное колебание – периодическая функция с частотой $\nu = 1/T$ и с периодом T , то его спектр дискретный, или линейчатый и он состоит из гармонических колебаний с частотами, кратными ν .

Если анализируемая функция является периодической функцией $x(t)$ с периодом T , то ее можно представить в виде

$$x(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(k\omega_1 t) + b_k \sin(k\omega_1 t)) \quad (1)$$

либо

$$x(t) = c_0 + \sum_{k=1}^{\infty} c_k \cos(k\omega_1 t - \varphi_k), \quad (2)$$

где $c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$, $\operatorname{tg} \varphi_k = \frac{a_k}{b_k}$, $\omega_1 = \frac{2\pi}{T}$, t -

время, T - период, k - номер гармоники, a_k, b_k, c_k - коэффициенты Фурье, a_0, c_0 - постоянные, ω_1 - круговая частота; φ_k - фаза k -ой гармоники.

Зависимость значений амплитуд c_k от частоты или от номера гармоники является амплитудным спектром функции, а зависимость значений начальных фаз φ_k от частоты или от номера гармоники называется фазовым спектром функции.

Во многих случаях, встречающихся на практике, исходная функция $f(x)$ задается или в виде таблицы или в виде графической кривой. В этих случаях применяется приближенное представление периодической функции $f(x)$ тригонометрическими многочленами вида,

$$s_n = a_0 + \sum_{k=1}^n (a_k \cos(kx) + b_k \sin(kx)) \quad (3)$$

а коэффициенты Фурье вычисляются при помощи приближенных методов интегрирования, например, с использованием формул прямоугольников

$$a_0 = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n y_k; \quad a_k = \frac{2}{n} \sum_{k=1}^n y_k \cos(kx_k);$$

$$b_k = \frac{2}{n} \sum_{k=1}^n y_k \sin(kx_k); \quad c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}. \quad (4)$$

Преимущество приближенного представления функции, таким образом, заключается в том, что тригонометрический ряд, коэффициенты которого суть коэффициенты Фурье, имеет наименьшее среднеквадратичное отклонение от представимой функции $f(x)$ среди всех тригонометрических многочленов порядка n .

Для анализа частотных параметров данных, связанных с разработкой комбинированного датчика давления топлива с помощью рядов Фурье, была составлена программа для персонального компьютера (ПК).

Давление топлива в ТНВД записывалось двумя датчиками: базовым традиционной конструкции и опытным. Последний был совмещен со шпилькой крепления ТНВД к двигателю.

Общий вид комбинированного датчика «шпилька-датчик» (Ш-Д), подготовленного к испытаниям, дан на фотографии рис. 1. На фотографии рис. 2 показан ТНВД с датчиком «Ш-Д» на безмоторном стенде.

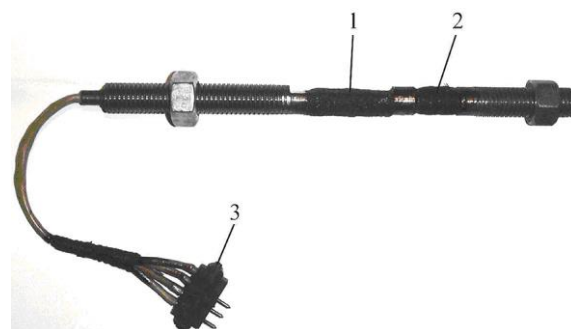


Рис. 1. Препарированная иголка с датчиком «Ш-Д»: 1- активные датчики, 2 - компенсационные датчики, 3 - электрический разъём

Алгоритм пакета предусматривает выполнение спектрального анализа периодических процессов, представленных в виде дискретного ряда с полной длиной не более 20000 точек. Результат работы

программы - график амплитуд гармонических составляющих, причем число анализируемых гармоник устанавливается пользователем в диапазоне 1-500.

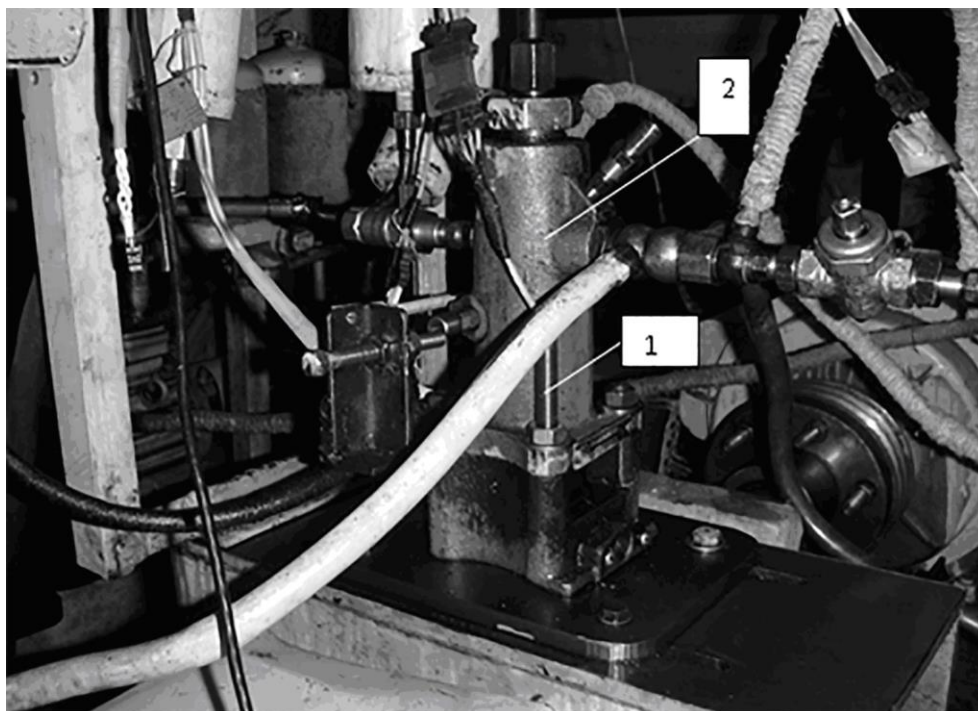


Рис. 2. Датчик давления топлива «Ш-Д» на ТНВД безмоторного стенда:
1 — шпилька с датчиком «Ш-Д», 2 — ТНВД

Исходный файл данных - это дискретный ряд чисел, представляющий собой часть периода анализируемого процесса. Для дальнейшего анализа исходный ряд преобразуется таким образом, чтобы представлять один полный период процесса. Для этого после загрузки файла данных в диалоговом режиме вводятся следующие исходные параметры:

- частота вращения распределительного вала, мин^{-1} ;
- начальная фаза процесса для первой точки исходного ряда, в градусах поворота распределительного вала ($^{\circ}\text{ПКВ}$);
- конечная фаза процесса для конечной точки исходного ряда, $^{\circ}\text{ПКВ}$;
- минимальное и максимальное давления топлива, МПа.

После ввода указанных параметров производится расчет новых данных уже для полного периода процесса с выводом результата в виде графика на экран.

Далее производится дискретное преобразование Фурье (4) с выводом результата в виде графика амплитуд спектральных составляющих на экран и

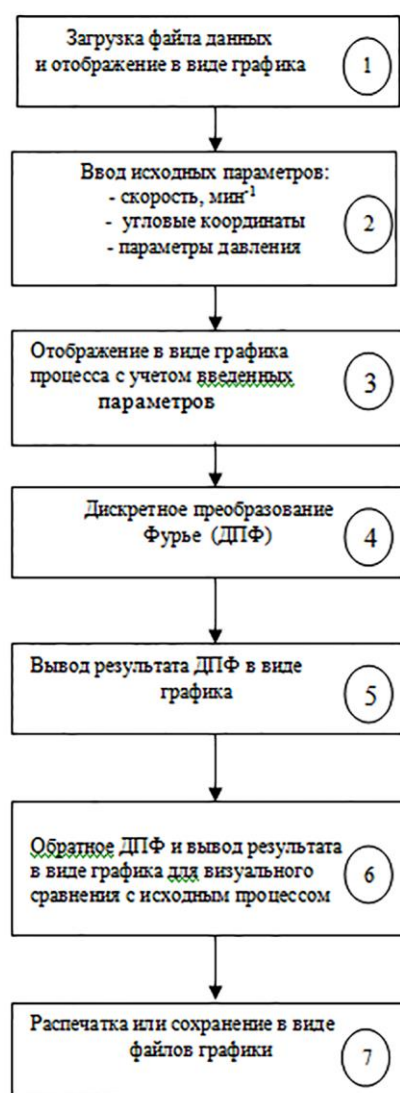
для визуального контроля обратное преобразование Фурье (3) также с выводом графика функции на экран.

После ввода указанных параметров производится расчет новых данных уже для полного периода процесса с выводом результата в виде графика на экран.

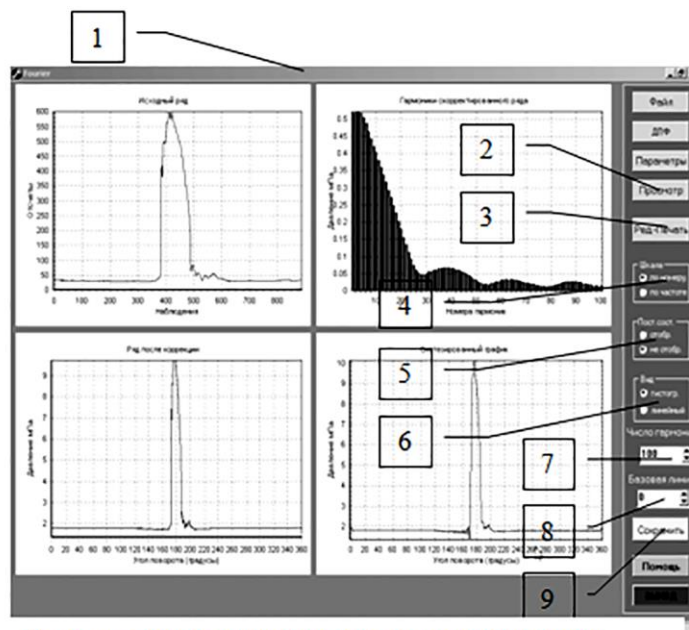
Блок-схема пакета приведена на рис.3, а. Кроме собственно расчетной части в ней предусмотрен графический ввод и преобразование в числовую форму осциллограмм. Разработан также графический интерфейс управления программой и графический вывод результатов анализа. Форма представления результатов также устанавливается средствами графического интерфейса.

Пример графического представления результатов амплитудно-частотного анализа представлен на рис. 3, б.

Выбор рисунка производится двойным щелчком левой кнопки мышки в поле окна требуемого графика, отмена выбора осуществляется также двойным щелчком левой кнопки мышки.



а)



1- вид на экран монитора после нажатия кнопки 'ДПФ'; 2- кнопка 'Просмотр', вызывает на экран окно для просмотра числовых значений скорректированного ряда и гармоник; 3- кнопка 'Ред - Печать', вызывает диалоговое окно для выбора графика для редактирования и печати или для записи файла гармоник; 4- переключатель вида отображения для шкалы абсцисс гармоник; 5- переключатель выбора отображения постоянной составляющей; 6- переключатель вида отображения графика гармоник; 7- окно ввода числа рассчитываемых гармоник (по умолчанию 100); 8- окно ввода постоянной составляющей; 9- кнопка 'Сохранить', позволяет сохранить выбранный график в электронном виде как файл рисунка формата *.bmp.

б)

Рис.3. Блок-схема и графический интерфейс метрологических характеристик системы на базе комбинированного датчика «Ш-Д»

Программа позволяет оперативно менять число вычисляемых гармоник, вид графика отображения спектра, представление спектра в виде зависимости от частоты либо по номерам гармоник, отображать или нет постоянную составляющую, а также выводить на печать или сохранять в виде электронной копии (рисунок формата BMP) с возможностью редактирования любого графика.

Приоритетной задачей проведенного исследования с использованием частотного анализа является сопоставление амплитудно-частотных характеристик записи давления топлива двумя типами датчиков при равнозначных параметрах остальных элементов измерительной схемы.

Запись давления топлива проведена синхрон-

но двумя датчиками: базовым p_n и комбинированным $p_{ш}$ на базе шпильки крепления ТНВД к двигателю. Пример осциллограммы приведен на рис. 4.

Амплитудно-частотные параметры в записи p_n и $p_{ш}$ имеют некоторые различия. По амплитудам гармоник в области минимальных частот $p_{ш}$ несколько выше. Зона начального массива, наоборот, уже. Так, низкочастотная полоса у $p_{ш}$ ограничена минимумом номеров гармоник, соответствующих порядку 28, а p_n - 34.

Для более высоких порядков форма и амплитудные величины для обоих вариантов записи близки. Граничные значения периодических зависимостей смещены в большую сторону (на 3-5 порядков) у p_n .

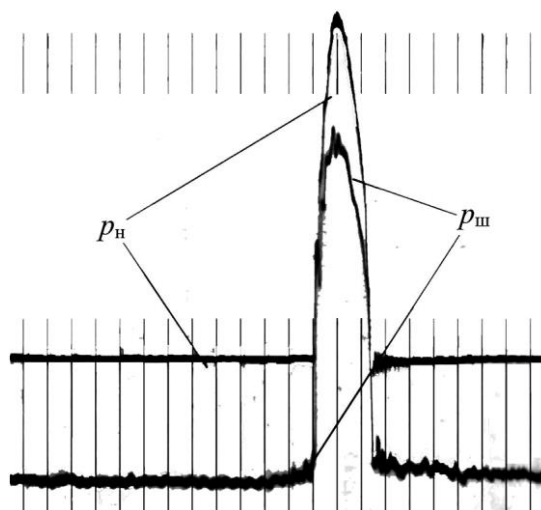


Рис. 4. Осциллограмма топливopодачи:
 p_n – базовый датчик; $p_ш$ – комбинированный
«Ш-Д» датчик

Различная форма исходных кривых дробного впрыскивания отражена в данных гармонического анализа. При небольшой разнице в максимальных значениях амплитуд распределение их по частотам отличается более существенно. На графике p_n имеется непрерывная область вплоть до 84 гармоники, у $p_ш$ в диапазоне 20-84 выделяются три отдельных участка в форме затухающих колебаний с перио-

дом в 20 порядков.

Разработанные программные средства гармонического анализа позволяют провести сравнение частотных характеристик в графической форме. Такое представление информации приведено на рис. 5,6,7.

Были рассмотрены режимы минимальной частоты вращения $n = 33$ и 46 мин^{-1} , а также режим $n = 248 \text{ мин}^{-1}$, близкий к номинальной частоте вращения распределительного вала.

На каждом графике показаны три кривые. Две относятся к огибающим амплитуд частот для различных датчиков (p_n и $p_ш$), а третья соответствует их разности – ($p_n - p_ш$).

Наиболее существенным является различие в параметрах на частоте вращения, равной 33 мин^{-1} (рис.5). Максимальное расхождение относится к 2 Гц, что соответствует гармонике четвертого порядка. Начиная с частоты $f = 10 \text{ Гц}$, амплитудные значения гармоник обоих датчиков отличаются незначительно.

С повышением частоты вращения частотные параметры датчиков сближаются.

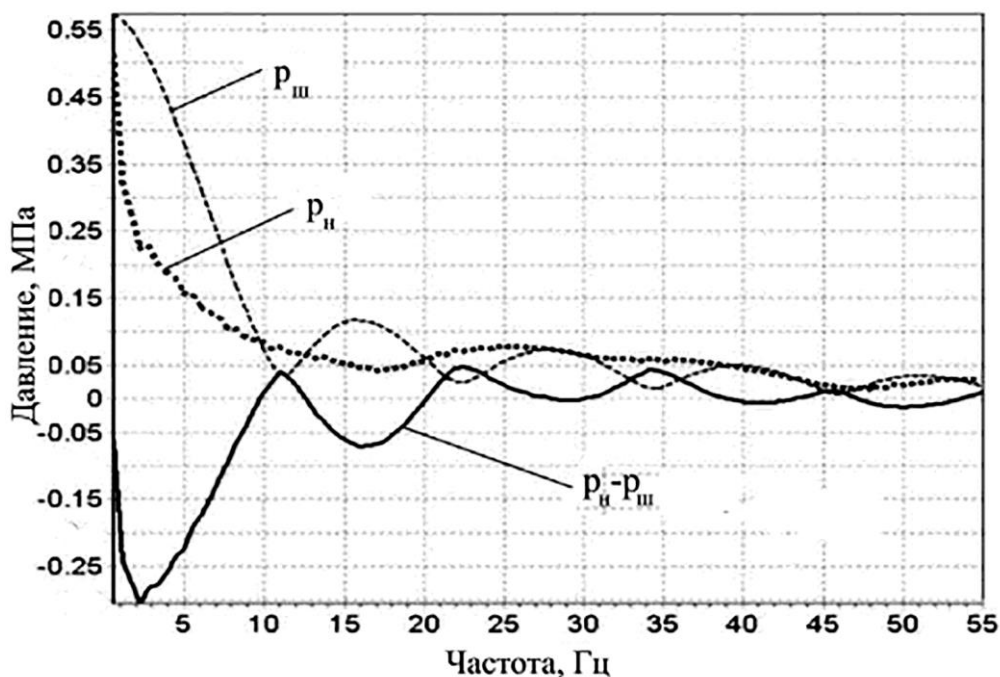


Рис. 5. Сравнение частотных характеристик p_n и $p_ш$ при частоте вращения $n = 33 \text{ мин}^{-1}$

На следующей частоте вращения $n = 46 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 6) значительного различия нет (разность

амплитуд почти в 5 раз меньше по сравнению с предыдущим режимом). Что касается частотного

диапазона рассматриваемых гармоник, то он расширяется с ростом частоты вращения.

Так, если в первом случае он укладывается в 10 Гц, то при $n = 46 \text{ мин}^{-1}$ это уже 20 Гц.

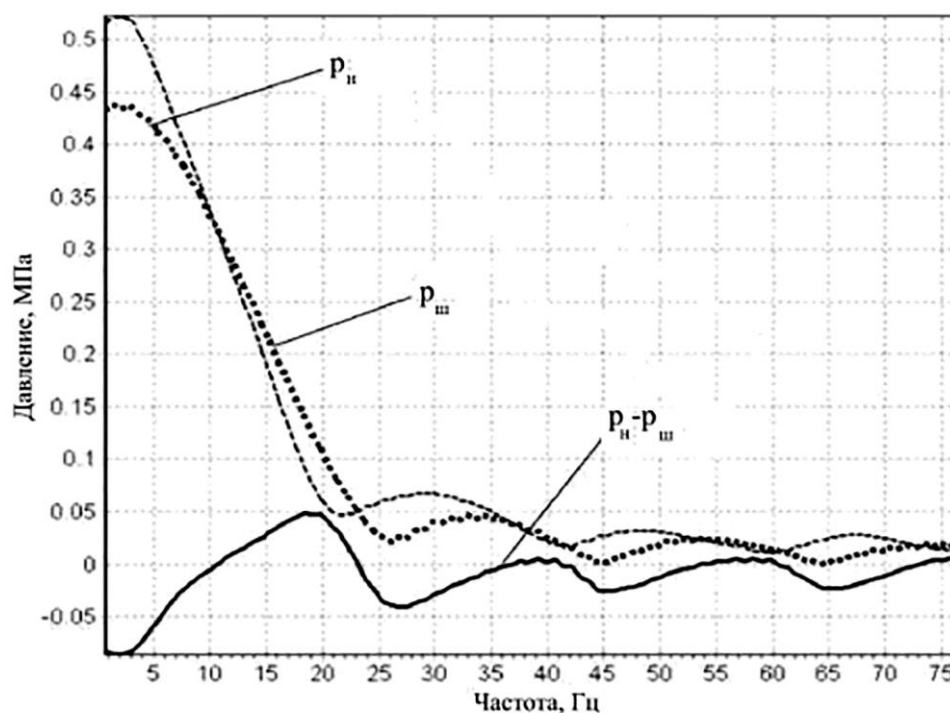


Рис. 6. Сравнение частотных характеристик p_n и $p_ш$ при $n = 46 \text{ мин}^{-1}$

Качественно эта тенденция справедлива и на третьем из рассматриваемых режимов $n = 248 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 7). Кривые p_n и $p_ш$ отличаются

незначительно, изменяется лишь знак разности. Диапазон существенных частот продолжает расширяться и составляет 70 Гц.

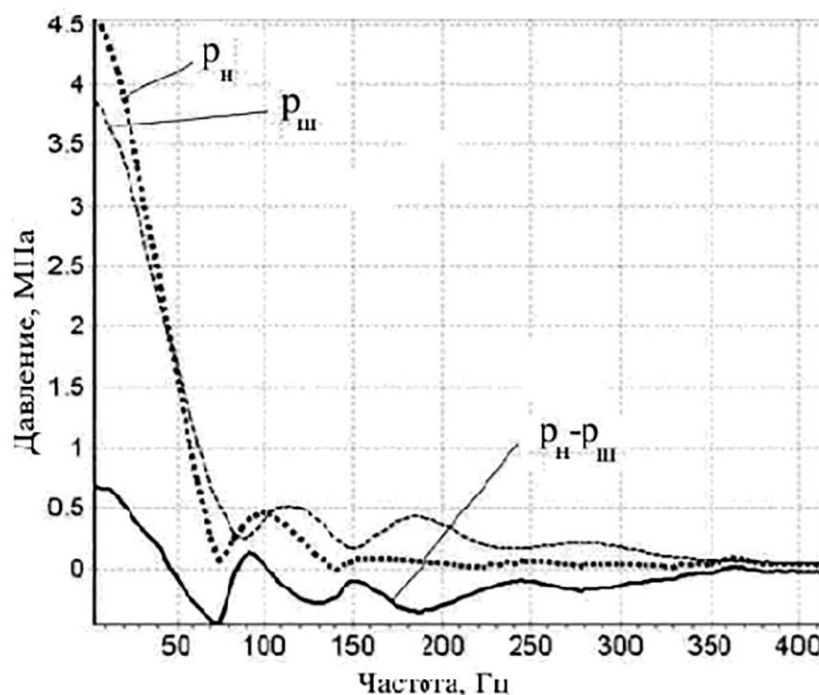


Рис. 7. Сравнение частотных характеристик p_n и $p_ш$ при $n = 248 \text{ мин}^{-1}$

Для анализа метрологических особенностей записи давления с помощью датчика «Ш-Д» необ-

ходимо провести оценку влияния собственных колебаний элементов, участвующих в передаче уси-

лия от давления топлива в ТНВД к датчику «Ш-Д». Логичным является вызвать эти колебания независимым источником – с помощью ударной нагрузки.

Такой эксперимент был проведен, а запись деформаций датчика «Ш-Д» представлена на рис.8.



Рис. 8. Частотные характеристики записи собственных колебаний стэнда

Частотный диапазон для анализа установлен со значительным запасом по отношению к режиму максимальной частоты вращения (превышение более чем в два раза). Шкала амплитуд является условной, поскольку сопоставление выполняется по суммарному значению в условиях процесса впрыскивания.

Сравнивая запись $p_{ш}$ на различных режимах впрыскивания с частотной характеристикой собственных колебаний, остановимся, в первую очередь, на диапазонах, где значения амплитуд гармоник являются значительными. Как отмечено выше это частоты с верхними значениями $f = 10, 20$ и 70 Гц.

Обращаясь к графику собственных колебаний отметим что, очевидно, запись на рис. 5 - 7 является суммарной от действия давления топлива и влияния собственных колебаний. Характер последних ясен из рис. 8. В рабочей записи не просматривается их влияние, что свидетельствует о незначительной амплитуде гармоник собственных колебаний.

Что касается более высоких частот, то кроме их незначительного участия в формировании рабочего выходного сигнала $p_{ш}$ давления топлива, следует отметить отсутствие видимого влияния собственных колебаний измерительной системы. Это справедливо, в том числе, и для участка с макси-

мальными амплитудами собственных колебаний $f \approx 150-200$ Гц.

Выводы

Представленная в статье методика гармонического анализа и программный пакет обеспечивают специализированный подход в определении метрологических характеристик измерительных систем нестационарных процессов. Исходные данные представляются в естественной форме – осциллограммами.

Проведено исследование амплитудно-частотных параметров измерительной системы с базовым и экспериментальным датчиками давления в системе топливоподачи среднеоборотного судового дизеля. В качестве экспериментального использован комбинированный преобразователь, совмещённый с конструктивным элементом привода топливного насоса высокого давления.

Амплитудно-частотные характеристики экспериментального преобразователя обеспечивают близкое к базовому датчику качество регистрации давления топлива в ТНВД на режимах стабильного впрыскивания.

При дробном впрыскивании наблюдается демпфирование колебаний, наиболее заметное для четвёртого порядка.

Список литературы:

1. Коньков А.Ю. Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов [Текст]: моногр. / А.Ю. Коньков, В.А. Лашко. — Владивосток: Дальнаука, - 2014. — 356 с. 2. Определение основных параметров рабочего процесса и результаты диагностики главных дизелей теплохода «GREISFSWALD» [Текст]/ Р.А. Варбанец, П.Н.Беленький, В.А. Яровенко, и др. // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: морская техника и технология. — 2015. - № 2. — С. 31 — 41. 3. Пат. 2246103 Российская Федерация, МПК7 G 01 M 15/00. Способ диагностирования двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Носырев Д.Я., Краснов В.А.; заявитель и патентообладатель Сам ГАПС. — №2003119976/06; заявл. 01.07.03; опубл. 27.12.2004. 4. Коррекция индикаторной диаграммы рабочего процесса дизеля методом цифровой фильтрации на основе преобразований Фурье [Текст]/ А. И. Трунов // Ученые заметки ТОГУ Тихоокеанский государственный университет, Хабаровск - 2016. - Том 7, № 1, - С. 190 — 200.

Bibliography (transliterated):

1. Kon'kov, A.U., Lashko, V.A. (2014), Diagnosing of a diesel on the basis of identification of working processes : monograph [Diagnostirovanie dizelja na osnove identifikacii rabochnik processov : monogr.], Dal'nauka, Vladivostok, 356 p. 2. Varbanec, R.A., Belen'kij, P.N., Jarovenko, V.A. (2015), Definition of main specifications of a working process and results of diagnostics of propulsion diesels of motorship " GREISFSWALD ", Vesnik the Astrakhan state engineering university. A series: marine technics [technical equipment] and technique, [Opredelenie osnovnykh parametrov rabochnogo processa i rezul'taty diagnostiki glavnykh dizelej teplokhoda «GREISFSWALD»], №2, pp. 31-41. 3. Nosyrev D.J., Krasnov V.A. (2004), Way of diagnosing of explosion engine: pat. 2246103 Russian Federation, МПК7 G 01 M 15/00 [Sposob diagnostirovanij dvigateley vnutrennego sgoraniya] The applicant and patentobladatel Itself ГАПС. - №2003119976/06; zajavl.. 01.07.03; opubl.. 27.12.2004. 4. Trunov, A.I. (2016), Correction of the display glow iris of a working process of a diesel by a method of a digital seepage on the basis of Fourier transforms, Scientific notices the TOGA Pacific state university, Khabarovsk, [Korrekcija indikatornoj diagrammy rabochnogo processa dizelja metodom cifrovoj fil'tracii na osnove preobrazovanij Fur'e], Tom 7, № 1, pp. 190-200/

Поступила в редакцию 05.10.2017 г.

Яковенко Анатолий Юрьевич — соискатель ученой степени канд. техн. наук при кафедре СЭУ НУ «ОМА», технический директор ДП (дочернее предприятие) «Интреско ЛТД», Одесса, Украина, e-mail: delta0090@gmail.com, моб. тел. +380503168068.

МЕТРОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЄСТРАЦІЇ ВИСОКОГО ТИСКУ В СИСТЕМАХ ПАЛИВОПОДАЧІ ДИЗЕЛІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ КОМБІНОВАНОГО ДАТЧИКА

А.Ю. Яковенко

Представлено методику гармонійного аналізу метрологічних характеристик запису нестационарних процесів. Використано метод Фур'є в додатку до завдань обробки даних у графічній і табличній формі. Коефіцієнти Фур'є обчислені за допомогою наближеного методу інтегрування з використанням формул прямокутників. Розроблено алгоритм і програма, адаптовані до виміру параметрів паливоподачі дизелів. Програмна реалізація має широкий спектр опцій, що забезпечує оптимальний інтерфейс і форму подання результатів аналізу. Проведено дослідження амплітудно-частотних параметрів вимірювальної системи на базі комбінованого перетворювача тиску палива. Як перетворювач використаний конструктивний елемент паливних апаратури суднового середнеоборотного дизеля. Тиск палива в ПНВТ записувався двома датчиками: базовим традиційної конструкції й експериментальним. Проведено безмоторні випробування в діапазоні частот обертання, що перебивають експлуатаційні режими двигуна. Експериментальні дані оброблені в середовищі розробленого пакета. Визначено амплітудно-частотні характеристики вимірювальної системи в порівнянні комбінованого й базового перетворювача тиску палива. Зроблено дискретне перетворення Фур'є з виводом результату у вигляді графіка амплітуд спектральних складових на екрані і для візуального контролю зворотне перетворення Фур'є також з виводом графіка функції на екран. Встановлено, що система з комбінованим перетворювачем має параметри близькі до базового варіанта на всіх режимах за винятком дробового упорскування.

METROLOGICAL CHARACTERISTICS OF THE HIGH PRESSURE REGISTRATION IN INJECTION FUEL SYSTEMS OF DIESEL ENGINES WITH APPLICATION OF THE COMBINED TRANSDUCER

A.J. Jakovenko

The technique of the harmonious analysis of metrological characteristics for record of non-stationary processes is presented. Furies method is used in the apply to tasks of graphic and tabulated form data processing. Furies coefficients were calculated by means of the approached integrations method with use of rectangular formulas. The algorithm and the program, adopted for measurement of fuel injection parameters of diesel engines, is developed. Program realization has the wide spectrum of options providing the optimum interface and the form of representation of results of the analysis. It was carried out research of amplitude-frequency parameters of measuring system on the basis of the combined converter for fuel pressure. As the converter was used the constructive element of the marine middle speed diesel fuel injection system. Pressure of fuel in FPHP was measured with two transducers: base of traditional design and experimental. Engineless tests in boards of the of rotation frequencies, overlapping operational limits of the engine, are lead. Experimental data are processed in the environment of the developed package. Peak-frequency characteristics of measuring system in comparison of the combined and base converter of pressure of fuel are certain. Discrete Furies transformation was made with show of result in the form of the diagram of amplitudes the spectral components on the screen and for the visual control return Furies transformation also with a show of the diagram of function to the screen. It is established, that the system with the combined converter has parameters close to a base variant on all modes except the fractional injection.

С. А. Ковалёв

РАЗРАБОТКА ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОВЫМИ ДВС, ПЕРЕОБОРУДОВАННЫМИ НА БАЗЕ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ РАБОТЫ НА СЖИЖЕННОМ НЕФТЯНОМ ГАЗЕ

Показаны целесообразность и преимущество использования транспортными средствами газовых моторных топлив по отношению к традиционным жидким моторным топливам. Приведены и проанализированы технические решения для использования дизелями газовых моторных топлив. На основании анализа обоснована целесообразность конвертирования дизелей в газовые ДВС с принудительным зажиганием.

Разработана электронная микропроцессорная система управления газовыми ДВС с принудительным зажиганием, имеющая модульную структуру, состоящую из двух главных и ряда дополнительных подсистем. Приведены структуры и описан принцип работы главных подсистем, к которым относятся подсистема управления питанием и впрыском СНГ, а также подсистема управления зажиганием. Разработан и создан опытный образец ЭБУ. Приведена структурная схема системы электронного управления газовым ДВС с опытным ЭБУ. Проведены безмоторные испытания опытного образца ЭБУ, которые подтвердили его работоспособность.

Введение

В последнее время правительства многих стран, а также ведущие мировые производители колёсных транспортных средств (далее – КТС) начали уделять повышенное внимание использованию газовых моторных топлив. Основным фактором, стимулирующим большинство стран мирового сообщества к развитию рынка газовых моторных топлив, являются экологические проблемы, которые возникают в результате загрязнения окружающей среды как КТС, предназначенными для перевозки пассажиров и грузов на дорогах общего пользования, так сельскохозяйственной техникой, работающей на традиционных жидких моторных топливах. Первый путь решения этой проблемы – постоянное повышение экологических требований к снижению содержания вредных веществ в отработанных газах двигателей внутреннего сгорания (далее – ДВС). А второй путь – более широкое применение экологически чистых газовых моторных топлив.

К наиболее распространенным как в мире, так и в Украине газовым моторным топливам, относятся: сжиженный нефтяной газ (далее – СНГ) и природный газ (далее – ПГ). Следует отметить, что ПГ в качестве моторного топлива для КТС используется как в сжатом (далее – КПГ) состоянии, так и в сжиженном (далее – СПГ) состоянии. Кроме того, стоимость СНГ и ПГ ниже чем стоимость традиционных бензинов или дизельного топлива. При этом их использование в целом уменьшает выбросы диоксида углерода (основной парниковый газ) на 10 ... 15%, оксидов азота – на 15 ... 20%, а при переоборудовании дизелей в газодизели для работы на ПГ, еще и в 3 ... 5 раз снижает дымность отработанных газов [1, 2].

В связи с этим, а также с учетом того, что современные КТС, особенно категорий М₂, М₃ (автобусы) и N (грузовые автомобили и тягачи), а также коммунальная и сельскохозяйственная техника (самоходные шасси, мощные колесные и гусеничные тракторы) оснащены преимущественно дизелями, имеющими высокие эксплуатационные расходы дизельного топлива, становится очевидным целесообразность его замены на более дешевые газовые моторные топлива – СНГ или КПГ.

Анализ способов переоборудования дизелей для работы на газовых моторных топливах

В настоящее время в мировой практике существует два наиболее часто применяемых технических решения использования дизельными КТС газовых моторных топлив [3].

Первое техническое решение заключается в том, что дизель КТС конвертируют в газодизель. Для этого двигатель оснащают дополнительной системой питания газовым моторным топливом (прежде всего КПГ или СНГ), а в его конструкцию (в том числе в регулятор частоты вращения) вносят небольшие конструктивные изменения. В результате двигатель становится двухтопливным и по выбору может работать, как только на дизельном топливе (по дизельному циклу), так и на смеси газового топлива с небольшой «запальной дозой» дизельного топлива (по газодизельному циклу). Главными преимуществами такого технического решения являются относительная простота переоборудования, недорогостоящая реконвертация газодизеля в дизель, а также возможность работы дизеля без уменьшения мощности. А недостатком является относительно небольшие эксплуатационные замещения дизельного топлива, которые в зависимости от вида используемого газового топлива составляют от 30 до 60%. При этом меньшие значения за-

мещения получаются при использовании СНГ, а больше при КПП.

Второе техническое решение заключается в том, что дизель КТС конвертируют в газовый ДВС с принудительным зажиганием. Такой вид переоборудования требует с одной стороны полного демонтажа систем питания и впрыска дизельного топлива (включая дизельные топливные баки, трубопроводы, фильтры и т.д.), а с другой стороны частичной разборки и внесения соответствующих изменений в конструкцию ДВС. К изменениям конструкции двигателя относятся как доработка головки блока цилиндров дизеля для установки свечей зажигания, так и доработка старых поршней или установка новых поршней, у которых изменена форма (объем) камеры сгорания для уменьшения степени сжатия. Кроме этого, газовый ДВС дооборудуют двумя главными системами: системой питания и впрыска газового топлива, а также системой принудительного зажигания. В настоящее время в качестве системы впрыска применяются системы типа Common Rail (с впрыском газа электромагнитными форсунками во впускной коллектор ДВС в зону, приближенную к впускному клапану), а в качестве системы зажигания – электронные индуктивные системы зажигания с неподвижным распределителем напряжения с двухискровыми или индивидуальными катушками зажигания.

Помимо этого, газовый ДВС дооборудуют системой управления наполнения цилиндров зарядом рабочей смеси (состоящей из дроссельной заслонки с механическим приводом с датчиком угла поворота заслонки) и механизмом байпасного регулирования потока воздуха.

Кроме этого, газовый ДВС для выполнения соответствующих экологических требований может быть дооборудован рядом дополнительных систем – таких, как: системой нейтрализации отработавших газов (с трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором и одним или двумя лямбда-зондами), системой рециркуляции отработанных газов (далее – ОГ) и других.

Для управления работой газового ДВС, оборудованного главными и дополнительными системами, на нем (при отсутствии штатных датчиков) должны быть установлены дополнительные датчики и устройства.

Следует также отметить, что на практике второе техническое решение подразделяется на два технических направления.

Первое техническое направление связано с производством в заводских условиях новых газовых ДВС (создаваемых на базе новых дизелей) для

их установки на новые КТС вместо штатных дизелей. В этом случае, для сохранения технических характеристик самого КТС новые газовые ДВС должны иметь энергетические показатели, приближенные к энергетическим показателям заменяемых дизелей. При этом, принимая во внимание то, что уменьшение степени сжатия газового ДВС, приведет к уменьшению мощности газового ДВС, за базу для конвертирования выбирают дизель, номинальная мощность и как следствие рабочий объем которого на 15...20% выше чем требуемая номинальная мощность газового ДВС. В результате, такое техническое направление позволяет получить газовый ДВС, энергетические параметры которого, в частности его мощность, практически на 100% соответствует мощности заменяемого дизеля.

Второе техническое направление, отличается от первого тем, что газовые ДВС создаются на базе находящихся в эксплуатации штатных дизелей КТС. Такое переоборудование можно проводить в специализированных мастерских на месте эксплуатации дизельных КТС, а также в процессе капитального ремонта дизелей. Газовые ДВС, конвертированные на базе находящихся в эксплуатации дизелей, вследствие уменьшения степени сжатия, зачастую имеют мощность на 5...20% меньше, чем мощность базового дизеля.

Целью данной работы является создание универсальной электронной системы управления газовыми ДВС с принудительным зажиганием.

Назначение и принцип работы системы управления газовым ДВС

Эффективное управление работой переоборудованного на базе дизеля газового ДВС может осуществляться только системой электронного управления.

Главными функциями системы электронного управления транспортным газовым ДВС с принудительным зажиганием и впрыском газового топлива во впускной коллектор являются:

1. Точное дозирование необходимого количества газового топлива в каждый цилиндр ДВС в соответствии с количеством (массой) поступившего воздуха.
2. Создание разряда соответствующей мощности на свече зажигания в оптимальный момент зажигания.

Сочетание этих двух функций – определяет величину крутящего момента газового ДВС.

В разработанной системе электронного управления газовым ДВС, имеющим от 2-х до 6-ти цилиндров, главные функции реализуются путем объединенного управления как системой питания и впрыска газового топлива, так и электронной ин-

дуктивной системой зажигания с неподвижным распределителем напряжения. При этом, система впрыска газового топлива способна обеспечить три вида впрыска – групповой, или последовательный, или индивидуальный впрыск, а система зажигания имеет возможность регулирования угла опережения зажигания по сигналу датчика частоты вращения и корректировку угла опережения зажигания по сигналу датчика детонации.

Кроме главных функций, система электронного управления газовым ДВС может выполнять такие дополнительные функции как: регулирование величины пусковой подачи газового топлива в зависимости от температуры охлаждающей жидкости ДВС; регулирование частоты вращения газового ДВС на режиме холостого хода в зависимости от температуры охлаждающей жидкости и подключения дополнительных устройств (например, электроклапана, кондиционера т.п.); регулирования системы нейтрализации ОГ (состава ОГ) по сигналам одного или двух лямбда зондов; регулирование системы рециркуляции ОГ.

В результате, система электронного управления газовым ДВС разработана в виде модульной структуры, состоящей из двух главных и ряда дополнительных подсистем. В зависимости от комплектации различными датчиками и устройствами главных подсистем, а также наличия и количества дополнительных подсистем, система обеспечивает управление работой её четырех версий – «Базовой», «Средней», «Высшей» и «Мастер».

При этом следует отметить, что система электронного управления разработана с учетом возможности управления работой газового ДВС как на СНГ, так и на КПП. Однако, использование КПП, как моторного топлива для КТС, имеет свои особенности, связанные с управлением элементами специального оборудования, работающими под высоким давлением, и в этой статье не рассматривается. В данной статье рассматривается только система электронного управления газовым ДВС при его работе на СНГ.

К главным подсистемам системы электронного управления газовым ДВС относятся: подсистема управления питанием и впрыском СНГ, а также подсистема управления зажиганием.

Подсистема питания и впрыска СНГ в газовый ДВС функционирует следующим образом: СНГ, находящийся в жидкой фазе под избыточным давлением в газовом баллоне 11, через мультиклапан 10 и газовый фильтр 9 жидкой фазы поступает в газовый редуктор-испаритель 8, где происходит испарение СНГ до газовой фазы. Далее газ прохо-

дит через фильтр 7 газовой фазы и поступает в газовую рейку 6. Газовый редуктор-испаритель 8 обеспечивает постоянное давление газовой фазы в газовой рейке 6 и как следствие на входе с газовые электромагнитные форсунки 12.

Газовые электромагнитные форсунки 12 управляются электронным микропроцессорным блоком управления (далее – ЭБУ, на англ. языке – ECU [2, 5]) и обеспечивают подачу газа во впускной патрубок впускного коллектора каждого цилиндра. Количество поступающего в цилиндр газа пропорционально времени открытия газовых форсунок, которое рассчитывается ЭБУ по сигналам датчиков, установленных на ДВС. Момент открытия газовых форсунок 12 рассчитывается ЭБУ 3 по сигналу датчика 15 частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ, формируемого задающим диском типа 60-2. По сигналам датчика 16 давления и температуры газа в рейке газовых форсунок, ЭБУ корректирует время открытия газовых форсунок (величину подачи газа).

В «Базовой» версии системы электронного управления газовым ДВС, в комплектации которой отсутствует датчик 17 положения распределительного вала (датчик Холла), а также датчики 18, 19 и 20, программное обеспечение подсистемы питания и впрыска СНГ обеспечивает групповой вид впрыска газа. В «Средней» и «Высшей» версиях системы электронного управления, в комплектации которых присутствует датчик 17 положения распределительного вала (датчик Холла), программное обеспечение подсистемы питания и впрыска СНГ обеспечивает последовательный вид впрыска газа. А в версии «Мастер» – индивидуальный вид впрыска газа.

На всех режимах работы газового ДВС ЭБУ по сигналам датчика 13 положения дроссельной заслонки и массового расходомера воздуха 18 ЭБУ рассчитывает количество поступающего воздуха и регулирует величину подачи газа, обеспечивая необходимый состав газозооушной смеси. Для оптимизации состава газозооушной смеси также используются сигналы лямбда-зонда(-ов) 19 и 20.

При пуске газового ДВС ЭБУ рассчитывает время открытия газовых форсунок 12 (величину пусковой подачи газа) с учетом сигнала от датчика 14 температуры охлаждающей жидкости, обеспечивая на нескольких первых оборотах обогащение газозооушной смеси. При этом, при пуске холодного газового ДВС величина пусковой подачи газа рассчитывается как максимальная, а по мере прогрева двигателя - уменьшается.

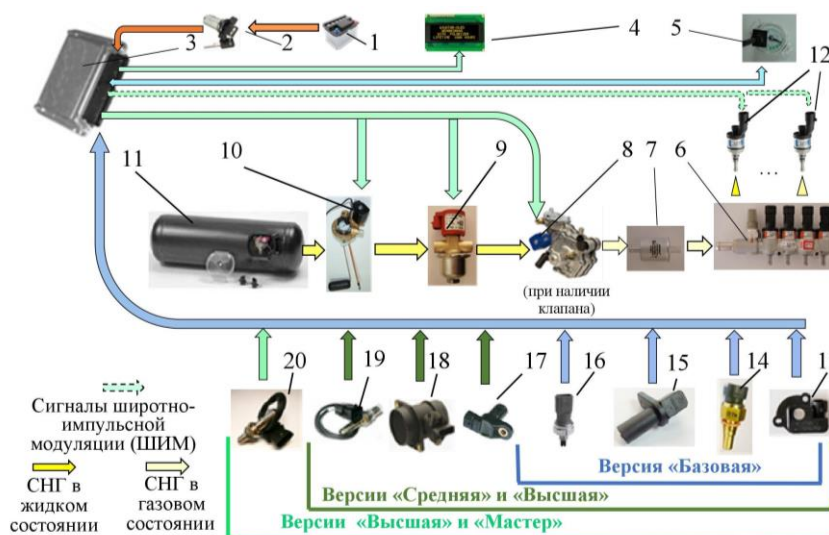


Рис. 1. Принципиальная схема подсистемы управления питанием и впрыском СНГ в газовый ДВС:

1 – аккумулятор; 2 – замок зажигания; 3 – ЭБУ; 4 – жидкокристаллический дисплей (индикатор); 5 – датчик-показатель уровня СНГ в газовом баллоне, интегрированный в мультиклапан; 6 – рейка с газовыми электромагнитными форсунками; 7 – фильтр газовой паровой фазы; 8 – газовый редуктор-испаритель с дистанционно управляемым запорным клапаном; 9 – газовый фильтр с дистанционно управляемым запорным клапаном; 10 – мультиклапан с дистанционно управляемым рабочим клапаном; 11 – газовый баллон; 12 – газовые электромагнитные форсунки; 13 – датчик углового положения дроссельной заслонки; 14 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 15 – датчик частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ; 16 – датчик давления и температуры газа в рейке газовых форсунок; 17 – датчик положения распределительного вала (датчик Холла); 18 – массовый расходомер воздуха с интегрированным датчиком температуры; 19 – лямбда-зонд (перед трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором); 20 – лямбда-зонд (после трехкомпонентного каталитического нейтрализатора)

Принципиальная схема подсистемы управления зажиганием газового ДВС показана на рис. 2.

Приведенная схема подсистемы управления зажиганием с двухискровыми катушками зажигания соответствует «Базовой» и «Средней» версиям системы электронного управления газовым ДВС.

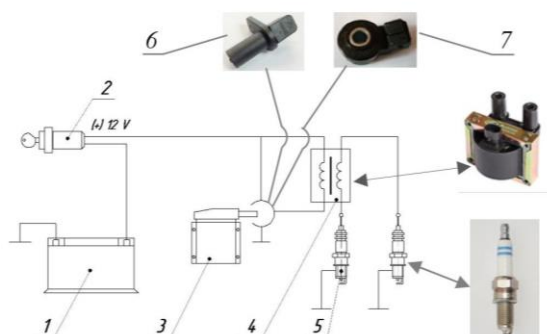


Рис. 2. Принципиальная схема подсистемы управления зажиганием газового ДВС:

1 – аккумулятор; 2 – замок зажигания; 3 – ЭБУ; 4 – двухискровые катушки зажигания; 5 – свечи зажигания; 6 – датчик частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ; 7 – датчик детонации

Подсистема состоит из ЭБУ 3, двухискровых катушек зажигания 4, высоковольтных проводов с наконечниками (на рис. 2 не обозначены) и свечей зажигания 5.

Особенностью системы зажигания является применение двухискровых катушек зажигания с двумя высоковольтными выводами, что с одной стороны существенно удешевляет систему зажигания, а с другой стороны позволяет использовать её только для ДВС, имеющих четное число цилиндров.

В системах зажигания с двухискровыми катушками зажигания на каждые два цилиндра приходится по одной катушке зажигания. Зачастую, двухискровые катушки зажигания конструктивно объединены в один блок. Высокое напряжения от катушек к свечам зажигания передается при помощи высоковольтных проводов. Выходы вторичных обмоток катушек подключаются к свечам зажигания в двух разных цилиндрах. В одном из цилиндров такой пары зажигание происходит в конце такта «сжатия», что обеспечивает так называемую «рабочую искру», а в другом – в конце такта выпуска отработавших газов, что создает так называемую «холостую искру». В связи с этим, работо-

способность систем зажигания с двухискровыми катушками зажигания обеспечивается при наличии только датчика частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ, а датчик положения распределительного вала (датчик Холла) в системе – отсутствует.

Управление подсистемой зажигания (в «Базовой» версии) осуществляется ЭБУ по сигналам датчика частоты вращения коленчатого вала и положения ВМТ, а также датчика детонации. При возникновении в цилиндрах газового ДВС детонации, подсистема управления зажиганием по сигналу датчика детонации корректирует (уменьшает) угол опережения зажиганием до полного прекращения детонации. В «Средней» версии программного обеспечения, подсистема управления зажиганием вычисляет угол опережения зажиганием на основании многопараметровой характеристики, полученной экспериментальным путем.

Все версии разработанной системы электронного управления газовым ДВС содержат дополнительную подсистему регулирования частоты вращения газового ДВС на режиме холостого хода, которая управляется по сигналу датчика температуры охлаждающей жидкости или датчика частоты вращения при подключения дополнительных устройств (кондиционера, электровентилятора и т.п.).

Функционирование подсистемы заключается в управлении ЭБУ работой регулятора холостого хода (далее – РХХ), который обеспечивает регулирование расхода воздуха, поступающего в ДВС через дополнительный воздушный канал (байпасный канал) в обход дроссельной заслонки.

При работе на холостом ходу и при прогреве холодного газового ДВС ЭБУ управляет работой РХХ так, что по мере прогрева ДВС, происходит снижение его частоты вращения. Кроме этого, при подключении дополнительных устройств по сигналу датчика частоты вращения ЭБУ управляет работой РХХ таким образом, что частота вращения газового ДВС на режиме холостого хода не снижается.

Для управления работой транспортного газового ДВС с принудительным зажиганием был разработан и создан опытный образец ЭБУ. Структурная схема системы электронного управления газовым ДВС с опытным ЭБУ, отвечающая версиям «Базовая» и «Средняя», показана на рис. 3.

Опытный образец ЭБУ построен на основе микроконтроллера модели STM32F4, созданного на базе высокопроизводительного 32-х разрядного ядра ARM Cortex-M4 [6] с рабочей частотой 168 МГц. Вычислительная мощность (производительность) микроконтроллера при рабочей частоте

достигает 210 DMIPS. В микроконтроллер интегрированы: статическая память с произвольным доступом SRAM (ОЗУ) объемом 192 кбайт, а также 4 кбайт резервной SRAM и до 1 Мбайт Flash памяти. Для обработки аналоговых сигналов служат два 12-битных ЦАП и три 12-битных АЦП. Все данные, даже при отключенной аккумуляторной батарее, сохраняются во внешней постоянной EEPROM памяти (с электрическим стиранием) модели AT45DB041D объемом 4 Мбит.

Для визуализации работы системы электронного управления газового ДВС в целом, используется 20-ти символьный 4-х строчный жидкокристаллический индикатор (дисплей) модели WH2004A-PLL-CTVE.

При проведении пуско-наладочных работ ЭБУ подключается к персональному компьютеру с помощью преобразователя интерфейсов USB-UART созданного на базе микроконтроллера модели PIC16F1825 и преобразователя интерфейса FT232.

На рис. 1 сплошными линиями обозначены входные датчики и устройства, а также исполнительные элементы и устройства, входящие в комплектацию системы электронного управления газовым ДВС, соответствующей «Базовой» версии. А пунктирными линиями, те датчики и устройства, которые добавляются к «Базовой» версии и соответствуют «Средней» версии.

Структурная схема системы электронного управления газовым ДВС, отвечающая версиям «Высшей» и «Мастер» отличается от схемы, приведенной на рис. 1 тем, что, во-первых, в системе зажигания вместо двухискровых катушек зажигания применяются индивидуальные катушки зажигания, а во-вторых, наличием дополнительной подсистемы управления рециркуляцией ОГ.

Разработан специальный интерфейс, позволяющий с помощью персонального компьютера настраивать или перепрограммировать каждую из четырех версий системы электронного управления газовым ДВС.

Структурная схема системы электронного управления газовым ДВС (см. рис. 1) показывает, что её архитектура обеспечивает работу системы как с входными датчиками и устройствами, так и с исполнительными органами и устройствами со всеми перечисленными выше главными и дополнительными подсистемами.

Проведены безмоторные испытания опытного образца ЭБУ, которые подтвердили его работоспособность и показали, что вычислительная мощность (производительность) ЭБУ с микроконтроллером модели STM32F4 позволяют управлять работой газового ДВС в реальном масштабе времени.

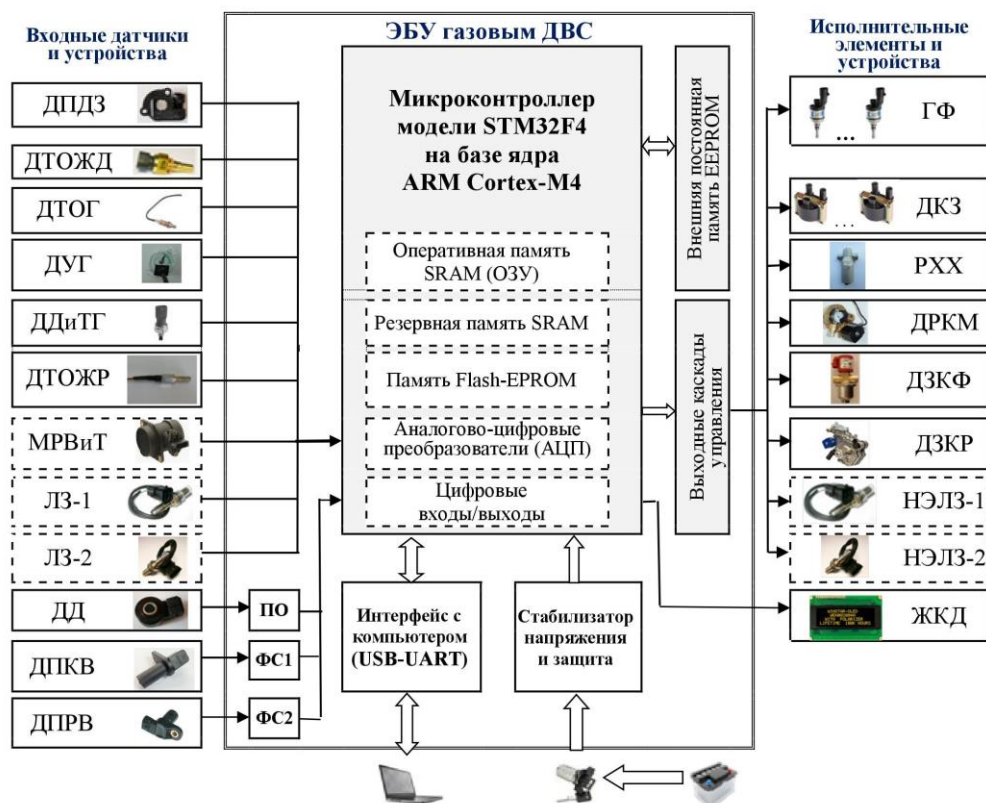


Рис. 3. Структурная схема системы электронного управления газовым ДВС с ЭБУ:

ДПДЗ – датчик углового положения дроссельной заслонки с механическим приводом; ДТОЖД – датчик температуры охлаждающей жидкости ДВС; ДТОГ – датчик температуры отработавших газов; ДУГ – датчик-показатель уровня СНГ в газовом баллоне, интегрированный в мультиклапан; ДДиТГ – датчик давления и температуры газа в рейке газовых форсунок; ДТОЖР – датчик температуры охлаждающей жидкости, интегрированный в редуктор-испаритель (при наличии); МРВиТ – массовый расходомер воздуха с интегрированным датчиком температуры; ЛЗ-1 – лямбда-зонд (перед трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором); ЛЗ-2 – лямбда-зонд (после трехкомпонентного каталитического нейтрализатора); ДД – датчик детонации (интенсивности детонации); ДПКВ – датчик частоты вращения коленчатого вала и положения верхней мертвой точки (далее – ВМТ); ДПРВ – датчик положения распределительного вала (датчик Холла); ПО – предварительная обработка сигнала с ДД; ФС1 – формирователь сигнала с ДПКВ; ФС2 – формирователь сигнала с ДПРВ; ГФ – газовые электромагнитные форсунки; ДКЗ – двух-искровые катушки зажигания; РХХ – регулятор холостого хода; ДРКМ – дистанционно управляемый рабочий клапан на мультиклапане; ДЗКФ – дистанционно управляемый запорный клапан на газовом фильтре; ДЗКР – дистанционно управляемый запорный клапан на газовом редукторе-испарителе (при наличии); НЭЛЗ-1 – нагревательный элемент лямбда-зонда, установленного перед трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором; НЭЛЗ-2 – лямбда-зонда, установленного после трехкомпонентного каталитического нейтрализатора; ЖКД – жидкокристаллический дисплей (индикатор); USB-UART – преобразователь интерфейсов

Выводы

Анализ способов переоборудования дизелей для работы на газовых моторных топливах, позволяет сделать заключение о целесообразности переоборудования дизелей в газовые ДВС с принудительным зажиганием.

Разработана структурная схема системы электронного управления газовым ДВС с опытным ЭБУ, отвечающая версиям «Базовая» и «Средняя», для работы на СНГ.

Изготовлен опытный образец ЭБУ. Проведены безмоторные испытания опытного ЭБУ, которые подтвердили его работоспособность.

Дальнейшее направление работ связано с проведением моторных испытаний газового ДВС с опытным образцом ЭБУ и дорожных испытаний КТЗ с газовым ДВС, работающим на СНГ.

Список літератури:

1. Всесвітній досвід використання стисненого природного та зрідженого нафтового газів як моторних палив на автомобільному транспорті [Текст] / Редзюк А.М., Ковальов С.О. // Автошляховик України. – 2004. – № 5. – С. 5 – 9. 2. Автомобильный справочник. Перевод с англ. Первое русское издание. – М.: Издательство «За рулем», 2000. – 896 с. 3. Конструкція електронного коректора подачі «запальної дози» дизельного палива для транспортного газодизеля [Текст] / Ковальов С.О., Сіянюк Ю.В., Патлатюк К.А. // Автошляховик України. – 2009. – № 2. – С. 5 – 9. 4. Правила ООН № 67 Единые образцы предписания, касающиеся: I. Одобрения специального оборудования транспортных средств категорий М и N, двигатели которых работают на сжиженном нефтяном газе; II. Одобрения транспортных средств категорий М и N, оснащенных специальным оборудованием для использования сжиженного нефтяного газа в качестве топлива, в отношении установки такого оборудования. 5. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.: ил. 6. ARM Architecture Reference Manual//ARM Limited. [Электронный ресурс] /

<http://people.freebsd.org/~chuckr/arm/ARMArchitectureRefMan.pdf>. Режим доступа на 07.03.2018.

Bibliography (transliterated):

1. Redzyuk A.M., Kovalov S.A. (2004), "World experience of the use compressed natural and liquefied petroleum gases as motor fuels on a motor transport", Magazine "Avtoshlyahovyk Ukraine", [Vsesvitnij dosvid vikoristannya stisnenoj prirodnogo ta zridzhenogo naftovogo gaziv yak motornih paliv na avtomobil'nomu transporti], № 5, pp. 5 – 9. 2. Bosch R. GmbH. (Hrsg.) Ottomotor-Management. 1 Aufl. – Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998. 372 p. 3. Kovalov S.A., Siyanko Y.V., Patlatyuk K.A. (2009), "The design of the electronic corrector for feeding the "inflammatory dose" of diesel fuel for the transport dual fuel engine", Magazine "Avtoshlyahovyk Ukraine", [Konstrukciya elektronnoho korektora podachi «zapal'noi dozi» dizel'nogo paliva dlya transportnogo gazodizelya], № 2, pp. 5 – 9. 4. Regulation No. 67. Uniform provisions concerning the approval of: I. Approval of specific equipment of vehicles of category M and N using liquefied petroleum gases in their propulsion system; II. Approval of vehicles of category M and N fitted with specific equipment for the use of liquefied petroleum gases in their propulsion system with regard to the installation of such equipment. 5. Bosch R. GmbH. Ottomotor-Management. 2 Auflage. – Chefredaktion: Dipl.-Ing. (FH) Horst Bauer. – Springer Fachmedien Wiesbaden, 2003. 418 p. 6. "ARM Architecture Reference Manual// ARM Limited.", available at: <http://people.freebsd.org/~chuckr/arm/ARMArchitectureRefMan.pdf>.

Поступила в редакцию 08.06.2018 г.

Ковалёв Сергей Александрович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., заместитель заведующего лабораторией исследования использования топлив и экологии Государственного предприятия «Государственный автотранспортный научно-исследовательский и проектный институт», Киев, Украина, e-mail: skovalev@insat.org.ua

**РОЗРОБЛЕННЯ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГАЗОВИМИ ДВЗ,
ПЕРЕОБЛАДНАНИМИ НА БАЗІ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ
ДЛЯ РОБОТИ НА ЗРІДЖЕНОМУ НАФТОВОМУ ГАЗІ**

С.О. Ковальов

Показані доцільність і переваги використання транспортними засобами газових моторних палив по відношенню до традиційних рідких моторних палив. Наведено і проаналізовано технічні рішення для використання дизелями газових моторних палив. На підставі аналізу обґрунтовано доцільність конвертування дизелів в газові ДВЗ з примусовим запалюванням.

Розроблено електронну мікропроцесорну систему управління газовими ДВЗ з примусовим запалюванням, що має модульну структуру, яка складається з двох головних і ряду додаткових підсистем. Наведено структури і описано принцип роботи головних підсистем, до яких відносяться підсистема управління живленням і впорскуванням ЗНГ, а також підсистема управління запалюванням. Розроблено та створено дослідний зразок ЕБУ. Наведено структурну схему системи електронного управління газовим ДВЗ з дослідним ЕБУ. Проведені безмоторні випробування дослідного зразка ЕБУ, які підтвердили його працездатність.

**DEVELOPMENT OF AN ELECTRONIC CONTROL SYSTEM FOR GAS-ENGINES,
CONVERTED ON THE BASIS OF TRANSPORT DIESELS
TO WORK FOR ON LIQUEFIED PETROLEUM GAS**

S.A. Kovalov

The expediency and advantage of using gas motor fuels on a relation to traditional liquid motor fuels is shown. Technical solutions for the use of gas motor fuels by diesel engines are presented and analyzed. On the basis of the analysis, the expediency of converting diesel engines into gas engines with forced ignition is justified.

An electronic microprocessor control system for gas internal combustion engines with forced ignition has been developed, which has a modular structure consisting of two main and a number of additional subsystems. The structures are described and the principle of operation of the main subsystems is described, including LPG injection subsystem, as well as the ignition control subsystem. An experienced ECU was developed and created. A structural scheme of the electronic control system of a gas engine with an experienced ECU is given. The out motorized tests of the experienced ECU were carried out, which confirmed his operability.

В. Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова

РАСЧЕТ УТЕЧКИ ГАЗОВ В ДВС ПРИ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Предложен расчет утечек газов через кольцевые уплотнения ДВС с учетом динамики поршневых колец. Отмечены недостатки предыдущих работ в этой области. Дана количественная оценка утечек газов через кольцевое уплотнение быстроходного дизеля, которая подтвердила известные ранее экспериментальные зависимости истечения газов от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Приведены формулы для расчета утечек газов при различных случаях взаимного расположения колец в канавках поршня. Предоставлено пример расчета утечек для быстроходного дизеля. Отмечено, что по характеру изменения истечения газов от частоты вращения коленчатого вала можно выявить нарушения в нормальной работе поршневых колец и наметить пути совершенствования кольцевого уплотнения. Сделаны достоверные выводы и указаны пути экспериментальной оценки динамической устойчивости кольцевого уплотнения.

Введение

Постановка проблемы. Работа деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателей внутреннего сгорания сопровождается утечкой газов через систему зазоров в сопряжениях поршневое кольцо (ПК) – поршень (П) – гильза цилиндров (ГЦ). Эти утечки могут оказывать заметное влияние на эксплуатационные свойства ДВС: ухудшаются мощность и экономичность двигателя, форсируется износ деталей, уменьшаются сроки службы, растет расход масла и его старение, возрастает вероятность заедания поверхностей сопряженных деталей [3,5]. В связи с этим проблема улучшения эксплуатационных свойств кольцевого уплотнения ДВС является предметом постоянного внимания и её актуальность приобретает особую остроту для современных форсированных двигателей [1,2].

Исследованию утечек газов в картер двигателя посвящено много работ, в которых в результате анализа экспериментально-теоретических зависимостей даны практически важные рекомендации по конструкторско-технологическому усовершенствованию, а также условиям работы системы ПК-П-ГЦ [3,4,5].

Несмотря на это, различные исследователи при расчете утечек исходили из допущения об отсутствии перемещения колец на работающем двигателе, что неизбежно приводило к увеличению погрешностей их оценки, вследствие чего полученные результаты носили скорее качественный, нежели количественный характер.

Вопросы динамики поршневых колец и её влияния на утечку газов рассматривались в работах [7-13]. Наиболее полно они изложены в работах К. Энглиша [3,4]. В них приведен подробный анализ обширного экспериментального материала по динамическому нарушению уплотняющей способности ПК, вместе с тем в них не приведены аналитические связи между динамикой колец и утечками газов через кольцевое уплотнение. Подобный недо-

статок в равной мере присущ и ряду других работ [7,8,13].

В работе [6] рассмотрена динамическая модель кольцевого уплотнения, позволяющая уточнить теоретический анализ работы ПК и получить расчетные данные по перемещению колец в канавках и давлению газов в заколочных пространствах поршня. Однако в ней не предложены аналитические зависимости между динамическими характеристиками кольцевого уплотнения и количеством утечки газов в картер двигателя.

Цель работы. Разработать расчет утечек газов через кольцевое уплотнение ДВС с учетом динамики поршневых колец, который позволит повысить точность оценки уплотнительной способности и найти пути улучшения его эксплуатационных свойств.

Основной материал. Исследуется кольцевое уплотнение, состоящее из трех колец при различных случаях их взаимного расположения в канавках, получивших экспериментальное подтверждение в работах [3,8-10].

Предпосылки аналитического решения рассматриваемой задачи даны в работе [6], где при известных экспериментальных и теоретических допущениях приведены расчетные зависимости для определения положения поршневых колец в канавках и давления газов в заколочных пространствах при аналогичной схеме кольцевого уплотнения.

Утечки газов через неплотности поршневых колец подсчитывались по общеизвестной формуле:

$$dm = \mu f \psi p_k \sqrt{\frac{1}{RT_k}} dt,$$

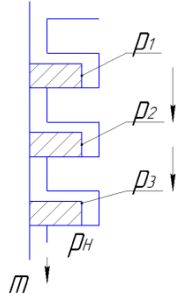
где μf – коэффициент расхода и проходные сечения между заколочными объёмами;

ψ – скоростная функция, зависящая от отношения давлений;

p_k , T_k – давление и температура газов в канавках, R – газовая постоянная, t – время.

Для различных случаев взаимного расположения колец в канавках получены следующие расчётные уравнения:

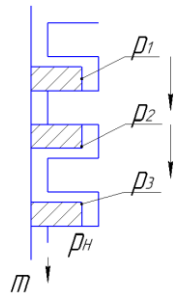
Случай 1.



$$\Sigma P_1 > 0, \Sigma P_2 > 0, \Sigma P_3 > 0 \\ \text{при } p_1 > p_2 > p_3$$

$$\frac{dm}{d\tau} = \mu_3 f_3 \cdot \psi \left(\frac{p_n}{p_3} \right) p_3 \sqrt{\frac{1}{RT_3}} \quad (1)$$

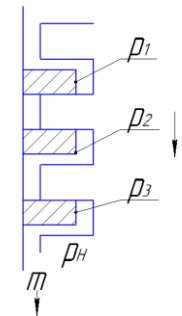
Случай 2.



$$\Sigma P_1 > 0, \Sigma P_2 < 0, \Sigma P_3 > 0 \\ \text{при } p_1 > p_2 = p_3$$

$$\frac{dm}{d\tau} = \mu_3 f_3 \cdot \psi \left(\frac{p_n}{p_3} \right) p_3 \sqrt{\frac{1}{RT_3}} \quad (2)$$

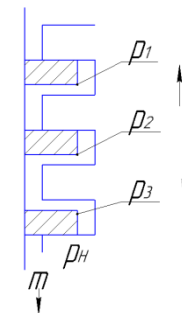
Случай 3.



$$\Sigma P_1 > 0, \Sigma P_2 < 0, \Sigma P_3 < 0 \\ \text{при } p_1 > p_2 > p_3$$

$$\frac{dm}{d\tau} = \mu_3 f_3 \cdot \psi \left(\frac{p_n}{p_2} \right) p_2 \sqrt{\frac{1}{RT_2}}$$

Случай 4.



$$\Sigma P_1 < 0, \Sigma P_2 < 0, \Sigma P_3 > 0 \\ \text{при } p_1 < p_2 > p_3$$

$$\frac{dm}{d\tau} = \mu_3 f_3 \cdot \psi \left(\frac{p_n}{p_3} \right) p_3 \sqrt{\frac{1}{RT_3}}$$

где $\Sigma P_1, \Sigma P_2, \Sigma P_3$ – суммы сил, действующих на первое, второе и третье поршневые кольца;

p_1, p_2, p_3 – соответственно, давление газов в первой, второй и третьей поршневых канавках;

T_2, T_3 – температуры газов во второй и третьей канавках, равные среднеарифметической температуре поршня в зоне канавок и гильзы цилиндра; p_n – давление за третьим поршневым кольцом.

Значения p_1, p_2, p_3 , а также расположение поршневых колец в канавках определяются расчётно-экспериментальным методом, изложенным в работе [6].

В качестве примера расчета утечки газов был выбран дизель ($n=2600 \text{ мин}^{-1}$, $Ne=155 \text{ кВт}$). Основными исходными данными для расчета были: величины проходных сечений между заколочными объемами $\mu f_2 = \mu f_3 = 0,310^{-6} \text{ м}^2$; объёмы заколочных пространств – $V_2 = V_3 = 1,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Задание начальных и граничных условий проведено по результатам индицирования и термометрирования дизеля на номинальном режиме работы. Коэффициент расхода μ принят согласно рекомендациям работ [8,9].

Для обобщения результатов исследований целесообразно переходить к относительным величинам утечек:

$$\bar{m}_\phi = \frac{m_\phi}{m_\psi} \quad \text{и} \quad \bar{m}_n = \frac{m_n}{m_{\min}},$$

где, m_ϕ – текущая утечка газов по углу поворота коленчатого вала, m_ψ – суммарная утечка газов за цикл, m_n – суммарная утечка при заданной частоте вращения коленчатого вала, $m_{\min}$ – минимальная суммарная утечка газов по зависимости $m_n = f(n)$,

$\bar{m}_\phi, \bar{m}_n$ – относительные величины утечек.

На рис.1 предоставлены $\bar{m}_\phi$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала ($n=800 \text{ мин}^{-1}$) при неподвижных и подвижных кольцах в канавках поршня. Видно, что перемещения колец в канавках оказывают значительно влияние на утечку газов в картер двигателя, причем основные различия в утечках газов происходят в периоды, когда давление газов в камере сгорания являются наибольшими, т.е. приблизительно при $360-540^\circ$ поворота коленчатого вала. На последнем участке (с 660° поворота коленчатого вала) разница в величинах утечек не превышает 5% от общей утечки за цикл.

Следовательно, при расчете утечек необходимо учитывать действительные условия течения газов в уплотнении, образованном перемещающимися в канавках поршневыми кольцами.

Характер зависимости $\bar{m}_n$ от частоты вращения коленчатого вала показан на рис.2. Для сравнения на графике приведены зависимости относительных утечек при неподвижных кольцах, а также для режимов холостого хода.

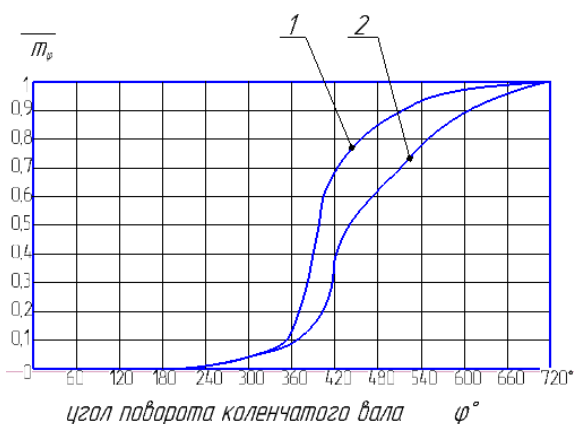


Рис. 1. Характер изменения относительной утечки газов $\bar{m}_\phi$ в зависимости от угла поворота коленчатого вала ($n=800 \text{ мин}^{-1}$):
1 - с учетом перемещения колец в канавках;
2 - при неподвижных кольцах

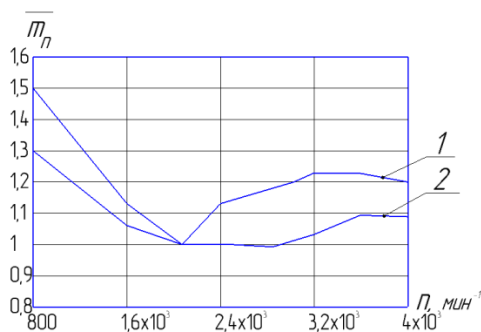


Рис.2. Характер изменения относительной утечки газов $\bar{m}_n$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала:
1 – на режимах холостого хода;
2 – на режимах нагрузки

Анализ приведенных зависимостей подтверждает существенное влияние перемещения колец на характер протекания кривых утечек газов. То, что утечки газов могут переходить через минимум при увеличении частоты вращения, отмечалось ранее и другими исследователями [3]. В нашем случае, динамические нарушения в работе колец происходили при частоте вращения более 2000 мин^{-1} , т.е. тогда, когда в начале второе кольцо начинало перемещаться в канавке поршня, а затем и остальные.

Как показали наши расчеты [6], переход к «критической» частоте вращения особо заметен на режимах холостого хода из-за уменьшения сил давления газов, действующих на поршневые кольца, что способствовало их отрыву от посадочной поверхности на нижнем торце канавки поршня.

Таким образом, располагая данными о характере зависимости утечек газов в картер от частоты

вращения коленчатого вала, можно судить о динамических качествах кольцевого уплотнения и его газоплотнительной способности, что важно при дальнейшем совершенствовании и форсировании современных ДВС.

Выводы

1. Разработан расчет утечек газов через кольцевое уплотнение ДВС с учетом динамики поршневых колец, что даёт возможность повысить точность оценки уплотнительной способности и изыскать пути улучшения их эксплуатационных свойств.

2. Приведены формулы для расчета утечек газов при различных случаях взаимного расположения колец в канавках поршня.

3. Дан пример расчета утечек газов через кольцевое уплотнение быстроходного дизеля, результаты которого подтвердили приведенные ранее различными исследователями экспериментальные зависимости утечек газов от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

4. По характеру изменения утечек газов от частоты вращения коленчатого вала двигателя, особенно на режимах холостого хода, можно выявить нарушения в работе колец и сделать заключение о динамической устойчивости кольцевого уплотнения и, прежде всего, второго компрессионного кольца. Именно эту информацию важно учитывать при совершенствовании кольцевого уплотнения форсированных двигателей.

Список литературы:

1. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання; 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 проф. А.Ф. Шеховцова. — Харків: Прапор, 2004. — 384с.
2. Абрамчук Ф.И. Двигуни внутрішнього згорання; серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ/ Ф.И. Абрамчук, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов: за ред. А.П. Марченко та проф. А.Ф. Шеховцова. — Харків: Видавн. центр НТУ «ХПІ», 2004. — 324с.
3. Энглиш К. Поршневые кольца. Т.1. Теория, изготовление, конструкция и расчет / К. Энглиш. — Москва: Машигиз, 1962. — 584с.
4. Энглиш К. Поршневые кольца. Т.2. Эксплуатация и испытания /К. Энглиш. — Москва: Машигиз, 1963. — 386 с.
5. Устинов А.Н. Исследование поршневых колец дизелей /А. Устинов. — Саратов: издательство Саратовского университета, 1974. — 127с.
6. Заренбин В.Г. К расчету течения газов через кольцевые уплотнения ДВС с учетом динамики поршневых колец / В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова // Двигатели внутреннего сгорания. — 2017. - №1. — с. 27-33.
7. Dykes P. Piston ring Movement during blow- by in high speed petrol engines // I nst. Mech Engrs, 1948. — v. 2.- №71.— p.140 -151.
8. Furuham S., Tada T. On the of Gas Through the Piston Rings (2 nd Report)// Bulletin of JSME, 1961. — v.4. - №16. — p. 691 — 698.
9. Furuham S., Tada T. On the Flow of Gas Through the Piston Rings (1 nd Report)// Bulletin of JSME, 1961. — v.4. - №16. — p. 684 — 690.
10. Furuham S., Hiruma M: Axiul

movement of piston rings in the groove // ASLE/ Prepr, 1972. - №12 -10pp. 11. Baker A.J.S., Dowson D., Ecomu P. Dynamic factors related to piston ring scuffing//ISME, 1976. - p. 25-34. 12. Baker A.J.S., Dowson D., Strachen P. Dynamic operating factors in piston rings// International symposium on Marine engineering (ISME), Tokio, 1973. - p. 267- 282. 13. Truscott R., Reid T., Ruddy B. Ring dynamics in a diesel engine and its effects on oil consumption and blowby // SAE Techn. Paper series, 1983. - №831282. - p. 11-23.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko. A. P., Ryzantsev. M. K., Shehovtsov. A. F., (2004), Engines of internal combustion. [Dviguni vnutrishnogo zgoraniya]: seriya pidruchnikov u 6 tomah. T.1. Development of constructions of forced engines of ground transport vehicles. [Rozrobka konstrukcij forsovanih dviguniv nazemnih transportnih mashin], Kharkiv, 384p. 2. Abramchuk, F.I., Ryzantsev, M. K., Shehovtsov, A. F., (2004), Engines of internal combustion. [Dviguni vnutrishnogo zgoraniya]: seriya pidruchnikov u 6 tomah. T.6. Reliability of the EIC [Nadijnist DVZ], Kharkiv, 324p. 3. Anglish, K., (1962), Piston rings. [Porsh-

nevie kolca] in 2 volumes. V.1. Mechanical Engineering, 584p. 4. Anglish K. Piston rings. [Porshnevie kolca] in 2 volumes. V.2 [Ek-spluatatsiya i ispitaniya], Mechanical Engineering, 368p. 5. Ustinov A.N. Research of piston rings of diesel engines. 1974, [Issledovanie porshnevih kolec], Saratov, 127p.6. Zarenbin V. G., Kolesnikova T. N., To the calculation of the flow of gases through the O-ring seals taking into account the dynamics of the piston rings.2017, [K raschetu techeniya gazov cherez kolcevie uplotneniya DVZ s uchetom dinamiki porshnevih kolec],27-33 pp. 7. Dykes P. Piston ring Movement during blow- by in high speed petrol engines // 1 nst. Mech Engrs, 1948. - v. 2.- №71 p.140 -151.8. Furuham S., Tada T. On the of Gas Through the Piston Rings (2 nd Report)// Bulletin of JSME, 1961. - v.4. - №16. - p. 691 - 698.9. Furuham S., Tada T. On the Flow of Gas Through the Piston Rings (1 nd Report)// Bulletin of JSME, 1961. - v.4. - №16. - p. 684 - 690. 10. Furuham S., Hiruma M: Axial movement of piston rings in the groove // ASLE/ Prepr, 1972. - №12 -10pp. 11. Baker A.J.S., Dowson D., Ecomu P. Dynamic factors related to piston ring scuffing//ISME, 1976. - p. 25-34.12. Baker A.J.S., Dowson D., Strachen P. Dynamic operating factors in piston rings// International symposium on Marine engineering (ISME), Tokio, 1973. - p. 267- 282. 13. Truscott R., Reid T., Ruddy B. Ring dynamics in a diesel engine and its effects on oil consumption and blowby // SAE Techn. Paper.

Надійшла в редакцію 13.07.2018 р.

Заренбін Володимир Георгійович – докт. техн .наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: zvg@mail.pgasa.dp.ua.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: tnk1403@ukr.net.

РОЗРАХУНОК ВИТІКУ ГАЗІВ В ДВЗ ПРИ ДИНАМІЧНІЙ МОДЕЛІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ

В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова

Запропоновано розрахунок витоків газів через кільцеві ущільнення ДВЗ з урахуванням динаміки поршневих кілець. Відзначені недоліки попередніх робіт в цій галузі. Дана кількісна оцінка витоків газів через кільцеве ущільнення швидкохідного дизеля, яка підтвердила відомі раніше експериментальні залежності витоків газів від частоти обертання колінчастого вала двигуна. Наведено формули для розрахунку витоків газів при різних випадках взаємного розташування кілець в канавках поршня. Надано приклад розрахунку витоків для швидкохідного дизеля. Відзначено, що за характером зміни витоків газів від частоти обертання колінчастого вала можна виявити порушення в нормальній роботі поршневих кілець і намітити шляхи вдосконалення кільцевого ущільнення. Зроблені достовірні висновки і вказані шляхи експериментальної оцінки динамічної стійкості кільцевого ущільнення.

CALCULATION OF THE LEAKAGE OF GASES IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE UNDER THE DYNAMIC MODEL OF THE FUNCTIONING OF PISTON RINGS

V.G.Zarenbin, T.N. Kolesnikova

The calculation of gas leaks through the ring seals of the internal combustion engine taking into account the dynamics of the piston rings is proposed. The shortcomings of previous works in this field are noted. A quantitative estimate of the leakage of gases through the ring seal of a high-speed diesel engine, which confirmed the previously known experimental dependence of the leakage of gases on the engine speed of the crankshaft. Formulas for the calculation of gas leaks are given for different cases of mutual arrangement of rings in the grooves of the piston. An example of leakage calculation for a high-speed diesel is given. It is noted that the nature of the change in gas leaks from the rotational speed of the crankshaft can reveal irregularities in the normal operation of the piston rings and outline ways to improve the ring seal. Authentic conclusions are drawn and ways of experimental evaluation of the dynamic stability of the ring seal are indicated.

І.О. Мордвінцева, А.М. Зозуля, В.О. Пильов, Р.Аріан

ВПЛИВ ВИДУ КЕРУЮЧИХ ФУНКЦІЙ НЕСТАЦІОНАРНОЇ ЗАДАЧІ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ НА РЕСУРСНУ МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Виконано аналіз розрахунково-експериментальних даних температурного та термонапруженого стану поршня в перехідних процесах роботи двигуна. Визначено керуючі функції в зоні першого та другого поршневих кілець. Отримано результати температурного стану поршня з урахуванням визначених керуючих функцій. Отримані результати збігаються з експериментальними даними з похибкою в допустимих межах. Розглядається одноступінчаста зміна керуючих функцій в порівнянні з отриманим видом керуючих функцій. Показано вплив виду керуючих функцій нестационарної задачі теплопровідності на температурний та термонапружений стан кромки камери згоряння поршня. Запропоновано спрощені варіанти керуючих функцій на основі одноступінчастої зміни виду керуючих функцій. Виконано оцінку ресурсної міцності поршня з урахуванням особливостей зміни спрощених керуючих функцій. Визначено спрощений варіант керуючих функцій, що відповідає концепції гарантованого забезпечення ресурсу кромки камери згоряння поршня.

Вступ

Загальновідомо, що тенденції зміни показників і критеріїв якості конструкцій двигунів внутрішнього згоряння свідчать про постійне зростання питомої потужності. Поряд з іншим ця обставина суттєво ускладнює процес проектування основних теплонапружених деталей і вузлів, що суперечить цілям скорочення часу та витрат на проектування. Основним підходом тут стає зменшення часу доводки двигунів за рахунок впровадження методів та засобів так званих, віртуального проектування та моделювання.

Щодо забезпечення високих показників фізичної надійності теплонапружених елементів двигунів тут додається ціль дотримання концепції гарантованого забезпечення ресурсу конструкції саме на етапі проектування. При цьому одночасне скорочення часу, витрат на проектування та дотримання вказаної концепції передбачає певні припущення та спрощення щодо моделювання температурного, напружено-деформованого стану деталей та прогнозування їх ресурсної міцності [1]. В першу чергу це стосується припустимого спрощення граничних умов (ГУ) задачі теплопровідності, що є достатньо складною науковою задачею.

Відповідно до наведених підходів значна увага приділяється забезпеченню ресурсної міцності поршня. Розтріскування кромок камери згоряння (КЗ) є досить розповсюдженою проблемою, пов'язаною саме з підвищенням рівнів форсування двигунів. Основною причиною означеної проблеми є часта зміна режимів експлуатації [2]. Це означає, що дотримання концепції гарантованого ресурсу поршнів повинно базуватись на раціональних рекомендаціях призначення спрощених моделей ГУ нестационарної задачі теплопровідності поршнів.

Аналіз публікацій та задачі дослідження

Для моделювання перехідного процесу роботи двигуна використовують нестационарні моделі ек-

сплуатації, основані на стаціонарних моделях [3]. Дані моделі описують кожен режим окремо. Таким чином для визначення ресурсу необхідно враховувати переходи між розглянутими режимами [1]. Визначення оцінки ресурсної міцності в розрахунковому вигляді можна представити за даними [4]:

$$d_{fs} = \sum_{i=1}^{N_0} \sum_{j=1}^{N_1} \frac{1}{N_{ij}^{(i)}} + \frac{1}{U^*} \sum_{i=1}^{N_0} \sum_{j=1}^{N_1} U_j^{(i)}, \quad (1)$$

де N_0 – кількість відмінних перехідних процесів теплового навантаження поршня в прийнятій моделі експлуатації двигуна; N_1 – кількість циклів навантаження поршня, відповідних i -му перехідному процесу; $N_{ij}^{(i)}$ – кількість циклів до втрати міцності, викликаних утомою в умовах одного j -го перехідного процесу; $U_j^{(i)}$ – енергія розсіювання при повзучості, що викликана одним j -им циклом навантаження.

Таку модель можливо використовувати на останніх етапах проектування поршня при наявності відомостей щодо керуючих функцій граничних умов 3-го роду задачі нестационарної теплопровідності $\Phi_a(\tau)$ та $\Phi_c(\tau)$ для кожного з N_0 характерних перехідних процесів. Це дозволяє встановити величину накопичених пошкоджень матеріалу d_{fs} протягом заданого ресурсу P .

Проте, знаходження керуючих функцій ГУ $\Phi_a(\tau)$ та $\Phi_c(\tau)$ на сьогодні можливо лише з експерименту. Приклад результатів визначення керуючих функцій $\Phi_a(\tau)$ та $\Phi_c(\tau)$ подано в [5]. Приклади завадання ГУ стаціонарної задачі теплопровідності подано в [6].

В [4,7] наведено методику зменшення кількості стаціонарних експлуатаційних навантажень двигуна вдвічі і більше. В цілому її застосування приводить до зменшення часу на проектування. Однак для початкових етапів проектування вона все одне залишатиметься неекономічною.

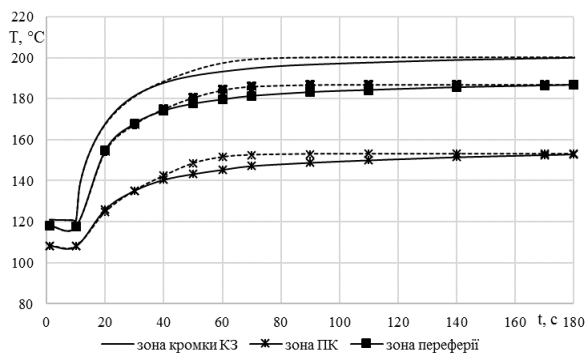
За найменшу кількість перехідних процесів нестационарної моделі експлуатації бажано прийняти один. Тоді для цього процесу вираз (1) набуває розрахункового вигляду для використання на початкових етапах проектування:

$$d_{fs} = \sum_{j=1}^{N_1} \frac{1}{N_{fj}^{(1)}} + \frac{1}{U^*} \sum_{j=1}^{N_1} U_j^{(1)}, \quad (2)$$

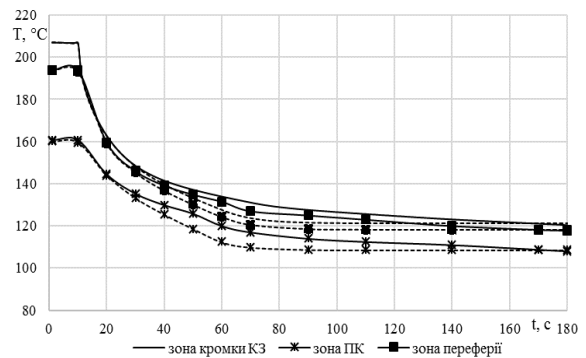
де обраний перехідний процес $i=1$ відповідає визначальному циклу навантажень двигуна ξ_1 з певним умовним наробітком P_1 . За визначальний цикл навантажень ξ_1 тут слід приймати перехідний процес з режиму холостого ходу на режим максимального навантаження та в зворотному напрямі. Підхід (2) при цьому дозволяє порівнювати якість нової конструкції з такою, що надійно працює в експлуатації (навіть при іншому рівні форсування двигуна).

З наведеного можна сформулювати дві задачі дослідження, що відповідають меті скорочення терміну проектування поршня при дотриманні концепції гарантованого забезпечення його ресурсної міцності:

1. Визначення умовного наробітку P_1 за визначальним циклом навантажень двигуна.
2. Розробка рекомендацій щодо припустимого спрощення граничних умов задачі нестационарної теплопровідності поршня в частині завдання керуючих функцій $\Phi_a(\tau)$ та $\Phi_t(\tau)$ для визначального циклу навантажень двигуна.



а)



б)

Рис.1. Температурний стан зон поршня в перехідних процесах накидання (а) та скидання (б) навантаження

В [9] та інших роботах запропоновано здійснювати визначення температурного стану поршня в перехідному процесі з використанням одноступінчастого виду управляючих функцій. Тобто при зміні режиму навантаження двигуна ГУ задачі теплопровідності змінюються миттєво.

Порівняння розрахункових термонапружених

Основні результати дослідження

Експериментальне дослідження температурного стану поршня виконано щодо дизеля 4ЧН12/14. Розглянуто перехідний процес з режиму холостого ходу при частоті обертання колінчастого валу (КВ) $n=1500\text{хв}^{-1}$ до режиму максимальної потужності при $n=1500\text{хв}^{-1}$, що відповідає максимальному крутному моменту для даного двигуна [8].

За даними експериментального дослідження були отримані керуючі функції для перехідного процесу в зоні першого та другого поршневих кілець (ПК). Результати розрахунку температурного стану поршня з використанням означених функцій показали високий збіг з експериментальними даними [8]. Температурний стан зон поршня з урахуванням отриманих керуючих функцій показано на рис.1. Наведено дані щодо зони кромки КЗ, зони верхнього ПК, периферійної зони вогневого денця поршня. Температурний стан вказаних зон визначає напружено-деформований стан кромки КЗ.

Суцільною лінією на рис. 1 представлено дані експериментального дослідження, переривчастою – розрахункові значення. Похибки отриманих результатів знаходяться в допустимих межах та не перевищують 10%.

станів кромки КЗ дизеля 4ЧН12/14 за дійсним і миттєвим характером зміни керуючих функцій представлено на рис.2. Тут на рис. 2а подано зміну температурного стану в часі, на рис 2б – відповідних термічних напружень. Суцільною лінією показано дані з використанням дійсного виду керуючих функцій, переривчастою – одноступінчастий вид.

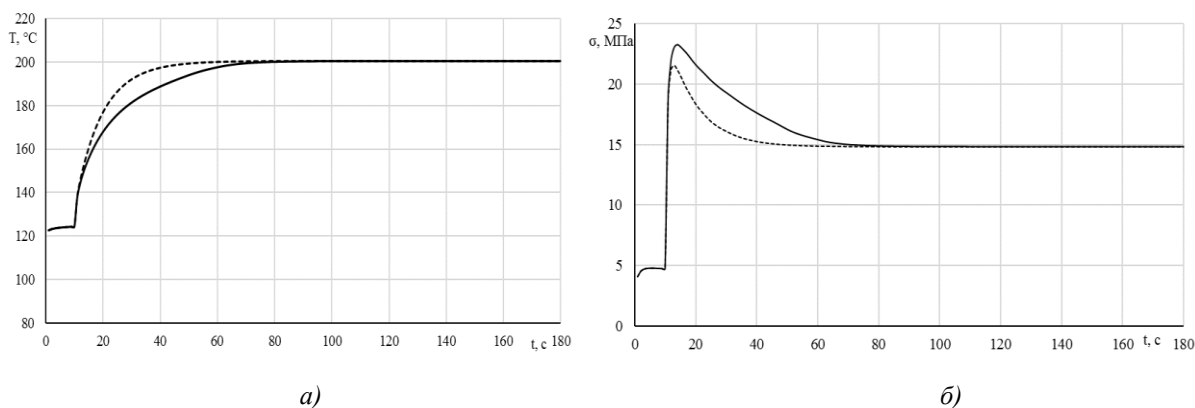


Рис. 2. Вплив виду керуючих функцій на термонапружений стан кромки КЗ поршня

За результатами наведених порівнянь видно, що при розрахунку з використанням одноступінчастого виду керуючих функцій перші 50 с процес зростання температури є завищеним відносно дійсних ГУ. Це означає, що концепція гарантованого забезпечення ресурсу за критерієм температурного стану конструкції виконується.

Однак, результати розрахунків термічних напружень засвідчують протилежний ефект – напруження за одноступінчастим видом є меншим. Останнє свідчить про невиконання прийнятої концепції за цим критерієм.

Отримані результати не є виключенням. Аналогічні порівняння термонапруженого стану нами було здійснено для поршнів дизелів 4ЧН12/14, 6ЧН21/21, 4ЧН10,5/12 для різних рівнів форсування, ступеня охолодження поршнів, при різних формах КЗ. Отримані дані також призвели до різнонаправленої зміни температур та термічних напружень [10].

Саме наведена неоднозначність спрощення ГУ нестационарної задачі теплопровідності потребує використання підходу (2).

Розрахункова кількість циклів низькочастотного навантаження поршня визначається за тривалістю одиничного перехідного процесу:

$$N_1 = P_1 / \tau_{ц}, \quad (3)$$

де $\tau_{ц}$ – тривалість одиничного циклу накидання-скидання навантаження на прийнятому важкому експлуатаційному режимі навантаження двигуна.

За даними дослідження [1] відповідно до концепції гарантованого призначення ресурсу приймаємо $\tau_{ц} = 6$ хв. Розрахунки проводилися з використанням програмного комплексу «Ресурс» [11].

Особливістю накопичення пошкоджень є їх суттєва нелінійність. Відмічено, що внаслідок зміцнення матеріалу швидкість повзучості зменшується в залежності від накопиченої деформації повзучості [1].

Проте різні моделі нестационарної експлуатації навантаження двигуна мають різний рівень впливу на результат накопичення пошкоджень в (1) і (2). Враховуючі властивість зміцнення матеріалу тут має місце ефект затухання накопичених пошкоджень в часі.

Це відображено в проведених розрахунках накопичення пошкоджень для поршня дизеля 4ЧН12/14 за умов експлуатації вантажного автомобіля. Результати розрахунків подано в табл. 1. Тут номери режимів (колонка 2) відповідають даним роботи [3], а порядок їх чергування та наробіток перехідних процесів P_i , (колонка 3) встановлено за методикою [1].

Величина накопичених пошкоджень d_{β} , яка подана в колонці 5, представлена по рядкам сумарно, починаючи з першого.

З табл. 1 видно, що накопичення пошкоджень з ростом номера перехідного процесу мають загальну тенденцію до суттєвого затухання. Так за перші 10 перехідних процесів накопичені пошкодження для дизеля автомобіля досягають величини $d_{\beta} = 0,97$. Тут наробіток за сумою десяти процесів складає 5100 годин. Таким чином приймаємо за достатній розрахунковий наробіток для автомобільного дизеля $P_1=5000$ годин при кількості повторних розрахунків $N_1=50000$.

З табл. 1 також видно, що визначальним циклом виступає перший перехідний процес, $i=1$. Для цього процесу величина накопичених пошкоджень у понад 2 рази перевищує загальну відповідну величину. Тоді отримуємо найбільш економічну модель експлуатації двигуна, що відповідає першому перехідному процесу при значенні умовного наробітку $P_1=5000$ годин.

Отримані дані дозволяють здійснити практичне застосування виразу (2) при дотриманні концепції гарантованого забезпечення міцності конструкції на початкових етапах її проектування.

Таблиця 1. Накопичення пошкоджень кромки КЗ поршня автомобільного дизеля 4ЧН12/14 при його форсуванні до 30 кВт/л

Номер перехідного процесу	Номер режиму	Наробіток перехідних процесів P_i , год	Кількість перехідних процесів N_1	d_{fs}
1	2	3	4	5
1	1-27	820	8200	0,4252
2	1-26	200	2000	0,4652
3	2-26	740	7400	0,6154
4	3-26	340	3400	0,6869
5	4-26	160	1600	0,7236
6	5-26	740	7400	0,8961
7	6-25	300	3000	0,9347
8	6-24	360	3600	0,9413
9	7-24	1160	11600	0,9645
10	8-24	280	2800	0,9709
11	9-24	600	6000	0,9845
12	9-23	80	800	0,9863
13	10-23	380	3800	0,9945
14	10-21	180	1800	0,9956
15	11-21	500	5000	0,9967
16	11-20	1240	12400	0,9985
17	11-19	480	4800	0,9992
18	12-19	160	1600	0,9995
19	13-19	240	2400	0,9998
20	13-18	100	1000	0,9999
21	14-18	460	4600	1,0001
22	14-16	260	2600	1,0001

Отже, здійснено визначення спрощених керуючих функцій задачі нестационарної теплопровідності поршня за означеною вище методикою.

Нами запропоновано розглянути вплив на температурний, термонапружений стан та ресурсну міцність кромки КЗ поршня одноступінчастого виду зміни керуючих функцій із зміщенням за часом їх застосування відносно часу початку перехідного процесу.

Розглянуто такі варіанти одноступінчастого виду керуючих функцій:

- зміна ГУ відбувається миттєво з початком перехідного процесу;
- зміна ГУ відбувається із запізненням на 6, 17 та 22 с відносно початку перехідного процесу.

Отримані за виразом (2) дані розглянуто відносно відповідних даних з використанням дійсних ГУ:

$$f = d_{sfD} / d_{sf3} , \quad (3)$$

де d_{sfD} – дійсне значення величини накопичених пошкоджень; d_{sf3} – значення величини накопичених пошкоджень в зоні кромки КЗ при певній величині зсуву початку зміни ГУ за одноступінчастим законом. При використанні виразу (3) концепція гарантованого ресурсу виконується, коли значення f є не меншим за одиницю.

Отримані розрахункові результати представлені в табл.2 та на рис.3.

Таблиця 2. Оцінка ресурсної міцності поршня двигуна 4ЧН12/14

Варіанти керуючих функцій	f
Дійсний варіант	1
Миттєва зміна ГУ	0,7095
Запізнення зміни ГУ на 6 с	0,4018
Запізнення зміни ГУ на 17 с	1,0107
Запізнення зміни ГУ на 22 с	1,0193

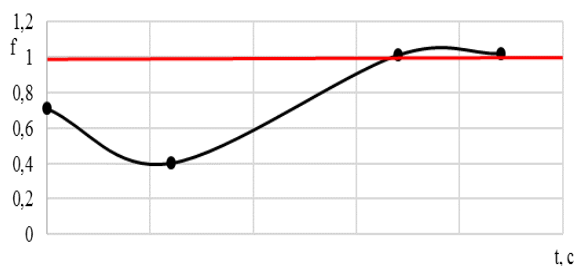


Рис.3. Співвідношення значень критерію f щодо кромки КЗ поршня для різного виду керуючих функцій задачі теплопровідності

Отримані результати оцінки ресурсної міцності кромки КЗ показали, що застосування миттєвого одноступінчастого виду керуючих функцій призводить до завищеного результату ресурсної міцності d_{fs} . Це означає, що в даному випадку концепція гарантованого забезпечення ресурсної міцності конструкції порушується. Водночас встановлено, що використання одноступінчастого спрощення керуючих функцій при запізненні зміни ГУ на 17-22 с відносно початку перехідного процесу практично відповідає дійсному варіанту зміни ГУ. Таким встановлено можливість спрощень ГУ нестационарної задачі теплопровідності.

Задачі є вирішеними.

Висновки

Отримані результати розрахунків температурного та термонапруженого станів кромки КЗ поршня в перехідних процесах роботи двигуна, а також результати оцінки ресурсної міцності дозволяють зробити наступні висновки.

Враховуючі складність при визначенні дійсного виду керуючих функцій задачі теплопровідності в перехідному процесі навантаження двигуна необхідно мати більш прості способи їх завдання.

Варіант миттєвої зміни ГУ при зміні режиму навантаження двигуна не відповідає концепції гарантованого забезпечення ресурсної міцності кромки КЗ поршня.

Дотримання концепції гарантованого забезпечення ресурсу кромки КЗ поршня на початкових етапах його проектування є можливим за умови запізнення в часі зміни ГУ відносно моменту початку перехідного процесу навантаження двигуна.

Розрахунок ресурсної міцності в разі прискорюється при врахуванні одного найбільш важкого перехідного процесу та умовного наробітку P_1 , що дорівнює 5000 годин.

Подальший напрям робіт націлено на сумісне врахування низько- та високочастотних термічних навантажень поршнів.

Список літератури:

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності: моногр. / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ». – 2001. – 332 с.
2. Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at. [Електронний ресурс]. – Режим доступу <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>.
3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: моногр. – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
4. Матвеев В.В. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней / В.В. Матвеев, В.А. Пылев // Грузовик. М., – 2011. – №3. – С. 6-8.
5. Шеховцов А. Ф., Абрамчук Ф. И., Крутов В. И. и др. ; под ред. А. Ф. Шеховцова. – Харьков : Изд-во «Основа», 1992. – 352 с.
6. Aryan R. The Effect of fuel Injection Advance Angle on Temperature State of Diesel Engine Piston / Pylyov V., Aryan R. // Науково-технічний журнал "Proceedings of the Institute of Vehicles" Інститут транспортних засобів Варшавського технологічного університету. – 2016. №4. – С.77-86.
7. Турчин В.Т. Аналіз ефективності застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів / В.Т. Турчин, В.В. Матвеев, В.О. Пильов, С.М. Бакланов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. №2. – С.89-92.
8. 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. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. №1. – С.33-41.
9. Пылев В.А. Совершенствование методики сравнительной оценки термонапряженного состояния поршней / В.А. Пылев, А.В. Белогуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А. Хижняк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. №2. – С.68-72.
10. Nesterenko I. Analysis Temperature State and Simulation of Piston in Diesel Engines with using Computer-Aided Design/ Pylyov V., Aryan Rasoul, Nesterenko I. // Науково-технічний журнал "Industrial Technology and Engineering" Південно-Казахстанський державний університет ім. М. Ауезова 2015. №2. – С. 21-28.
11. Свідоцтво № 5915 про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Ресурс» / В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, А.Ф. Шеховцов; зареєстровано 16.07.2002.

Bibliography (transliterated):

1. Pilov, V.O. (2001), Automated design of the piston of fast-diesels with a given level of long-term strength: monograph [Automatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloyi mitsnosti: monogr.], Harkiv: Vidavnicchiy tsentr NTU "HPI", 332 s.
2. Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>.
3. Parsadanov, I. (2003), Improving the quality and competitiveness of diesel engines on the basis of an integrated fuel and ecological criterion: monograph [Povyishenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeley na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya: monografiya], H.: NTU "KhPI", 244 p.
4. Matveenko, V., Pilov, V.O. (2011), "Development of the theoretical models of stationary fuel-efficient operation of automotive diesel engines for resource pistons strength prediction system" [Razrabotka teoreticheskikh statsionarnykh ekonomichnykh modeley ekspluatatsii avtotraktornykh dizeley dlya sistemy prognozirovaniya resursnoy prochnosti porshney], Truck. M, No. 3, pp. 6-8.
5. Shehov-

tsov A., Abramchuk F., Krutov V. (1992), *Processes in perspective diesel engines [Processy v perspektivnykh dizelyah]*, "Osnova", Khar'kov, 352 p. 6. Aryan R., Pylyov V. (2016) "The Effect of fuel Injection Advance Angle on Temperature State of Diesel Engine Piston", *Scientific and Technical Journal "Proceedings of the Institute of Vehicles"* Institute of Vehicles of the Warsaw University of Technology, No.4, pp.77-86. 7. Turchin, V., Matveenko, V., Pylov, V., Baklanov, S. (2010), "Analysis of efficiency of application of economic theoretical models of operation of tractor diesel engines for the estimation of the resource strength of pistons" [Analiz efektyvnosti zastosuvannya ekonomichnykh teoretichnykh modeley ekspluatatsiyi traktornih dizeliv dlya otslnki resursnoyi mitsnosti porshnev], *Internal combustion engines*, No. 2, pp. 89-92. 8. Mordvintseva I., Klimenko, A., Aryan R., O. Linkov, Pylev, V. (2017), "Features of the specification of the boundary conditions for the nonstationary

heat conduction problem of a diesel piston" [Osobennosti zadaniya granichnykh usloviy nestatsionarnoy zadachi teploprovodnosti porshnya dizelya], *Internal combustion engines*, No.1, pp.33-41. 9. Pylev V., Belogub A., Nesterenko I., Fedorov A., Aryan R., Hizhnjak V. (2014), "Perfection of the method of comparative evaluation of the thermally stressed state of pistons" [Sovershenstvovaniye metodiki sravnitel'noy otsenki termonapryazhennogo sostoyaniya porshney], *Internal combustion engines*, No.2, pp.68-72. 10. Nesterenko I., Pylyov V., Aryan R. (2015), "Analysis Temperature State and Simulation of Piston in Diesel Engines with using Computer-Aided Design", *Industrial Technology and Engineering*, No. 2, pp. 21-28. 11. Pylov V., Prokopenko M., Shekhovtsov A. (2002), Certificate No. 5915 on registration of copyright in a work. Computer resource "Resource" [Svidotstvo № 5915 pro reyestratsiyu avtors'koho prava na tvir. Komp'yuterna prohrama «Resurs»].

Надійшла в редакцію 26.07.2018 р.

Мордвінцева Ірина Олександрівна – мол. наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: irka13n@bigmir.net .

Зозуля Андрій Миколайович – магістр кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна

Пильов Володимир Олександрович – доктор техн. наук, проф., зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: pylyov@meta.ua.

Аріан Расул - мол. наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна

ВЛИЯНИЕ ВИДА УПРАВЛЯЮЩИХ ФУНКЦИЙ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ЗАДАЧИ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ НА РЕСУРСНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПОРШНЯ

И.А. Мордвинцева, А.Н. Зозуля, В.А. Пылев, Р. Ариан

Выполнен анализ расчетно-экспериментальных данных температурного и термонапряженного состояния поршня в переходных процессах работы двигателя. Определены управляющие функции в зоне первого и второго поршневых колец. Получены результаты температурного состояния поршня с учетом определенных управляющих функций. Полученные результаты совпадают с экспериментальными данными с погрешностью в допустимых пределах. Рассматривается одноступенчатое изменение управляющих функций в сравнении с полученным видом управляющих функций. Показано влияние вида управляющих функций нестационарной задачи теплопроводности на температурное и термонапряженное состояние кромки камеры сгорания поршня. Предложены упрощенные варианты управляющих функций на основе одноступенчатого изменения вида управляющих функций. Выполнена оценка ресурсной прочности поршня с учетом особенностей изменения упрощенных управляющих функций. Определен упрощенный вариант управляющих функций, соответствующий концепции гарантированного обеспечения ресурса кромки камеры сгорания поршня.

INFLUENCE OF A TYPE OF CONTROLLING FUNCTIONS OF NON-STATIONARY PROBLEM OF THERMAL CONDUCTING ON THE RESOURCE STRENGTH OF THE PISTON

Mordvintseva I., Zozulya A., Pylev V., Aryan R.

The analysis of calculation and experimental data of the temperature and thermo-stressed state of the piston in the transient processes of the engine is performed. The control functions are determined in the zone of the first and second porous rings. The results of the temperature state of the piston have been obtained taking into account certain control functions. The obtained results coincide with the experimental data with an error in the admissible mediums. A one-step change in control functions is considered in comparison with the obtained type of control functions. The influence of the type of control functions of the non-stationary heat conduction problem on the temperature and thermo-stressed state of the edge of the combustion chamber of the piston is shown. The simplified variants of control functions are offered on the basis of one-step change of the type of control functions. The estimation of the resource strength of the piston is taken into account taking into account the peculiarities of the change of simplified control functions. A simplified version of control functions is defined, which corresponds to the concept of guaranteed maintenance of the resource of the edge of the combustion chamber of the piston.

A.P. Polivyanchuk, O.I. Kaslin, O.O. Skuridina

EFFECTIVENESS EVALUATION OF THE MEASURING SYSTEM WITH A MICROTUNNEL MKT-2 FOR ECOLOGICAL DIAGNOSIS OF DIESEL LOCOMOTIVES

The article is devoted to the solution of the urgent task of reducing the duration and cost of the procedure for measuring the average operating mass emission of particulate matter with exhaust gases of a diesel engine - the standardized environmental indicator PM. The paper describes the technical characteristics and operation principle of a universal measuring system with a microtunnel MKT-2 for controlling the mass emissions of particles with exhaust gases from various types of diesel engines. The method of complex evaluation of the effectiveness of this system was developed by the criteria: accuracy of measurements, duration of sampling of particles in standardized test modes, cost-effectiveness of using MKT-2. With the help of this technique and the results of ecological tests of diesel engine 3A-6D49 of diesel locomotive TGM6 on the cycle ISO 8178-F, the efficiency of MKT-2 was conducted, as a result of which it was established that the resulting measurement error of PM is 3.1%, which corresponds to the requirements of normative documents; the duration of sampling of particles is from 1.8-2.5 minutes - in the modes of the average and nominal power of the diesel engine to 7.5 minutes - at idle; MKT-2 is characterized by a high economic efficiency of use; additional fuel costs during the ISO 8178-F cycle associated with increased sampling time of particles are negligible and amount to 0.5%. Recommendations have been developed for the improvement of MKT-2, the implementation of which will reduce the duration of sampling by 3.8 times.

Introduction

With the entry into force of the Stage III regulations in the EU railway transport, the average operating emissions of particulate matter (PM, g/(kW·h)) with the exhaust gases (EG) was added to the number of standardized environmental indicators of locomotive diesels (LD) [1]. At the same time, this indicator was started to be measured in the course of environmental tests of the LD together with other normalized values – GAS_x indicators – the average operating mass emissions from the EG of gaseous pollutants: nitrogen oxides, carbon monoxide and hydrocarbons.

The measurement procedure for the PM index has a number of features that should be taken into account when carrying out environmental tests of the LD. These include:

- a) the need to use a special measuring system – a diluting tunnel in which the dilution of the EG from the diesel engine is carried out with clean atmospheric air;
- b) the impact on the duration of the PM measurement procedure of the sampling rate of PM in the tunnel and the regulated PM sample mass on the filter;
- c) the dependence of the duration and cost of the procedure for environmental diagnosis of the LD from the time spent on determining the PM index, which increase with a decrease in the actual emission levels of PM with the EG from diesel engine.

These features are taken into account in the development of the prototype of the measuring system – the microtunnel MKT-2 [2-4]. In the period 2015-2018, this system was improved, resulting in increased

its degree of automation, accuracy and versatility – the ability to use in the testing of various types of diesel and the implementation of various test procedures. The microtunnel MKT-2 passed successful tests during bench and full-scale tests of various diesel installations, including diesel locomotives [5, 6].

Formulation of the problem

The purpose of this work was to carry out a comprehensive assessment of the effectiveness of the MKT-2 microtunnel according to the following criteria: accuracy of PM mass emissions measurements, time spent on PM sampling at normalized diesel operation modes, economic efficiency of MKT-2 use in environmental testing of LD.

At the same time, the following tasks were solved: 1) development of a methodology for a comprehensive assessment of the effectiveness of the measuring system with MKT-2; 2) a study of the effectiveness of the microtunnel MKT-2 according to the specified criteria, taking into account the requirements of the international standard ISO 8178; 3) development of recommendations for the improvement of MKT-2, which make it possible to improve its efficiency.

Composition and principle of operation of the measuring system with MKT-2

The structure of this system includes two main elements (fig. 1): 1) microtunnel MKT-2, designed to select part of the exhaust gas, diluting them with atmospheric air and sampling PM; 2) a chamber for stabilizing and weighing the filters, designed to determine the mass of PM collected on the filters during the tests.

where n – the number of test modes; PM_{massi} and P_i – the mass emission of PM and the effective power of the LD measured at the i th mode; WF_i – the weight factor of the i th test mode.

$$\delta PM = \sqrt{\sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial PM}{\partial x_j} \cdot \frac{\delta x_j \cdot x_j}{PM} \right)^2}, \quad (4)$$

where x_i, x_j – the parameters by which the values PM_{mass} and PM are calculated (see formulas (1) and (2)); $\delta x_i, \delta x_j$ – relative errors in measuring the parameters x_i and x_j ;

Formulas (3, 4) are expressions for determining errors in quantities measured indirectly:

$$\tau_{sam}^{PM} = \frac{M_f}{G_{exh}^t \cdot c_{pm}}, \text{ s}, \quad (5)$$

where M_f – mass of PM collected on a filter, mg; G_{exh}^t – mass flow rate of EG entering the tunnel, g/s; c_{pm} – mass concentration of PM in EG, g/kg;

$$\frac{PM}{C_{test}^{PM}} = \frac{\sum_{i=1}^n (\tau_{temp} + \max\{\tau_{sam}^{GASx}, \tau_{sam}^{PM}\}) \cdot G_{fuel_i}}{\sum_{i=1}^n (\tau_{temp} + \tau_{sam}^{GASx}) \cdot G_{fuel_i}}, \quad (6)$$

where n – number of test modes; $\tau_{temp} \approx 20$ min – duration of the period of temperature stabilization of the diesel; $\tau_{sam}^{GASx} \approx 3$ min and τ_{sam}^{PM} – duration of sampling procedures for gaseous pollutants and PM; G_{fuel} – mass flow rate of fuel entering the engine at the i th mode, kg/h.

Results of studies on the effectiveness of MKT-2 and recommendations for its improvement

Based on the analysis of the technical characteristics of MKT-2 and the chamber for stabilization and weighing of filters, the results of ecological tests of diesel engine 3A-6D49 of locomotive TGM6 according to the cycle ISO 8178-F [9] (table 1) and the application of dependences (3) – (6) calculations of the efficiency criteria of the measuring system with MKT-2 were carried out, which showed the following:

Table 1. The results of measurements of mass emissions of PM with the EG of the diesel engine 3A-6D49 on the cycle modes of ISO 8178-F

№mode.	WF	P, kW	G _{fuel} , kg/h	c _{pm} , g/kg	PM _{mass} , g/h
1	0,25	821,3	205,7	0,092	626,4
2	0,15	244,5	55,1	0,067	167,0
2	0,60	9,4	8,4	0,023	30,7

a) the errors δPM_{mass} and δPM , provided by the micro-tunnel MKT-2, are 5.1% and 3.1%, respectively, which does not exceed the values allowed by the regulatory documents (table 2);

Table 2. Characteristics of the accuracy of the measuring system with MKT-2

Parameter	Relative error of parameter measurement		
	Provides MKT-2	The requirements of ISO 8178 [10]	
		Measurements on the stand	Measurements on the object
M_f	2,7% ($M_f = 0,40$ mg)	2,7% ($M_f = 0,14$ mg)	
τ_{sam}^{pt}	0,25%	---	
G_{exh}	1,7%	4%	5%
G_{sam}	0,8%	2%	
G_{dil}	0,8%	2%	
P	2% of P_{nom}	2% of P_{nom}	5% of P_{nom}
PM_{mass}	5,1%	6,0%	8,5%
PM	3,1%	3,6%	5,1%

b) the duration of sampling of PM at different modes of the cycle ISO 8178-F is: on the first mode – 7,5 min, on the second – 2,5 min, on the third – 1,8 min; thus the value of τ_{sam}^{PM} exceeds the sampling time of gaseous pollutants only at idling speed;

c) the relative cost of the PM measurement procedure is 1,005, which is an insignificant – 0,5% increase in the cost of the PM measurement procedure relative to the cost of the GAS_x measurement procedure.

The results of the calculations indicate satisfactory measurement accuracy, short PM sampling times and cost-effectiveness of using the MKT-2 measuring system. In order to further improve the performance of

this equipment, the following recommendations were made:

1) increase in the capacity of the sampling pump that generates mass flow in the tunnel – G_{sam} , from 1,8 g/s or 90 l/min to the maximum allowable value of 2,4 g/s or 120 l/min, which will shorten the sampling time of PM in 1,3 times;

2) the replacement of analytical weights with an accuracy of $\pm 0,02$ mg by more accurate – with an error of $\pm 0,002$ mg, which will reduce the mass of the sample of PM M_f to a minimum allowable value of 0,14 mg and 2,9 times reduce the sampling time of PM – τ_{sam}^{PM} ; while this value will not exceed τ_{sam}^{GASx} even

at small – up to 0,01 mg/l PM concentrations in the EG of the diesel engine.

Conclusions

1. Investigations of the efficiency of the measuring system with the microtunnel MKT-2 showed the following:

a) MKT-2 makes it possible to measure mass emissions of PM in certain operating modes of the locomotive diesel engine with an error of 5,1%, and the average operating mass emission of PM with an error of 3,1%, which meets the requirements of regulatory documents;

b) the duration of sampling of PM in MKT-2 ranges from 1,8-2,5 min – in the modes of average and nominal power of diesel up to 7,5 min – at idling speed, which does not significantly exceed the sampling time of gaseous pollutants, which is 3 minutes;

c) MKT-2 is characterized by high economic efficiency of use: the additional fuel costs during the ISO 8178-F cycle, associated with the increased duration of PM sampling, are only 0,5%.

2. Have been developed the recommendations for improving the microtunnel MKT-2 and improving its efficiency:

a) an increase in the productivity of the sampling pump from 90 l/min to 120 l/min will reduce the duration of sampling of PM by 1,3 times;

b) the substitution of analytical weights with a measurement error of $\pm 0,02$ mg by more accurate weights with a measurement error of $\pm 0,002$ mg will allow to measure PM emissions at small concentrations up to 0,01 mg/l of PM in exhaust gases with a duration not exceeding 3 min.

Список літератури:

1. Бешун О.А. Екологічні стандарти Stage і Tier для дизелів сільсько-та лісгосподарських тракторів і самохідних машин / О.А. Бешун // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК. – 2013. – Вип. 185(1). – С. 83–94. 2. Поливянчук А.П. Повышение эффективности систем экологического диагностирования дизельных силовых установок – туннелей / А.П. Поливянчук, А.И. Каслин, Е.А. Скуридина // Людина та довкілля. Проблеми неоекології. – 2016. – № 3-4 (26). С. 132–140. 3. Polivyanchuk A.P. Experimental verification of microtunnel MKT-2 on the brake stand autotractor diesel engine / A.P. Polivyanchuk, I.V. Parsadanov // Industrial technology and engineering. – Republic of Kazakhstan, 2015. – №2 (15). – P. 11–16. 4. Поливянчук А.П. Створення на базі мікротунелю універсальної системи динамічного контролю викидів дизельних твердих частинок / А.П. Поливянчук, О.І. Каслін, М.Ф. Смирний, О.П. Строков, О.О. Скурідина // Людина та довкілля. Проблеми неоекології, 2017. – № 3-4 (28). – С. 141-153. 5. Марченко А.П. Влияние режимов работы автотракторного дизеля на выбросы твердых частиц с отработавшими газами / А.П. Марченко, И.В. Парсаданов,

А.П. Поливянчук // Вісник Національного транспортного університету. – 2012. – № 25. – С. 151–155. 6. Поливянчук А.П. Исследование выбросов твердых частиц с отработавшими газами на неустановившихся режимах работы автотракторного дизеля / А.П. Поливянчук, И.В. Парсаданов, Е.А. Холкина, Е.А. Гречишкіна // Двигатели внутреннего сгорания, 2015. – № 2. – С. 93–97. 7. ISO 8178-4: 2017. Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 4: Test cycles for different engine applications, 2017. – 237 p. 8. Нормативно-методичні матеріали з проблем екології тепловозів. Частина 1 / Довідкові матеріали для інженерно-технічних і технічних працівників локомотивного господарства. Харків: ХДАЗТ, 2000. – 28 с. 9. Поливянчук А.П. Оцінка індивідуального внеску основних забруднюючих речовин у сумарну токсичність відпрацьованих газів тепловозів / А.П. Поливянчук, С.О. Львов, С.В. Зубов // Міжнародний інформаційний науково-технічний журнал Локомотивінформ. – 2010. – №5. – С. 61–62. 10. ISO 8178-1: 2017. Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 2017. – 150 p.

Bibliography (transliterated):

1. Beshun, O.A. (2013), "Ecological standards for Stage and Tier for diesels of agricultural and forestry tractors and self-propelled machines", *Scientific herald of the National University of Bioresources and Nature Management of Ukraine. Series : Engineering and power engineering of agroindustrial complex* ["*Ekologichni standarty Stage i Tier dlya dyzeliv silsko-ta lisogospodarskykh traktoriv i samoxidnykh mashyn*"], *Naukovyy visnyk Nacionalnogo universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. Seriya : Tekhnika ta energetyka APK*, No. 185(1), pp. 83–94. 2. Polivyanchuk, A.P., Skurydyna, E.A. Kaslyn, A.I. (2016). Increasing the effectiveness of environmental diagnostic systems for diesel power plants – tunnels, Man and the environment. *Problems of neoeology* ["*Povyshenie ehffektivnosti sistem ehkologicheskogo diagnostirovaniya dizel'nykh siloviykh ustanovok – tunneley*"], *Lyudyna ta dovkillya. Problemy neoeologiyi*, No. 3-4(26), pp. 132–140. 3. Polivyanchuk, A.P., Parsadanov I.V. (2015), "Experimental verification of microtunnel MKT-2 on the brake stand autotractor diesel engine", *Industrial technology and engineering. – Republic of Kazakhstan*, No. 2 (15), pp. 11–16. 4. Polivyanchuk, A. P., Kaslin, O. I, Smirny, M. F., Stokov, O. P., Skuridina O. O. (2017), "Creation on the basis of the microtunnel of the universal system of dynamic control of emissions of diesel particulate matter", *The man and the environment. Problems of neoeology* ["*Stvorenniya na bazi mikrotunelyu universal'noyi systemy dynamichnoho kontrolyu vykydiv dyzel'nykh tverdykh chastynok*"], *Lyudyna ta dovkillya. Problemy neoeologiyi*, No. 3-4(28), pp. 139–151. 5. Marchenko, A.P., Parsadanov I.V., Polivyanchuk, A.P. (2012), "Influence of modes of operation of an autotractor diesel engine on emissions of solid particles with exhaust gases", *Bulletin of the National Transport University* ["*Vlianiye rezhimov raboty avtotraktornogo dizelya na vybrosy tverdykh chastits s otrabotavshimi gazami*"], *Visnyk Nacionalnogo transportnogo universytetu*, No. 25, pp. 151–155. 6. Polivyanchuk, A.P., Parsadanov I.V., Holkina, E.A., Grechishkina, E.A. (2015), "Investigation of emissions of solid particles with exhaust gases at unsteady operating modes of an automotive diesel engine", *Internal combustion engines* ["*Issledovaniye vybrosov tverdykh chastits s otrabotavshimi gazami na neustanovivshikhya rezhimakh raboty avtotraktornogo dizelya*"], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, No. 2, pp. 93–97. 7. ISO 8178-4 : 2017. Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 4: Test cycles for different engine applications (2017), 237 p. 8. "Normative-methodical materials on ecology of diesel locomotives. Part 1" (2000), Reference materials for engineering, technical and technical workers of the locomotive economy ["*Normativno-metodychni materialy z problem ekologiyi teplovoviz. Chastyna 1*"], *Dovidkovi materialy dlya inzhenerno-technichnykh i technichnykh pracivnykiv*

lokomotivnogo gospodarstva], Kharkiv: KhDAShT, 28 p. 9. Polivyanchuk, A.P., Lvov, S.O., Zubov S.V. (2010), "Assessment of the individual contribution of the main pollutants to the total toxicity of the exhaust gases of diesel locomotives", International information and technical journal Lokomotivinform ["Ocinka indyvidualnogo vnesku osnovnykh zabrudnyuyuchykh rechovyh u sumarnu

toksychnist vidpraczovanyh gaziv teplovoziv"], Mizhnarodnyj informacijnyj naukovo-technichnyj zhurnal Lokomotyviform, pp. 61–62. 10. ISO 8178-1 : 2017. Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions (2017), 150 p.

Надійшла до редакції 17.07.2018 р.

Полив'ячук Андрій Павлович – доктор техн. наук, професор, професор кафедри інженерної екології міст Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова, Харків, 61002, Україна, e-mail: armail@meta.ua.

Каслін Олександр Ігорович – аспірант кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Скурідіна Олена Олександрівна – аспірант кафедри екології Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, Сєвєродонецьк, 93400, Україна, e-mail: icd@snu.edu.ua.

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ З МІКРОТУННЕЛЕМ МКТ-2 ДЛЯ ЕКОЛОГІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ

А.П. Полив'ячук, О.І. Каслін, О.О. Скурідіна

Стаття присвячена вирішенню актуального завдання скорочення тривалості та вартості процедури вимірювання середньоексплуатаційного масового викиду твердих частинок з відпрацьованими газами тепловозного дизеля - нормованого екологічного показника РМ. В роботі наведено опис технічних характеристик і принципу дії універсальної вимірювальної системи з мікротунелем МКТ-2 для контролю масових викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів різних типів. Розроблено методику комплексної оцінки ефективності даної системи за критеріями: точність вимірювань, тривалість відбору проб твердих частинок на нормованих режимах випробувань, економічна ефективність використання МКТ-2. За допомогою даної методики і результатів екологічних випробувань дизеля 3А-6Д49 тепловоза ТГМ6 за циклом ISO 8178-F проведені дослідження ефективності МКТ-2, в результаті яких встановлено: результуюча похибка вимірювань показника РМ становить 3,1%, що відповідає вимогам нормативних документів; тривалості відбору проб твердих частинок на режимах випробувань складають 1,8 - 7,5 хв; відносне збільшення тривалості і вартості процедури екологічних випробувань дизеля є незначним і становить 0,5%. Розроблено рекомендації щодо вдосконалення МКТ-2, виконання яких дозволить скоротити тривалість відбору проб твердих частинок в 3,8 рази.

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ С МИКРОТУННЕЛЕМ МКТ-2 ДЛЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ТЕПЛОВИЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

А.П. Поливячук, О.И. Каслин, Е.А. Скуридина

Статья посвящена решению актуальной задачи сокращения продолжительности и стоимости процедуры измерения среднеексплуатационного массового выброса твердых частиц с отработавшими газами тепловозного дизеля – нормируемого экологического показателя РМ. В работе приведено описание технических характеристик и принципа действия универсальной измерительной системы с микротуннелем МКТ-2 для контроля массовых выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей разных типов. Разработана методика комплексной оценки эффективности данной системы по критериям: точность измерений, продолжительность отбора проб твердых частиц на нормируемых режимах испытаний, экономическая эффективность использования МКТ-2. С помощью данной методики и результатов экологических испытаний дизеля 3А-6Д49 тепловоза ТГМ6 по циклу ISO 8178-F проведены исследования эффективности МКТ-2, в результате которых установлено: результирующая погрешность измерений показателя РМ составляет 3,1%, что соответствует требованиям нормативных документов; продолжительности отбора проб твердых частиц на режимах испытаний составляют 1,8 – 7,5 мин; относительное увеличение продолжительности и стоимости процедуры экологических испытаний дизеля незначительно и составляет 0,5%. Разработаны рекомендации по усовершенствованию МКТ-2, выполнение которых позволит сократить продолжительность отбора проб твердых частиц в 3,8 раза.

О. І. Случак

КОМБІНОВАНІ СТРУКТУРИ З ДВОМА МАТРИЦЯМИ НА ОСНОВІ ТИТАНОВОЇ ГУБКИ В ЛИТТІ ЧАВУННИХ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ

Наведено ряд аспектів структуроутворення металевих виливків в ході взаємодії футерування коків з розплавом металу. Наводяться основні аспекти розроблених технологій отримання композитних матеріалів, «закриття пористості» нанесеними покриттями, а також перспективи заміни такого методу закриття пор на стадії отримання. Металокерамічні композитні матеріали розглядаються, як комбіновані структури з двома матрицями. Пропонується застосовувати цей тип композитів для регулювання теплових процесів в виливках. Оптимальним визначено співвідношення порошкових компонентів 1:4 з додаванням рідкого скла в кількості, достатній для змочування. Розроблювані методи мікро- та макроконтролю об'ємних характеристик комбінованих композитів, дозволять в широкому діапазоні змінювати їх параметри.

Вступ

Актуальність. Актуальність дослідження полягає у всесторонньому охопленні питання впливу композитних матеріалів ливарних форм на якість чавунних деталей ДВЗ. В процесі формування конструкційних матеріалів для деталей ДВЗ переважно застосовуються традиційні технології контролю структури поверхонь тертя. Це означає вплив на макрорівні, в ході якого відбуваються мікропроцеси, на зразок подрібнення або укрупнення перлітних зерен. Такий вплив може бути реалізовано шляхом контролю теплових, енергетичних та хімічних перетворень в матеріалах поверхонь тертя. Дане дослідження зосереджено на вдосконаленні методів макро- та мікроконтролю структури та властивостей чавунних поверхонь тертя за рахунок використання композитних матеріалів із заданими експлуатаційними характеристиками.

Методична база. В 2014-2018 роках в ЧНУ імені Петра Могили проводились дослідження в рамках проекту «Структуроутворення та технології інженерії поверхневих високоміцних структур з перемінною зносостійкістю» ДР № 0115U000317. В ході досліджень структуроутворення матеріалів проф. Клименком Л. П. було розроблено спосіб виготовлення роз'ємного кокіля із пористого композиційного матеріалу на основі губчатого титану [1]. Результатом наших досліджень з удосконалення вказаного методу стала серія досліджень з застосування наповнювачів з різними властивостями у складі композиційних матеріалів.

Мета дослідження: охарактеризувати особливості розроблених комбінованих композитних матеріалів на основі титанової губки для ливарних форм.

Об'єкт дослідження: композитні матеріали на основі титанової губки.

Предмет дослідження: комбінована структура композитних матеріалів на основі титанової губки.

Завдання дослідження:

- провести дослідження макро- та мікро-

структури розроблених раніше композитних матеріалів на основі титанової губки;

- визначити основні особливості комбінованої структури отриманих матеріалів;
- проаналізувати можливі напрямки мікро та макроконтролю структури розроблених матеріалів;
- сформулювати концепцію розвитку комбінованих композитних матеріалів на основі титанової губки як структур з двома матрицями.

Огляд основних розробок

Основними особливостями експлуатації композитних матеріалів в зоні контакту з розплавом чавуну є агресивна дія на нього температурної деформації та капілярного ефекту [2] для зменшення останнього, і необхідна «закрита пористість», що досягається двома шляхами.

У піщано-глинистих формах здійснюється заміна зношеного шару кераміки після формування виливку. У кокілях відцентрового лиття – регульоване або пасивне управління швидкістю застигання.

На виробництві застосовується поверхневий захист матеріалу виливниці за допомогою фарби, що у випадку з титановою губкою здійснює поверхнєве закриття пористості.

Альтернативним шляхом для «закриття» пор є запропонована в ході попередніх досліджень технологія газотермічного напилювання, що дозволяє нанести на поверхню форми шар металу або сполук металу товщиною 1–3 мм. Після напилювання можна одержати форму, покриту захисним термічно стійким покриттям, що витримує значну кількість виливків. У той же час вона не викликає проблем з усадкою, деформацією й дозволяє відтворити прототип у дрібних деталях.

Обидві технології мають суттєвий недолік у вигляді захищеності лише поверхневого шару, що призводить до проникнення металу в пори при руйнуванні захисної оболонки і, відповідно, до руйнування всієї структури металу по його об'єму.

В ході планування подальшої розробки такого типу матеріалів було висунуто ряд гіпотез:

– перша гіпотеза полягає в тому, що наближення умов застигання виливку в кокіл високого лиття (КВЛ) до лиття в пісчано-глинисті форми (ПГФ) покращить якість виливу через зменшення поверхневого відбілу чавуну [2, 4, 7], і для цього ефекту необхідно наблизити матеріал внутрішньої поверхні кокілю до ПГФ, хоча б в зонах контакту з розплавом. Для цього найбільш доцільно застосовувати керамічні, метало- та полімер-керамічні фланці в зоні контакту з розплавом, в першу чергу в конструкції кришок кокілю;

– друга гіпотеза полягає в тому, що кераміка навіть при застосуванні пластифікаторів у вигляді торфу та вермикулиту [3], що підвищить її ударостійкість, не може застосовуватись в усьому КВЛ, адже його рух обов'язково спровокує руйнування крупних керамічних елементів через вібрацію, тому керамічні композити доцільніше застосовувати лише в конструкції кришок;

– третя гіпотеза полягає в тому, що пориста структура футерування за рахунок сповільнення тепловідведення створює умови для регулювання кристалізації чавуну, газовідведення тут грає незначну роль, а капілярний ефект провокує швидке руйнування пористого футерування, тому закриття об'ємної пористості пористих композитів вирішує цю проблему, не погіршуючи терморегулюючі властивості;

– четверта гіпотеза полягає в тому, що мікроструктура поверхні пористого композиту має власну пористість і підпадає під дію вказаного ефекту, хоча і значно меншою мірою, ніж пористий композит без закритої пористості. Для вирішення цієї проблеми пропонується застосувати захисні покриття та трибомодифікацію.

Результати досліджень

Виготовлення розроблених нами композитних матеріалів відбувається способом рівномірного розподілу наповнювачів Al_2O_3 (корунд), базальтова смола, графіт, червоний бокситний шлам, армуючі базальтові волокна по об'єму кожної з заготовок на кожний з шарів композиту за рахунок силікатної матриці рідкого скла, пресуванням з навантаженням 8 тонн та спіканням готового матеріалу у вакуумі при температурі 1100 °C [3].

Силікатна основа, на якій замішувались титанова губка з наповнювачем утворила стійкі зв'язки з металом і наповнювачем, граючи роль своєрідної керамічної матриці, що, в тому числі, знижувала пористість готового матеріалу та підвищувала його трибологічні характеристики.

Визначено, що основні напрямки досліджень властивостей отриманої матриці будуть напряму пов'язані з умовами експлуатації матеріалу. Саме в

ході вдосконалення процесу виробництва було визначено як основні – розробку сумішей наповнювачів та матриці для експлуатації в умовах підвищених температур (кокілі та кришки кокілів), а також в умовах підвищених фрикційних навантажень (двигуни, броневі пластини) використання капілярних властивостей (фільтри, гідропонна установка). В ході цих робіт, було розроблено та направлено для патентування керамічну матрицю у вигляді рідкого скла для металокерамічних композитних матеріалів на основі порошку губчатого титану.

Контроль пористості здійснювався двома методами:

– за рахунок додавання солі NaCl перед пресуванням та її вимиванням перед спіканням заготовки у вакуумі;

– за рахунок управління пористістю шляхом стискання в ході пресування у відповідності до розробленої раніше математичної моделі.

Проведемо оцінку впливу пористості на інтенсивність затвердіння виливка. Для цього розглянемо у двомірній площині відносну залежність «температура – час затвердіння» і проаналізуємо результати розрахунків швидкості кристалізації при різній пористості форми [7].

Результати досліджень готових композитних матеріалів на основі титанової губки без закриття об'ємної пористості показують помітну зміну поверхні пор лише в дрібнозернистих матеріалах ($d_{ch} = 10\text{--}12\text{ мкм}$). В інших випадках зменшення питомої поверхні пор зразків при спіканні не перевищує 10–20 %. Для визначення форми й стану поверхні пор застосовувався метод дослідження мікрофотографій, що дозволяє одержати уяву про будову порового простору й деякі відомості про шорсткість поверхні пор. Визначення величини зерна проводилося оцінкою за стандартними шкалами E19 ASTM із застосуванням методу Джеффріса і становило: питома поверхня зерна $\Delta = 56\text{ мм}^2/\text{мм}^3$; число зерен на 1 мм^2 (n) = 43 (рис. 1).

При дослідженні спечених зразків, фазовий аналіз показав наявність чітких піків $\alpha\text{-Ti}$ з гексагональною щільно упакованою решіткою, на дифрактограми також наявні чітко виражені піки оксиду титану тетрагексагональної сигонії рутил. В ході ранніх фазових досліджень мікроструктури композиту з закритою об'ємною пористістю (титанова губка+рідке скло з наповнювачами), було визначено, що при спіканні у вакуумі за температури 1100 °C керамічна матриця не вступає в хімічну взаємодію з дрібнодисперсним оксидом титану і утворений композит має виключно фізичну природу зв'язків.

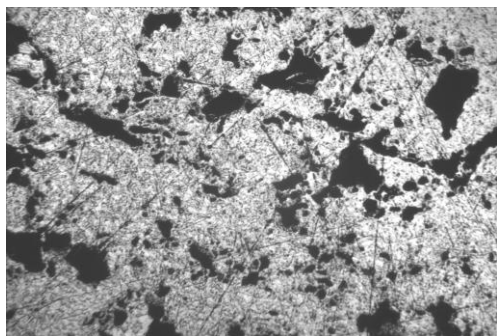


Рис. 1. Мікроструктура титанової губки в композиті

Для зразків з керамічною матрицею на основі жаростійких елементів (титанова губка+рідке скло+ Al_2O_3) характерним є утворення більш якісних зв'язків за рахунок проникнення оплавленого керамічного композиту (розчин корунду в рідкому склі) в більш дрібні пори титанової губки через наближення температури спікання у вакуумі до температури плавлення силікатної глиби 1200–1300 °C (рис. 2).



Рис. 2. Композит (титан, базальтова смола, Al_2O_3 на рідкому склі)

Для зразків з менш жаростійкими елементами (титанова губка+базальтова смола (епоксидна смола+базальтова мука)+рідке скло+ Al_2O_3) характерна проблема «витягування» керамічного розчину через кипіння базальтової смоли, що викликає потребу в плавному охолодженні в діапазоні температур 1100–800 °C для рівномірного розподілу рідких компонентів по об'єму зразка (рис. 3). Перевагою таких матеріалів є формування по об'єму матеріалу порот, повністю закритих керамічною матрицею, що утворює аналог ефекту термосу, знижуючи теплопровідність матеріалу.



Рис. 3. Композит (титан, Al_2O_3 на рідкому склі)

З урахуванням вказаних вище особливостей, можна констатувати, що розроблені композити з закритою об'ємною пористістю являють собою комбіновані структури з двома матрицями, зв'язаними за рахунок змочування титанової губки керамікою при її плавленні у вакуумі.

Встановлений метод закриття порового простору композитів включає застосування суміші наповнювача та силікатної матриці ($Na_2O(SiO_2)_n$), що у суміші з наповнювачами різних типів надає матеріалу специфічні трибологічні та термоізоляційні властивості, а також виступає в якості змазки при пресуванні та надає можливість рівномірного розподілу наповнювача в об'ємі пресованої заготовки за рахунок матриці.

Важливим, в цьому аспекті, є питання формування металічної матриці та її взаємодії з комплексом керамічна матриця-наповнювач, що утворює специфічні механічні властивості як внаслідок пластичної деформації (аспект комбінованих композитів, в яких металічна матриця є каркасом, який виконує армуючу роль та не вступає в хімічні зв'язки з компонентами другої – керамічної матриці, при чому в момент її перебування в рідкому стані, матеріал набуває однорідності за рахунок фізичного зціплення компонентів в результаті змочування титану керамікою в вакуумі), так і в результаті взаємодії часток титанової губки і порошкоподібних наповнювачів, змочених керамікою, що не перешкоджає хімічній взаємодії компонентів (аспект простих композитів, де керамічна матриця є не матрицею, а пластифікатором, експериментально підтверджено, що процес реалізується при спіканні без вакууму). Питання відношення отриманих композитів до простих чи комбінованих структур залежить від наявності хімічних перетворень при взаємодії металічної матриці з компонентами наповнювачів та вимагає розгляду саме в галузі матеріалознавства.

Властивості отриманих матеріалів залежать як від їх макроструктури, так і від мікроструктури [5]. До макроструктурних характеристик належать: форма та товщина матеріалу, пористість та її складові (розмір комірок, загальна пористість, закрита пористість та ін.), форма поверхні матеріалу (шорсткість часток, питома поверхня, захисні покриття та ін.). До мікроструктурних характеристик належать фазовий склад, мікрорельєф часток та пор, особливості покриттів та легувальних елементів.

Управління макроструктурними властивостями на цей момент реалізовано шляхом контролю пористості двома основними методами: контроль тиску пресування при пластичній деформації та контроль розміру пор шляхом вимивання гранул солі після пресування. Планується реалізувати ряд досліджень, пов'язаних з використанням капілярних властивостей та особливостей процесу змочування металу керамікою в різних умовах та розробити на їх основі методи мікроконтролю для диференційованого закриття пор.

Управління мікроструктурними властивостями на цей момент реалізовано за рахунок формування фазових покриттів на готовому матеріалі та використання процесу спікання в муфельній печі з введенням до складу композиту компонентів, що при взаємодії між собою набувають заданих властивостей (використано для отримання композитних фільтрів за рахунок формування рутилу на поверхні часток). Планується розробити метод об'ємної активації компонентів композитів (по аналогії з ентеросорбентами) та метод мікроконтролю властивостей поверхні комірок за рахунок формування покриттів на частках порошку титанової губки до пресування.

Аморфна структура кераміки є найбільш пластичною в плані контролю її властивостей в процесі обробки. Проблема крихкості кераміки є одним з найбільш важливих факторів, що заважають її використанню в композитних матеріалах, особливо при їх використанні в умовах підвищеної вібрації. Основним постулатом розроблюваної концепції розвитку комбінованих композитних матеріалів на основі титанової губки, як структур з двома матрицями, є поєднання пластичного металевго матриці-каркасу та стійкої до механічних та термічних навантажень керамічної матриці, що варіюватимуть співвідношення основних компонентів в залежності від галузі застосування. Розроблювані методи мікро- та макроконтролю об'ємних характеристик комбінованих композитів, дозволять в широкому діапазоні змінювати їх характеристики.

Висновки

Широкий діапазон застосування, визначений побудовою методик створення матеріалів на загальній концепції закриття пористості металевго матриці за рахунок композиту з керамічною матрицею в залежності від складу композитів, може дати перспективні для впровадження результати у вигляді матеріалів різного призначення, та що важливіше, концепції комбінованих матеріалів, яка може стати більш грубою та дешевою аналогією ряду матеріалів, створених за допомогою нанотехнологій.

Створюючи різну пористість виливниці й регулюючи її теплопровідність, можна управляти усередненою швидкістю затвердіння розплаву при формуванні вилівка й, відповідно, процесами структуроутворення. Пористе облицювання може забезпечувати поверхневе модифікування, мікролегування деталей й істотно впливати на їхні службові властивості.

Комбінування екстенсивного підходу з заміною дешевих одноразових елементів на основі розроблених композитів з інтенсивним через вдосконалення структури та складу самих композитів і конструкцій, в яких їх застосовують, і є основною інновацією подальших досліджень.

Список літератури:

1. Патент на корисну модель № 96455, Україна. Матеріал кокілю і виливниці для відливання поршневих кілець, гільз циліндрів двигунів, насосів та компресорів 10.02.2015 [Текст] / Клименко Л. П., Андреев В. І., Прищепов О. Ф., Головка А. Є., заявник ЧДУ імені Петра Могили.
2. Клименко Л. П. Математичне моделювання теплових процесів при литті в металевий кокіль короткого порожнинного циліндричного вилівка / Л. П. Клименко, Л. М. Дихта, В. І. Андреев // *Технологія виробництва ДВС. Двигатели внутреннего сгорания*. – 2015. – № 1. – С. 57–61. – ISSN 0419-8719.
3. Андреев В. І., Случак О. І. Формування поверхневих композитних структур для продовження терміну експлуатації деталей в аспекті зменшення обсягів відходів / В. І. Андреев, О. І. Случак, В. В. Шугай, О. І. Случак // *Наукові праці: науково-методичний журнал*. – Вип. 267. Т. 288. Екологія. – Миколаїв: Видавництво ЧДУ ім. П. Могили, 2016. – 128 с.
4. Головка А. Проектирование литья заготовок поршневых колец с помощью программного обеспечения LVMFlow / А. Головка, Л. П. Клименко, В. И. Андреев // *Трибология, энерго- та ресурсозбереження (в рамках Міжнародної науково-практичної конференції «Ольвійський форум – 2015: стратегії країн Причорноморського регіону в геополітичному просторі»): тези*. – Миколаїв: Вид-во ЧДУ ім. Петра Могили, 2015. – С. 13–17.
5. Клименко Л. П. Ресурс двигателей внутреннего сгорания и пути его повышения / Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев / Миколаїв : Вид-во ЧДУ імені Петра Могили, 2015. – 196 с. – ISBN 966-7458-27.
6. Андреев В. І. Методики структуроутворення композиційних матеріалів з заданими характеристиками для кокілів відцентрового лиття / В. І. Андреев, О. І. Случак, В. В. Шугай О. Ф. Прищепов // *Наукові праці. Техногенна безпека*. – 2016. – Том 280. Вип. 268. – С. 44–51. – ISSN

2311-1232. 7. Клименко Л. П. Управління процесами формування пористих поверхневих структур на стадії отримання заготовок / Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. І. Андреев, О. І. Слущак, В. В. Шугай. – Миколаїв : Вид-во ЧДУ імені Петра Могили, 2016. – 145 с. 8. Некрасов Г. Б., Одарченко І. Б. Основы технологии литейного производства. Плавка, заливка металла, кокильное литье / Г. Б. Некрасов, И. Б. Одарченко / Учебное пособие. – Минск: Высшая школа, 2013. – 224 с.

Bibliography (transliterated):

1. Klymenko, L. P., Andriev, V. I., Pryshchepov, O. F., Holovko, A. Ye. 2015. Material of quilts and molds for pouring piston rings, cylinder liners of engines, pumps and compressors. Ukraine. Patent for utility model No. 96455 02/10/2015. 2. Klymenko, L. P., Dykhta, L. M., Andriev, V. I., (2015), "Mathematical modeling of thermal processes during casting into a metal coke of short-cavity cylindrical casting" ["Matematychnye modeluvannya teplovykh protsesiv pry lytti v metalevyi kokil kortokogo porogynynogo tsylindrychnogo vylivka"], Technology of production of ICE. Engines for internal combustion, Vol. 1., Pp. 57–61. 3. Andriev, V. I., Sluchak O. I., Shugai V. V., Sluchak O. I., (2016), "Formation of surface composite structures for the extension of the life of parts in the aspect of reduction of waste volumes" ["Formuvannya poverkhnevyyh kompozytnykh struktur dlia prodovzhennia terminu ekspluatatsii detalei v aspekti zmenshennia obsiagiv vidkhodiv"], Publication of the Petro Mohyla BDU, Mykolaiv, Vol. 267. No 288, P. 128. 4. Holovko, A., Klymenko, L. P., Andriev, V. I., (2015), "Designing the casting of piston ring

rings with the help of LVMFlow software" ["Proektirovanie litia zagotovok porshnevyyh kolets s pomoshchiu programmnoho obespechenia LVMFlow"], Tribology, energy and resource conservation (within the framework of the International scientific and practical conference "Olbian Forum – 2015 : Strategies of the Black Sea Region Countries in the Geopolitical Space", Theses, Publication of the Petro Mohyla BDU, Mykolaiv, Pp. 13–17. 5. Ресурс двигателей внутреннего сгорания и пути его повышения Кlymenko, L. P., Pryshchepov, O. F., Andriev, V. I., (2015), "Resource of internal combustion engines and ways of its increase" ["Resurs dvigateley vnutrennego sgorania i puti iego povyshenia"], Scientific works, Publication of the Petro Mohyla BDU, , Mykolaiv, 196 p. 6. Andriev, V. I., Sluchak, O. I., Shuhai, V. V., Pryshchepov, O. F., (2016), "Methods of Structural Formation of Composite Materials with Specified Characteristics for Centrifugal Castings" ["Metodyky strukturoutvorennia kompozytsiynykh materialiv z zadanykh kharakterystykamy dlia kokiliv vidtsentrovogo lyttia"], Scientific works. Technogenic security, Vol. 280, No. 268, Publication of the Petro Mohyla BDU, Mykolaiv, Pp. 44–51. 7. Klymenko, L. P., Pryshchepov, O. F., Andriev, V. I., Sluchak, O. I., Shuhai, V. V., (2016), Management of the processes of formation of porous surface structures at the stage of obtaining workpieces [Upravlinnia protsesami formuvannya porystykh poverkhnevyyh struktur na stadii otrymannia zagotovok], Publication of the Petro Mohyla BDU, Mykolaiv, 145 p. 8. Nekrasov, G. B., Odarchenko, I. B., (2016), Foundations of foundry technology. Melting, pouring of metal, casting molding [Osnovy tekhnologii liteinogo proizvodstva. Pлавка, zalivka metalla, kokilnoe litie], The high school, Minsk, 224 p.

Надійшла до редакції 09.07.2018 р.

Слущак Олександр Ігорович – аспірант Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: sluchak@gmail.com.

КОМБИНИРОВАННАЯ СТРУКТУРА С ДВУМЯ МАТРИЦАМИ НА ОСНОВЕ ТИТАНОВОЙ ГУБКИ В ЛИТЬЕ ЧУГУННЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВС

А.И. Слущак

В статье приведен ряд аспектов структурообразования металлических отливок в ходе взаимодействия футеровки кокилей с расплавом металла. Приводятся основные аспекты разработанных технологий получения композитных материалов, «закрытие пористости» нанесенными покрытиями, а также перспективы замены такого метода закрытием пор на стадии получения. Металлокерамические композитные материалы рассматриваются, как комбинированные структуры с двумя матрицами. Предлагается применять данный тип композитов для регулирования тепловых процессов в отливках. Оптимальным определено соотношение порошковых компонентов 1: 4 с добавлением жидкого стекла в количестве, достаточном для смачивания. Разрабатываемые методы микро- и макроконтроля объемных характеристик комбинированных композитов, позволяют в широком диапазоне изменять их параметры.

COMBINED STRUCTURES OF TWO MATRIXES BASED ON TITANIUM SPONGE IN THE FRAMEWORK OF DIGITAL ITEMS OF DIC

O.I. Sluchak

The article reviews main aspects of the structure formation for metallic castings are presented in the course of the interaction in cocoils fusing with metal melt. The main aspects of developed technologies for the production of composite materials, «closure of porosity» by applied coatings are presented, as well as the prospects of replacing such a method with the closure of pores at the receiving stage. Metal-ceramic composite materials are considered as combined structures with two matrices. It is proposed to apply this type of composite for the regulation of thermal processes in castings. The ratio of powder components 1:4 to the amount of liquid glass, sufficient for wetting, is determined optimally. Developed methods of micro and macro control of bulk characteristics of composite composites, will allow them to change their characteristics in a wide range.

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" выпускается 2 раза в год. Основная цель издания - предоставить возможность опубликовать результаты научных трудов и статьи научным сотрудникам, преподавателям, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **История двигателестроения, личности, юбилей.**

Материал (статья) подается редколлегии в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ можно скачать на сайте кафедры ДВС по ссылке <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в разделе «Видання», «Вимоги до оформлення статей», а также на сайте журнала <http://dvs.khpi.edu.ua/>.

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков, ул. Кирпичева, 2. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підписано до друку 12.07.2018 р. Формат 60x84 1/8 . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографі.
Умовн. друк. арк. 11,25. Обл.-вид арк. 8,18.
Замовлення № 12/07/18. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Гончаренко В.Ю.
Свідоцтво В02 № 984968 видане виконавчим комітетом
Харківської міської ради 18.11.2008 р.