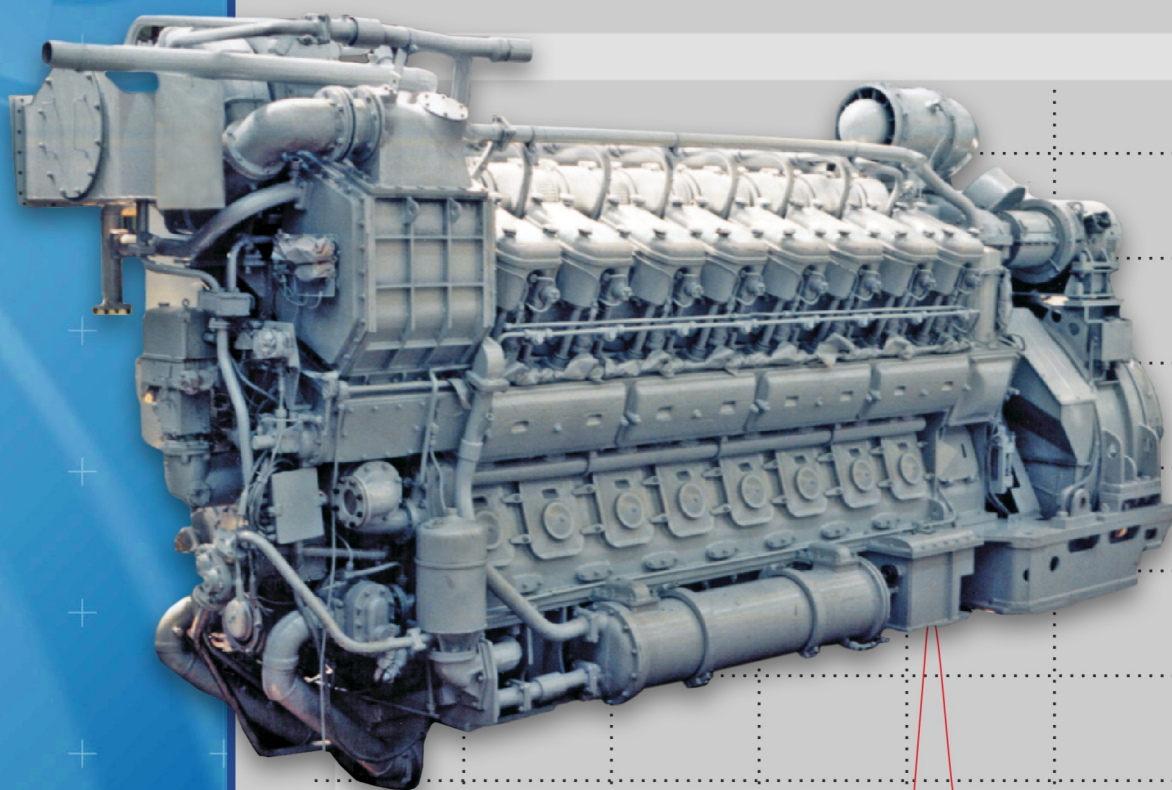


ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2'2016

Всеевропейский
научно-технический журнал



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2016

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. Радковський, *д.н., доц.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *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

О.О. Осетров, С.С. Кравченко, В.С. Яровий

Відключення циклів як захід покращення показників стаціонарного двигуна 11ГД100М на режимах часткових навантажень і холостого ходу.3

А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко

Экспериментальное определение энергии активации водотопливной эмульсии. 9

Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов

Методология определения установленной холодильной мощности теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя транспортного судна.14

А. И. Воронков, И.Н. Никитченко

Влияние подогрева сжатого воздуха на эффективные показатели рабочего процесса пневмодвигателя. 19

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, В.К. Савич, В.И. Вахрушев

Методический подход к разработке экспериментальной установки для проверки эффективности силиконовых демпферов крутильных колебаний25

О.В. Триньов, С.О. Самійленко

Використання теплозахисного покриття для поліпшення теплового стану випускних клапанів форсованого дизеля.32

Т.М. Колеснікова, В.Г. Заренбін

Аналіз двигунів з модульним відключенням циліндрів. 40

В.И. Кубич, А.В. Юдицкий, Н.В. Блощинская

Феноменологический подход к оценке трибологического состояния сопряжений ЦПГ ДВС 44

А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, Ю.А. Свистун

Моделирование работы электронного пид-регулятора скорости двигателя внутреннего сгорания.51

В.А. Пылев, А.В. Белогуб, О.Ю. Линьков, В.В. Пылев, С.В. Лыков,

П.С. Баглай, Романенко И.С., А.А. Терно

Повышение надежности поршня форсированного быстроходного дизеля. 55

В.А. Пылев, Р. Ариан

Влияние формоизменения выборок в зоне кромки камеры сгорания поршня дизеля на температурное состояние кромки 59

ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВС

І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, В.О. Хижняк, Г.В. Каракуркчі

Підвищення екологічності дизелів шляхом внутрішньоциліндрової нейтралізації токсичних речовин відпрацьованих газів.63

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

dvs@kpi.kharkov.ua

А.Н. Кондратенко

Концепция оценки эффективности управления экологической безопасностью процесса эксплуатации энергетических установок с поршневым ДВС. 68

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

Оцінка впливу регулювання температурного стану поршнів на техніко-економічні показники дизеля. 73

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

Л.П. Клименко, В.І. Андреев, О.Ф. Прищепов, В.В. Шугай, О.І. Случак

Конструкція кришки кокля для відцентрового лиття гільз циліндрів ДВЗ. 82

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

Н.М. Луков, О.Н. Ромашкова, А. С. Космодамианский

Автоматическая самонастраивающаяся микропроцессорная система регулирования частоты вращения вала дизельной энергетической установки локомотива. 85

Л.А. Стрелковская

Анализ существующих методов определения технического состояния судового двигателя. 91

ГИПОТЕЗЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

П.М. Канило

Ледниковые эпохи и глобальное потепление климата. 97

А.Э. Хрулев, Ю.В. Кочуренко

Проблемы терминологии и субъективные факторы в исследовании неисправностей ДВС и их роль в правильном определении причин неисправностей. 107

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2016. – №2. – 123 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XXI 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 08.07.2016 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2016.

О.О. Осетров, С.С. Кравченко, В.С. Яровий

ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИКЛІВ ЯК ЗАХІД ПОКРАЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СТАЦІОНАРНОГО ДВИГУНА 11ГД100М НА РЕЖИМАХ ЧАСТКОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ І ХОЛОСТОГО ХОДУ

При якісному регулюванні потужності в двигунах з примусовим запалюванням на режимах часткових навантажень і холостого ходу значно погіршуються показники паливної економічності внаслідок виникнення суттєвого недогорання палива. В роботі розглянуто відключення циклів як захід покращення показників стаціонарного двигуна 11ГД100М на режимах часткових навантажень і холостого ходу. Показано, що відключення циклів дозволяє значно покращити показники двигуна за навантажувальною характеристикою. Запропоновано алгоритм відключення циклів при ступінчастому регулюванні потужності двигуна зі ступенем $(1/20) Ne_n$.

Вступ

Стаціонарні когенераційні установки з поршневими двигунами внутрішнього згорання отримали поширення в Україні на мініелектростанціях, підприємствах з теплопостачання, шахтах, полігонах твердих побутових відходів, сільськогосподарських підприємствах, резервних джерелах електропостачання об'єктів комунального господарства тощо. В цих установках використовують, переважно, газові або дизельні двигуни потужністю 57 кВт–6 МВт фірм «Jenbacher» (Австрія), «Waukesha» (США), MAN (Німеччина), «Вяртсила» (Фінляндія), БАТ «Первомайськдизельмаш» (Україна), TEDOM (Чехія), БАТ «Волжский Дизель им. Маминых (Росія), БАТ «Брянский машиностроительный завод» (Росія), ДП «Завод ім. Малишева (Україна) та інші. Тенденцією останніх років є збільшення виробництва саме газопоршневих двигунів завдяки відносно меншій вартості природного газу порівняно з дизельним паливом, розвиненій інфраструктурі його постачання, наявності власних вітчизняних газових родовищ.

В Україні накопичений значний досвід створення та надійної експлуатації стаціонарних газових двигунів сімейства ГД100 (11ГД100, 11ГД100М, 17ГД100, 15ГД100Б, 1ГД100 та ін.). Ці двигуни завдяки оригінальній організації робочого процесу – форкамерно-факельному запалюванню збіднених і вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей та якісному регулюванні потужності, мають високі техніко-економічні показники на режимі номінальної потужності Ne_n . Зокрема індикаторний та ефективний ККД двигунів досягають, відповідно, 48% і 33% [1], що є близьким до показників дизельних двигунів.

Проте на режимах часткових навантажень за $\alpha > 2-2,5$ спостерігається різке зменшення індикаторного ККД внаслідок зростання неповноти згорання. Так, при роботі двигуна 11ГД100 на режимі 50% Ne_n неповнота згорання досягає 20,5%, а холо-

стому ході – 45,9%. Основними причинами збільшення неповноти згорання є те, що склад розширеної паливо-повітряної суміші у циліндрі, на означених режимах, знаходиться поза межами займання суміші природного газу з повітрям (0,6-2,0), а також різке зниження температури при розширенні робочого тіла під впливом руху поршнів. Вирішенням означеної проблеми може бути збагачення паливо-повітряної суміші в циліндрі на режимах часткових навантажень і холостого ходу за рахунок відключення циліндрів та/або циклів.

Аналіз літератури

В роботах [1, 2] розглянуто ряд заходів з покращення показників двигунів ГД100 на режимах часткових навантажень. Одним з ефективних заходів може бути зменшення тиску наддувного повітря p_s . Наприклад, на режимі 25% Ne_n зменшення p_s з 0,126 МПа до 0,106 МПа призводить до зниження коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі з 2,67 до 2,29 і покращення індикаторного ККД з 24,5% до 32%. Одночасно пропонується зменшувати тиск форкамерного газу і збільшувати кут випередження запалювання. Незважаючи на покращення показників двигуна неповнота згорання палива залишається високою і на режимі 25% Ne_n сягає 15%. Отже необхідно ще більше зниження α . Проте подальше зниження тиску наддуву призводить до значного погіршення продувки, збільшення коефіцієнту залишкових газів, і як наслідок, унеможливорює роботу двигуна.

Подібні проблеми виникають у випадку організації якісного регулювання потужності газових двигунів при використанні в якості палива водню або бензину із домішками водню [3,4]. Збільшення коефіцієнту надлишку повітря α в циліндрі на режимах малих навантажень призводить до затягування процесу згорання палива і, як наслідок, погіршення показників двигуна. В цьому випадку рекомендується від якісного регулювання потужності на режимах великих і середніх навантажень пере-

ходити до змішаного кількісно-якісного регулювання на режимах малих навантажень і холостого ходу [3,4].

Покращити показники двигуна на режимах часткових навантажень і холостого ходу можливо відключенням циліндрів або циклів [5-16]. Відключення групи циліндрів або окремих циклів дозволяє здійснити робочий процес у працюючих (невідключених) циліндрах на режимах з більшими навантаженнями, за яких ефективність роботи двигуна є найбільшою і, як наслідок, покращити паливну економічність двигуна. В якості інших позитивних ефектів відключення циліндрів відзначають зменшення зносів циліндро-поршневої групи, зменшення смолоутворення, коксування поршневих кілець і клапанів, зменшення розбавлення мастила незгорілим паливом, зниження викидів продуктів неповного згоряння, зменшення мінімальної сталої частоти обертання холостого ходу [11,12].

Цей метод інтенсивно розвивається останніми роками у зв'язку з поширенням систем автоматичного регулювання. Найбільший ефект від відключення циліндрів досягається на багатциліндрових автомобільних двигунах із кількісним регулюванням потужності. Крім підвищення ефективності циклу в робочих (невідключених) циліндрах суттєво зменшуються насосні втрати внаслідок зменшення прикриття дросельної заслінки. Поширення отримали системи фірм Mercedes, BMW, Audi, Volkswagen, Chrysler, Jeep, Toyota, Honda та ін., що відключають певні циліндри одночасним припиненням подачі в них палива і повітря або тільки палива.

В двигунах із якісним регулюванням потужності метод відключення циліндрів або циклів отримав обмежене застосування, зокрема на тепловозних, стаціонарних, суднових двигунах великої потужності (MTU, Д49, 2Д100) і деяких тракторних двигунах (Д-108). Наприклад, на 16-ти циліндрових тепловозних дизелях Д49 і дизель-генераторах 9ДГ відключають подачу палива у восьми циліндрах (по чотири в кожному ряду), чотирьохциліндровому тракторному дизелі Д-108 – подачу палива в другий і третій циліндри. Регулювання здійснюють на режимі холостого ходу. На тепловозному дизелі 2Д100 передбачено виключення подачі палива до одного ряду паливних насосів на режимах холостого ходу і малих навантажень до п'ятого положення рукоятки контролера [13].

Аналіз даних літератури показує, що великі перспективи застосування має метод відключення окремих циклів двигуна за рахунок припинення подачі до них палива [9,12,14,15]. Послідовність відключення циклів і кількість циліндрів, що ви-

ключаються, визначається електронною системою керування залежно від потужності двигуна та інших параметрів. Порівняно з відключенням груп циліндрів метод відключення циклів дозволяє здійснити більш гнучке регулювання потужності двигуна, забезпечити рівномірний температурний стан різних циліндрів, зменшити знос деталей циліндро-поршневої групи і ступінь нерівномірності обертання колінчастого валу [14,15]. На сьогодні відсутні результати досліджень щодо ефективності застосування означеного методу для регулювання двигунів типу ГД100.

Таким чином, метою роботи є аналіз впливу відключення циліндрів (або циклів) двигуна 11ГД100М на його показники на режимах експлуатаційних навантажень.

Робочий процес двигуна 11ГД100М з відключеними циліндрами

На кафедрі двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «ХПІ» розроблено математичну модель робочого процесу газового двигуна з форкамерно-факельним запалюванням паливо-повітряної суміші та якісним регулюванням потужності. Означена модель дозволяє проводити розрахункові, оптимізаційні та інші дослідження робочого процесу двигуна при живленні двигуна паливом довільного компонентного складу [2].

Розрахунки робочого процесу двигуна 11ГД100М виконувалися за умови його роботи на 4-10 циліндрах на режимах навантажувальної характеристики з частотою обертання колінчастого валу $n=750 \text{ хв}^{-1}$. Ця частота обертання є робочою частотою генератора системи електропостачання.

При розрахунках прийнято, що механічні втрати в двигуні із відключеними циліндрами дорівнюють механічним втратам базового двигуна. Звичайно, внаслідок відключення циклів відбудеться зміна температурного стану як робочих, так і відключених циліндрів, що призведе до зміни механічних втрат в парах тертя. Проте аналіз літератури показує, що основний вплив на механічні втрати здійснює швидкісний режим роботи двигуна, а вплив навантаження набагато менший [15]. Таким чином, цей фактор при розрахунках не брався до уваги.

Результати розрахунку навантажувальної характеристики двигуна представлені на рис. 1. Видно, що на режимах малих та середніх навантажень відключення частини циліндрів дозволяє суттєво покращити паливну економічність двигуна. Так, на режимі 25% від $Ne_{ном}$ відключення 6 циліндрів призводить до зменшення витрати палива на 56,2%. Коефіцієнт надлишку повітря α зменшується від

$\alpha=2,6$ (при роботі на 10 циліндрах) до $\alpha=2,2$ (при відключенні 6 циліндрів), при цьому повнота згоряння палива pol підвищується від 0,62 до 0,83. В результаті, спостерігається підвищення індикаторного ККД двигуна η_i на 42,3%, зменшення об'ємної G_m та питомої ефективної g_e на 54 % витрати палива.

Таким чином, показано, що відключення циліндрів є ефективним заходом покращення експлуатаційних показників газового двигуна 11ГД100М.

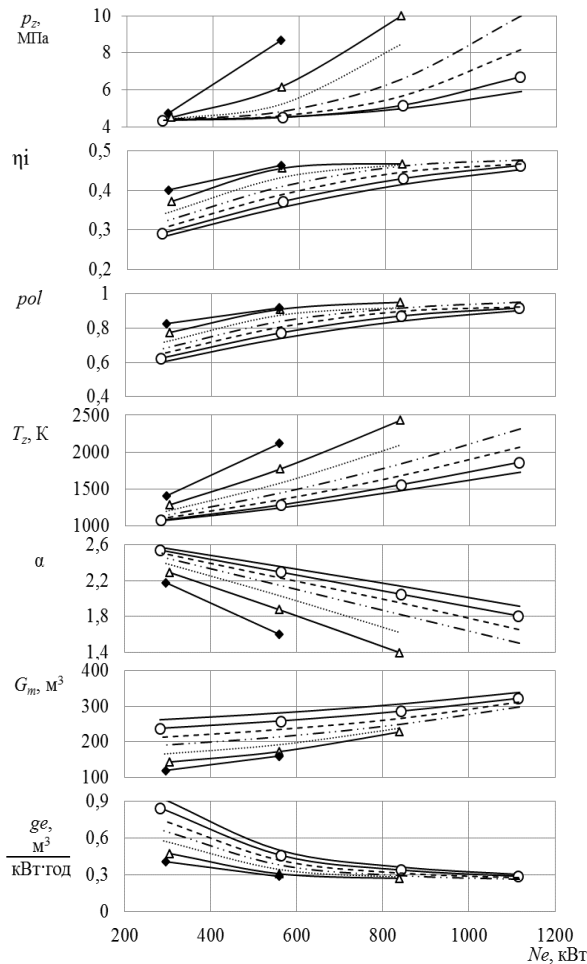


Рис. 1. Навантажувальні характеристики двигуна 11ГД100М ($n=750 \text{ хв}^{-1}$) при роботі на: — — — — 10 циліндрах; ○ — 9 циліндрах; — — — — 8 циліндрах; — · — · — 7 циліндрах; — 6 циліндрах; Δ — 5 циліндрах; ◆ — 4 циліндрах

Наведені на рис. 1 результати дозволяють визначити критерії, за якими доцільно відключати циліндри (або цикли) в двигуні. Видно, що найбільш повне згоряння палива відбувається на режимах з коефіцієнтом надлишку повітря $\alpha=1,4-2,0$. Проте робота двигуна на режимах з α менше 1,7-1,8 призводить до збільшення максимальних тисків p_z і температур T_z згоряння в робочих циліндрах порів-

няно з роботою базового двигуна на режимі максимальної потужності. Це призведе до збільшення механічних і термічних навантажень на деталі кривошипно-шатунного механізму двигуна, а отже зменшення надійності його роботи. Таким чином, прийнято, що для забезпечення ефективної та надійної роботи двигуна при відключенні циліндрів або циклів потрібно витримувати умову $\alpha=1,8-2,0$.

На рис. 2 представлено залежність кількості робочих циліндрів двигуна від ефективної потужності за умови забезпечення постійного коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі $\alpha=1,91$. Видно, що ця залежність представляє собою лінійну функцію виду:

$$z_{\text{вкл}} = a \cdot N_e + b, \quad (1)$$

де $a = -0,009$ і $b = 9,81$ – емпіричні коефіцієнти.

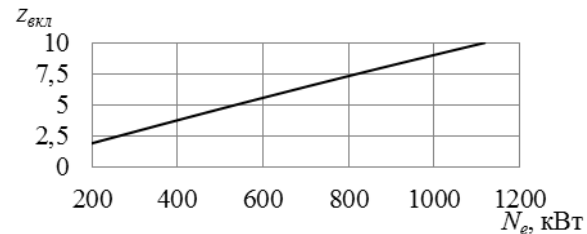


Рис. 2. Залежність кількості робочих циліндрів від ефективної потужності двигуна 11ГД100М ($n=750 \text{ хв}^{-1}$) за умови $\alpha=1,91$

Залежність (1) може бути покладена в основу створення алгоритму керування відключення циліндрів або циклів двигуна.

Розрахункова оцінка показників двигуна 11ГД100М із системою відключення циклів

Розглянемо ідеальний варіант безступінчастого регулювання потужності двигуна відключенням циклів за функцією (1). Наприклад, щоб відключити $4 \frac{2}{10}$ циліндри слід пропустити усі цикли в чоти-

рьох циліндрах і в одному циліндрі пропустити два цикли з десяти. Розрахункові навантажувальні характеристики базового двигуна і двигуна із системою відключення циклів наведені на рис. 3.

З рис. 3 видно, що означений спосіб регулювання забезпечує незмінність максимального тиску згоряння, індикаторного ККД, якості і повноти згоряння в робочих циліндрах в усьому діапазоні робочих навантажень. Порівняно з базовим двигуном відбувається суттєве покращення експлуатаційних показників двигуна. Зокрема, на режимі 50% N_{e_n} витрата палива зменшується в 1,6 рази, а на режимі 25% N_{e_n} – в 3 рази.

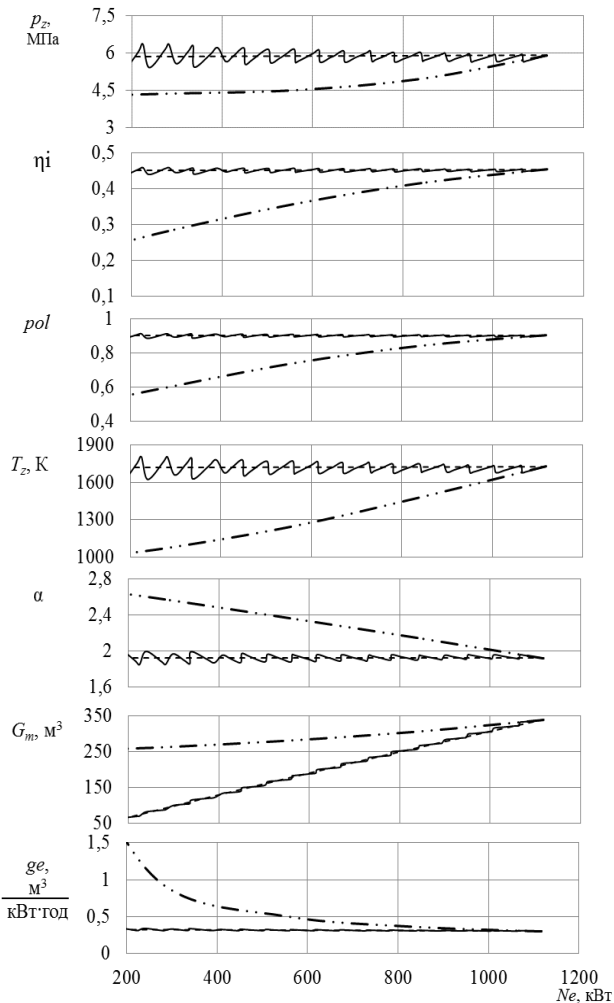


Рис. 3. Навантажувальні характеристики двигуна 11ГД100М ($n=750 \text{ хв}^{-1}$):

— · — — без відключення циклів; — — — — безступінчасте регулювання потужності відключенням циклів; — — — — ступінчасте регулювання потужності відключенням циклів

Звичайно, до безступінчастого регулювання потужності відключенням циклів можна лише наблизитися в тій, чи іншій мірі. На сьогодні різними авторами запропоновано ряд підходів до розробки алгоритмів керування відключенням циклів [14,16]. Наприклад, в роботі [14] пропонується підхід, за яким ступінь регулювання індикаторної потужності дорівнює $1/(2 \cdot z) N_i$, а порядок відключення циклів в різних циліндрах визначається виходячи із забезпечення мінімального ступеня нерівномірності обертання колінчастого валу двигуна, а також індикаторного крутного моменту.

Визначення індикаторної потужності на працюючому двигуні є складною задачею. Набагато зручніше в двигуні 11ГД100М визначати ефективну потужність Ne , що відбирається з колінчастого валу для привода генератора струму. Отже в роботі прийнято ступінь регулювання потужності, що дорівнює $(1/20) Ne_n$. Один з можливих варіантів алгоритму відключення робочих циклів для двигуна 11ГД100М, що побудований за прийнятим підходом, наведений в таблиці 1.

Навантажувальні характеристики базового двигуна і двигуна, у якому реалізовано принцип відключення циклів за пропонуваним алгоритмом показано на рис. 3 (прямі лінії). Видно, що показники двигуна є близькими до показників при безступінчастому регулюванні потужності. Проте слід відзначити, що ступінчасте регулювання призводить до стрибків якісного складу суміші і, як наслідок, максимального тиску і температури згоряння. Це, в свою чергу, збільшує тривалість перехідних режимів, ускладнює регулювання частоти обертання та інших параметрів двигуна.

Незважаючи на вказані недоліки, переваги застосування відключення циклів на двигуні 11ГД100М є очевидними, що обумовлює актуальність подальших робіт в цьому напрямі.

Таблиця 1. Алгоритм відключення робочих циклів для 10 циліндрового двигуна зі ступенем регулювання $(1/20) Ne_n$

Відключена частина індикаторної потужності	Номери циліндрів у порядку їх роботи																			
	1	6	10	2	4	9	5	3	7	8	1	6	10	2	4	9	5	3	7	8
	Номери відключених циклів																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$(0/20) \cdot Ne_n$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$(1/20) \cdot Ne_n$	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$(2/20) \cdot Ne_n$	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$(3/20) \cdot Ne_n$	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
$(4/20) \cdot Ne_n$	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0
$(5/20) \cdot Ne_n$	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0
$(6/20) \cdot Ne_n$	1	0	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1	0	0
$(7/20) \cdot Ne_n$	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0	0	1	0
$(8/20) \cdot Ne_n$	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0	1	0	1	0	0

Продовження табл. 1.

(9/20) Ne_n	1	0	0	1	0	1	0	1	0	1	1	0	0	1	0	1	0	1	0	0
(10/20) Ne_n	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0	1	0
(11/20) Ne_n	1	1	0	0	1	1	0	0	1	1	0	1	1	0	0	1	1	0	0	1
(12/20) Ne_n	1	1	0	1	1	0	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	1	0	1	0
(13/20) Ne_n	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0
(14/20) Ne_n	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1	0	1	1
(15/20) Ne_n	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0
(16/20) Ne_n	1	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1	0	1	1	1
(17/20) Ne_n	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	1	0	1	1	1	1
(18/20) Ne_n	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1
(19/20) Ne_n	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
(20/20) Ne_n	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

* В таблиці позначено: «1» – відключені цикли; «0» – робочі цикли.

Висновки

1. Показано, що на режимах холостого ходу і часткових навантажень газового двигуна 11ГД100М відбувається значне погіршення його показників внаслідок зростання неповноти згоряння палива. Один з можливих шляхів вирішення цієї проблеми – відключення циліндрів або циклів на вказаних режимах.

2. Визначено показники двигуна 11ГД100М на режимах навантажувальної характеристики при відключенні від 1 до 6 циліндрів. Показано, що відключення циліндрів дозволяє суттєво покращити експлуатаційні показники двигуна.

3. Визначено емпіричну залежність потрібної кількості відключених циліндрів від потужності двигуна за умови забезпечення постійного коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі $\alpha=1,91$. Побудовано навантажувальну характеристику двигуна при безступеневому регулюванні потужності відключенням циклів (ідеальне регулювання). Наведено переваги цього способу.

4. Запропоновано алгоритм відключення циклів при ступінчастому регулюванні потужності двигуна зі ступенем $(1/20) Ne_n$. Розраховано навантажувальну характеристику двигуна при відключенні циклів за цим способом. Показано, що ця характеристика є близькою до навантажувальної характеристики за безступінчастого регулювання потужності. Проте відзначено, що ступінчасте регулювання призводить до стрибків якісного складу суміші і, як наслідок, максимального тиску і температури згоряння. Це, в свою чергу, збільшує тривалість перехідних режимів, ускладнює регулювання частоти обертання та інших параметрів двигуна.

Список літератури:

1. Генкин К.И. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе / К.И. Генкин, Д.Т. Аксенов, Б.Н. Струнзе. – Ле-

нинград : Недра, 1970. – 328 с. 2. Кравченко С. С. Конвертация стационарного двигателя ГД100 для работы на низкокалорийных газовых паливах: дис. кан. техн. наук : 05.05.03 / Кравченко Сергей Сергійович. – Харків, 2015. – 169 с. 3. Генкин К.И. Газовые двигатели / К.И. Генкин. – М. : Машиностроения, 1977. – 196 с. 4. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А.И. Мищенко. – К. : Наукова думка, 1984. – 143 с. 5. Гутаревич Ю. Ф. Сравнение способов отключения цилиндров при регулировании мощности бензинового двигателя / Ю. Ф. Гутаревич, А. М. Редзюк // Автомобильная промышленность. – 1984. – №3. – С. 7-9. 6. Кутенёв В.Ф. Пути повышения топливной экономичности автомобильных двигателей на режимах частичных нагрузок / В.Ф. Кутенёв // Исследование, конструирование и расчёт тепловых двигателей внутреннего сгорания: Сб. науч. тр. НАМИ. – 1988. – С. 7-19. 7. Патрахальцев Н.Н. Оценка возможности повышения экономичности автомобиля регулированием рабочего объёма двигателя / Н.Н. Патрахальцев, Р.О. Камышиников, Э.А. Савастенко // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 6. – С. 10-12. 8. Патрахальцев Н.Н. Снижение расхода топлива и вредных выбросов дизеля на режимах малых нагрузок методом изменения его рабочего объёма / Н.Н. Патрахальцев, Т.С. Аношина, Р.О. Камышиников // Двигателестроение. – 2015. – № 1 (259). – С. 26-29. 9. Филиппов А.З. Регулирование мощности двигателя отключением отдельных рабочих циклов / А.З. Филиппов // Автомобильная промышленность. – 1983. – № 10. – С. 4-7. 10. Гутаревич Ю.Ф. Влияние метода регулирования потужності на екологічні показники та паливну економічність бензинового двигуна / Ю.Ф. Гутаревич, О.В. Сирота, С.В. Карев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №1. – С.74-80. 11. Балабин В.Н. Регулирование транспортных двигателей отключением части цилиндров. Монография. / В.Н. Балабин. – М. : ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на ж.д. транспорте. – 2007. – 143 с. 12. Олесов И.Ю. Повышение экономических, эффективных и экологических качеств авто-тракторного дизеля использованием метода отключения – включения цилиндров или циклов: дис. канд. техн. наук : 05.04.02 / Олесов, Игорь Юрьевич. – Москва, 1992. – 150 с. 13. Дизель Д100 / А.Г. Аврунин, В.В. Аринкин, Б.Е. Мультман, Б.Н. Струнзе. – М. : «Машиностроения», 1958. – 300 с. 14. Бешун О.А. Дослідження динаміки дизельного двигуна з регулюванням потужності відключення циклів і їх перспектива / О.А. Бешун, М.А. Лях,

О.С. Дем'янюк // Вісник Київського національного університету ім. Тараса Шевченка. – 2010. – №24. – С. 6-9. 15. Аношина Т.С. Повышение экономических и экологических качеств транспортного дизеля при работе на режимах малых нагрузок и холостых ходов: дис. кан. техн. наук : 05.04.02 / Аношина Татьяна Сергеевна. – Москва, 2014. – 121 с. 16. Гришин Д.К. Формирование регуляторных характеристик дизеля отключением рабочих циклов / Д.К. Гришин, Н.Н. Патрахальцев, М.В. Эммиль // Известия МГТУ "МАМИ". – 2013. – № 1 (м.1) – с. 67-70.

Bibliography (transliterated):

1. Genkin, K.I., Aksenov, D.T., Strunge, B.N. (1970), Gas engines GD100 and aggregates at their base [Gazovye dvigateli GD100 i agregaty na ih baze], Nedra, Leningrad, 328 p. 2. Kravchenko, S.S. (2015), Conversion of stationary engine GD100 to work on low-calorie gas fuels: dissertation [Dvigateli i jenergeticheskie ustanovki: dis. kand. tech. nauk], Kharkiv, 169 p. 3. Genkin, K.I., (1977), Gas engines [Gazovye dvigateli], Mashinostroenie, Moscow, 196 p. 4. Mishchenko, A.I. (1984) The use of hydrogen for automobile engines [Primenenie vodoroda dlja avtomobil'nyh dvigatelej], Naukova dumka, Kiev, 143 p. 5. Gutarevich, Ju. F., Redzjuk, A. M. (1984), «Comparing methods off cylinders in the regulation of the power of the petrol engine» [«Sravnenie sposobov otkljucheniya cilindrov pri regulirovanii moshhnosti benzinovogo dvigatelja»], Avtomotive Industry, No. 3, pp. 7-9. 6. Kutenjov, V.F. (1988), «Ways to improve the fuel efficiency of automobile engines on modes partial load», [«Puti povysheniya toplivnoj jekonomichnosti avtomobil'nyh dvigatelej na rezhimah chastichnyh nagruzok»], Research, design and calculation of thermal motion, motors, internal combustion: Proceedings of the NAMI, pp. 7-19. 7. Patrahalev, N.N., Kamyshnikov, R.O., Savastenko Je.A. (2014), «Assessing the possibility of increasing efficiency of the engine of the car control volume» [«Ocenka vozmozhnosti povysheniya jekonomichnosti avtomobilja regulirovaniem rabocheho objoma dvigatelja»], Avtomotive Indus-

try, No. 6, pp. 10-12. 8. Patrahalev, N.N., Anoshina, T.S., Kamyshnikov R.O., (2015), «Reduced fuel consumption and harmful emissions of diesel engines at low load conditions by changing its working volume» [«Snizhenie rashoda topliva i vrednyh vybrosov dizelja na rezhimah malyh nagruzok metodom izmeneniya ego rabocheho objoma»], Engine Building, No. 1, pp. 26-29. 9. Filippov, A.Z. (1983), «Regulation of engine power off individual cycles», [«Regulirovanie moshhnosti dvigatelja otkljucheniem ot del'nyh rabochih ciklov»], Avtomotive Industry, No. 10, pp. 4-7. 10. Gutarevich, Ju.F., Sirota, O.V., Karev, S.V. (2015), «The impact of the method of power control in environmental performance and fuel efficiency gasoline engine» [«Vpliv metodu reguljuvannja potuzhnosti na ekologichni pokazniki ta palivnu ekonomichnist' benzinovogo dviguna»], Internal Combustion Engines, No. 1, pp. 74-80. 11. Balabin, V.N. (2007), Regulation of transport engines shutdown of the cylinder. Monograph. [Regulirovanie transportnyh dvigatelej otkljucheniem chasti cilindrov. Monografija], Training Center for Education on the railway transport, Moscow, 143 p. 12. Olesov, I.Y. (1992), Improving economic, efficient and ecological qualities of an autotractor diesel engine off using the method - the inclusion of cylinders or cycles: dissertation [teplovyje dvigateli: dis. kand. tech. nauk], Moscow, 150 p. 13. Avrunin, A.G., Arinkin, V.V., Mul'man, B.E., Strunge, B.N., (1958) Diesel D100 [Dizel' D100], Mashinostroenie, Moscow, 300 p. 14. Beshun, O.A., Lyakh, M.A., Demjanjuk A.S., (2010), «The study of the dynamics of the diesel engine with adjustable power shutdown cycles and their prospect» [«Doslidzhennja dinamiki dizel'nogo dviguna z reguljuvannjam potuzhnosti vidključennja cikliv i ih perspektiva»], Bulletin of Kyiv National Taras Shevchenko University, No. 24, pp. 6-9. 15. Anoshina, T.S., (2014), Increasing economic and environmental qualities of a transport diesel engine when operating at low load conditions and idle strokes: dissertation [teplovyje dvigateli: dis. kand. tech. nauk], Moscow, 121 p. 16. Grishin, D.K., Patrahalev, N.N., Jemmil' M.V., (2013), «Formation of the regulatory characteristics of the diesel engine shutdown cycles» [«Formirovanie reguljatornyh harakteristik dizelja otkljucheniem rabochih ciklov»], Proceedings of the MSTU "MAMI", No. 1, pp. 67-70.

Надійшла до редакції 07.07.2016 р.

Осетров Александр Александрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна. e-mail: osetrov2010@gmail.com.

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук, молодший науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: kravc4enkoserg@gmail.com.

Яровий Владислав Сергійович – магістр кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна. e-mail: bulat-sport@mail.ru.

ОТКЛЮЧЕНИЯ ЦИКЛОВ КАК МЕРОПРИЯТИЕ УЛУЧШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СТАЦИОНАРНОГО ДВИГАТЕЛЯ 11ГД100М НА РЕЖИМАХ ЧАСТИЧНЫХ НАГРУЗОК И ХОЛОСТОГО ХОДА

А.А. Осетров, С.С. Кравченко, В.С. Яровой

При качественном регулировании мощности в двигателях с принудительным зажиганием на режимах частичных нагрузок и холостого хода значительно ухудшаются показатели топливной экономичности в результате существенного не догорания топлива. В работе рассмотрены отключения циклов как мероприятие по улучшению показателей стационарного двигателя 11ГД100М на режимах частичных нагрузок и холостого хода. Показано, что отключение циклов позволяет существенно улучшить показатели двигателя по нагрузочной характеристике. Предложен алгоритм отключения циклов при ступенчатом регулировании мощности двигателя со степенью $(1/20) Ne_n$.

DISABLE CYCLES AS A STATIONARY ENGINE IMPROVEMENT 11GD100M ON MODES OF PARTIAL LOADS AND IDLING

A. Osetrov, S. Kravchenko, V. Yaroviy

When high-quality power management in spark-ignition engines to the modes of partial loads and idling go significantly deteriorating performance fuel economy as a result of significant after-burning fuel. In the work considered disabling cycles as an exercise to improve the stationary engine 11GD100M on modes of partial loads and idling. It is shown that disabling cycles can significantly improve the performance of the engine under load characteristic. The algorithm disabling cycles step regulation of engine power with a degree $(1/20) Ne_n$.

А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ АКТИВАЦИИ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

В статье приведены методика и результаты экспериментального определения энергии активации водотопливной эмульсии. Показана целесообразность обработки каждого цикла работы дизеля в отдельности с последующим усреднением значения энергии активации. Обработка выполнена с использованием программного комплекса Diesel Analyse, в который были внесены некоторые изменения в алгоритмы определения моментов начала сгорания и начала подачи топлива. Рассчитана энергия активации ДТ и ВТЭ, проведён сравнительный анализ результатов, сделан вывод о степени влияния энергии активации ВТЭ на период задержки воспламенения.

Введение

Одной из характерных особенностей процесса сгорания в дизеле при использовании водотопливной эмульсии (ВТЭ) является заметное увеличение периода задержки воспламенения. Период задержки воспламенения в дизеле значительно влияет на дальнейшее протекание процесса сгорания, а следовательно - на целый ряд экономических и экологических показателей работы дизеля. Наиболее ярко выражено это влияние на уровень образования оксидов азота. Основными факторами, определяющими период задержки воспламенения являются: температура и давление в цилиндре, частота вращения коленчатого вала, энергия активации топлива. Было принято решение провести расчётное исследование по определению энергии активации ВТЭ. Это необходимо для определения степени влияния каждого из факторов на период задержки воспламенения, что позволит получить более полное представление о механизме влияния ВТЭ на рабочий процесс дизеля.

В данной статье приведены результаты определения энергии активации на основании результатов экспериментального исследования дизеля 4ЧН12/14 на ВТЭ.

Анализ публикаций по тематике исследования

Традиционная обработка результатов экспериментальных стендовых исследований двигателя предусматривает получение усреднённой индикаторной диаграммы, которая впоследствии обрабатывается с целью определения ряда индикаторных показателей [1-8]. Во многом такой метод себя оправдывает и может быть признан рациональным. Однако к недостаткам такого подхода стоит отнести следующее: данный метод приемлем при условии, что все процессы (главным образом процессы топливоподачи и сгорания) от цикла к циклу происходят в один и тот же момент относительно угла поворота коленчатого вала. Только в этом случае можно утверждать, что усредняются величины, незначительно отличающиеся по величине, но ха-

рактеризующие одинаковые процессы. Как показали результаты обработки экспериментальных исследований дизеля с помощью программного комплекса Diesel Analyse [1,4,7], даже на установившемся режиме моменты начала и продолжительность топливоподачи и сгорания не одинаковы, а варьируются в некоторых пределах, что видно по индикаторным диаграммам 100 последовательных рабочих циклов дизеля (рис. 1). Количество рабочих циклов для обработки было выбрано в соответствии с рекомендациями авторов статьи [4]. Видно, что на линии сжатия все циклы лежат в очень узком диапазоне, а в момент сгорания этот диапазон заметно увеличивается. Следовательно, традиционный метод осреднения индикаторных диаграмм при обработке результатов экспериментальных исследований может давать не вполне корректные результаты.

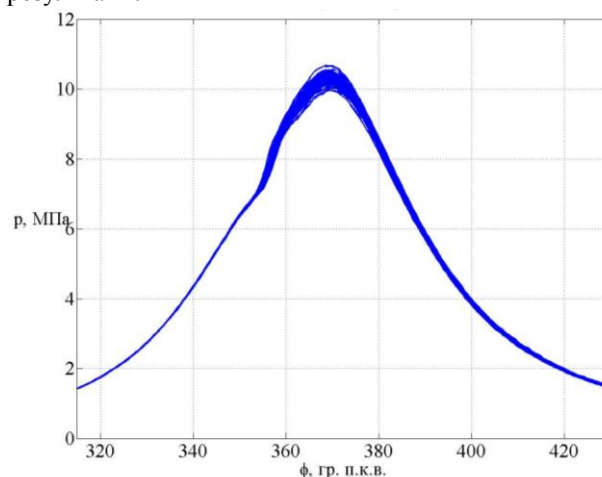


Рис. 1. Индикаторные диаграммы 100 последовательных циклов работы дизеля на номинальном режиме

Принимая во внимание уровень вычислительной мощности современных ЭВМ и динамику их развития можно считать, что оправданной является отдельная обработка индикаторных диаграмм каждого цикла работы дизеля [3,4,9-11].

В рамках данного вопроса, наибольший интерес представляет период задержки воспламенения,

который во многом определяется моментом начала подачи топлива и параметрами рабочего тела в цилиндре [12,13]. Ввиду этого актуальным является анализ и усовершенствование алгоритмов определения моментов начала сгорания и начала подъёма иглы.

Алгоритм определения момента начала сгорания

Один из методов нахождения момента начала сгорания основан на определении экстремума второй производной давления в цилиндре по углу поворота коленчатого вала. В теории данный метод должен давать хорошие результаты. Однако на практике вид графика второй производной давления заметно отличается от ожидаемого: присутствует целый ряд локальных экстремумов, которые сильно затрудняют определение искомого момента. Главным образом это объясняется необходимостью

численного дифференцирования экспериментальных данных, снятых с определённой погрешностью.

Нами предлагается следующее уточнение метода определения момента начала сгорания. Оно основано на теоретическом определении давления ($P_{теор}$) в цилиндре в каждой расчётной точке на основании замеренного давления в предыдущей точке. Расчёт проводился с шагом 0,5 град. п.к.в., исходя из предположения, что в цилиндре происходит процесс адиабатического сжатия

$$P_{теор}(x) = \frac{P(x-1) \cdot V(x-1)^K}{V(x)^K}, \quad (1)$$

Далее определяем разность между теоретически рассчитанной и измеренной величиной давления в каждой точке.

$$\Delta P_{теор}(x) = P_{из}(x) - P_{теор}(x); \quad (2)$$

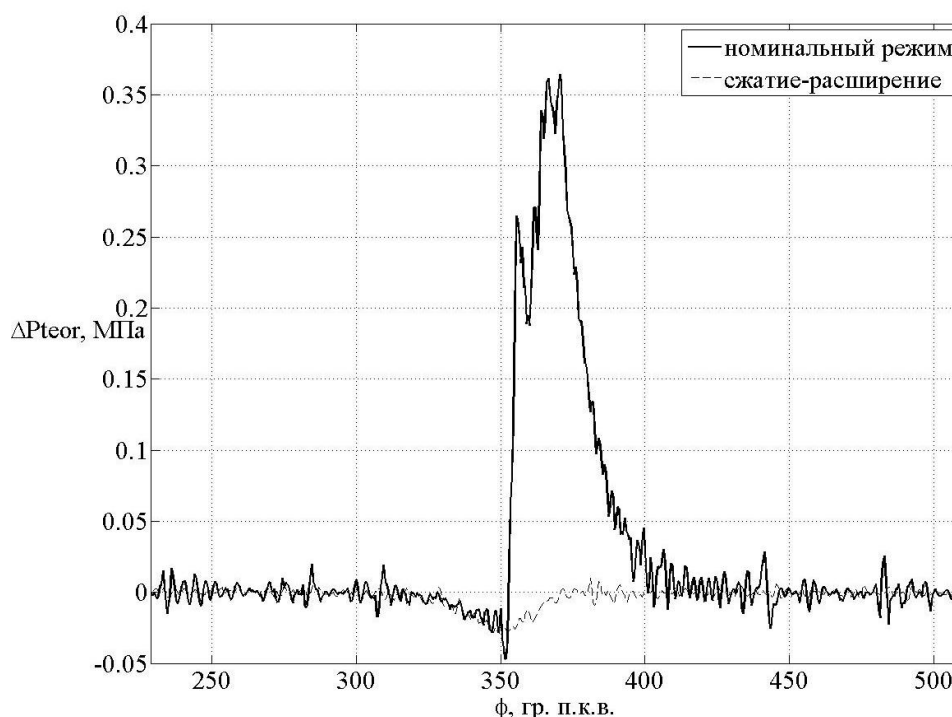


Рис. 2. График зависимости $\Delta P_{теор}$ от угла поворота коленчатого вала

Построенный по такой зависимости график $\Delta P_{теор}$ на номинальном режиме работы дизеля, представлен на рис. 2. На основании $\Delta P_{теор}$ определялся момент начала сгорания. В случае отсутствия подвода тепла к рабочему телу величина $\Delta P_{теор}$ теоретически равна нулю. На практике она несколько отличается от нуля на этом участке, что может быть объяснено погрешностью измерения и расчётов, утечкой газа через поршневые кольца, а также наличием теплоотдачи в стенки камеры сгорания. Положительным значениям $\Delta P_{теор}$ соответствует подвод тепла к рабочему телу, отрицательным –

отвод. На рисунке 2 видно, что значения $\Delta P_{теор}$, которые соответствуют сгоранию в цилиндре, на несколько порядков больше, чем вышеуказанные колебания $\Delta P_{теор}$ около нуля на участке, где сгорание отсутствует. Кроме того, с момента начала сгорания показатель $\Delta P_{теор}$ непрерывно растёт на некотором отрезке, что заметно упрощает определение искомого момента с использованием ЭВМ.

График $\Delta P_{теор}$ при сжатии – расширении рабочего тела без сгорания топлива также приведён на рис. 2. Стоит отметить, что на обоих графиках вблизи ВМТ видно смещение $\Delta P_{теор}$ в область отри-

цательных значений. Это объясняется тем, что при высоком давлении и температуре увеличиваются утечки рабочего тела через поршневые кольца и потери теплоты в стенки камеры сгорания.

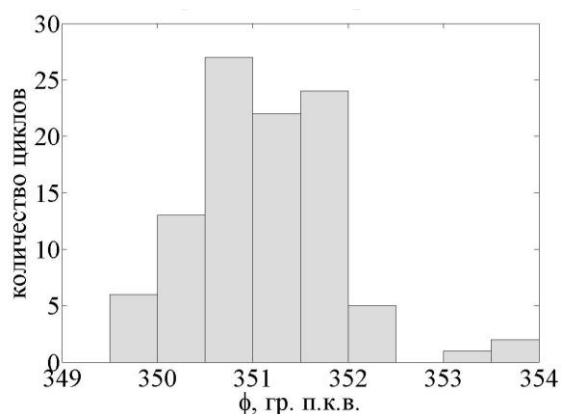


Рис. 3. Гистограмма рассчитанных углов начала сгорания для 100 последовательных циклов работы дизеля

В качестве точки, соответствующей моменту начала сгорания, был выбран минимум $\Delta P_{теор}$ в области отрицательных значений, после которого показатель $\Delta P_{теор}$ непрерывно растёт и достигает максимума в области положительных значений. Углы начала сгорания для 100 последовательных циклов работы дизеля представлены на рис. 3. Видно, что распределение значений массива близко к закону нормального распределения.

Алгоритм определения момента начала подачи топлива

Было принято решение определять момент начала подачи топлива на основании давления топлива ввиду его очень высокого быстродействия. Нами был использован датчик давления топлива пьезоэлектрического типа. Один из широко распространённых методов определения момента начала подачи топлива основан на регистрации кратковременного снижения давления топлива перед форсункой, что вызвано высвобождением дополнительного объёма при ходе иглы. Алгоритм определения данного момента может быть построен на поиске двух экстремумов функции давления топлива. Однако, важно отметить, что при определённых условиях функция давления топлива может не иметь экстремумов на данном участке, а лишь кратковременное снижение скорости нарастания давления.

Для повышения надёжности предложено определять момент начала подачи топлива на основании производной функции давления топлива по углу поворота коленчатого вала. В рамках данной задачи важен тот факт, что на всех режимах в каждом цикле искомые экстремумы ярко выражены, а,

следовательно, использование производной давления топлива по углу поворота коленчатого вала позволит повысить надёжность работы алгоритма. Считаем, что максимум производной давления топлива по углу поворота коленчатого вала соответствует началу подъёма иглы форсунки.

Гистограмма значений угла начала подачи топлива, найденных по предложенному алгоритму показана на рис. 4. Видно, что все значения лежат в весьма узком диапазоне и распределены по закону, близкому к нормальному.

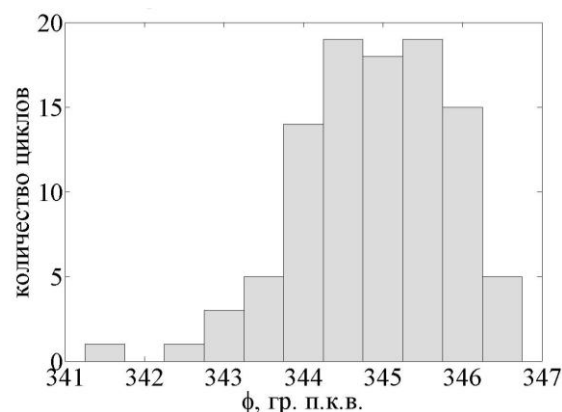


Рис. 4. Гистограмма рассчитанных значений угла начала подъёма иглы форсунки для 100 последовательных рабочих циклов

Энергия активации топлива

Получив массивы значений углов начала сгорания и углов начала подачи топлива, можно определить период задержки воспламенения для каждого цикла работы дизеля (рис. 5). Видно, что его максимальное значение примерно в 2 раза больше, чем минимальное. Однако это не означает, что исходные значения были определены со столь высокой погрешностью, ведь период задержки воспламенения в разных циклах действительно может значительно отличаться.

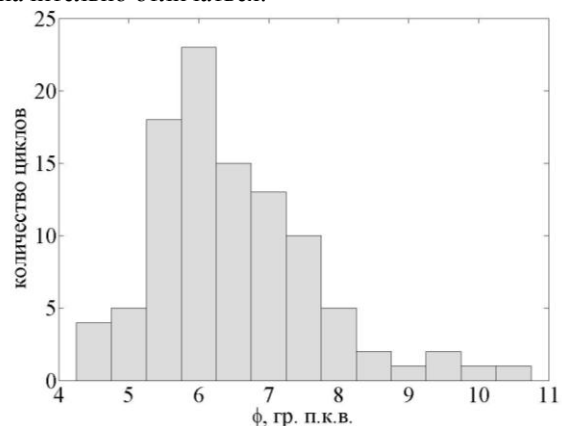


Рис. 5. Гистограмма рассчитанных значений периода задержки воспламенения для 100 последовательных рабочих циклов

Было принято решение провести расчёт энергии активации топлива, используя в качестве исходных данных результаты экспериментального исследования дизеля. Расчётная формула (3) была получена путём преобразования формулы Толстова [12]:

$$E_A = (8,314 \cdot T_H) \cdot (\ln(\tau_i) - \ln(3,8 \cdot 10^{-6} \times (1 - 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \cdot \sqrt{\frac{T_H}{P_H}})) \quad (3)$$

где τ_i – период задержки воспламенения; n – частота вращения коленчатого вала; E_A – энергия активации топлива; T_H – температура в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива; P_H – давление в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива.

Следует отметить, что все значения, использованные в расчёте, были определены отдельно для каждого цикла. Результаты определения энергии активации представлены на рис. 6. Видно, что более 60% точек размещаются в диапазоне, шириной около 10%. Очевидно, что широкий диапазон варьирования величин периода задержки воспламенения, главным образом, объясняется различными параметрами рабочего тела в цилиндре в момент начала подъёма иглы. Согласно публикациям

[12,13] авторов аналогичных исследований, энергия активации дизельного топлива равна 23800 кДж/кмоль. Отличие полученных результатов от этого значения главным образом объясняется следующим: отличиями физико-химических свойств топлива, погрешностью определения величин T_H и P_H , дискретностью значений экспериментально определенного периода задержки воспламенения (расчёт проводился с шагом 0,5 град. п.к.в.).

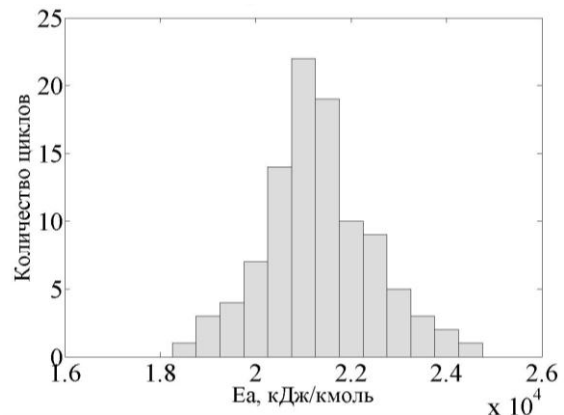


Рис. 6. Гистограмма рассчитанных значений энергии активации для 100 последовательных рабочих циклов

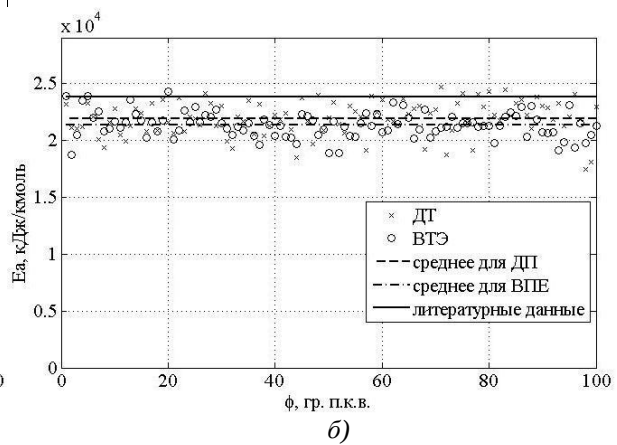
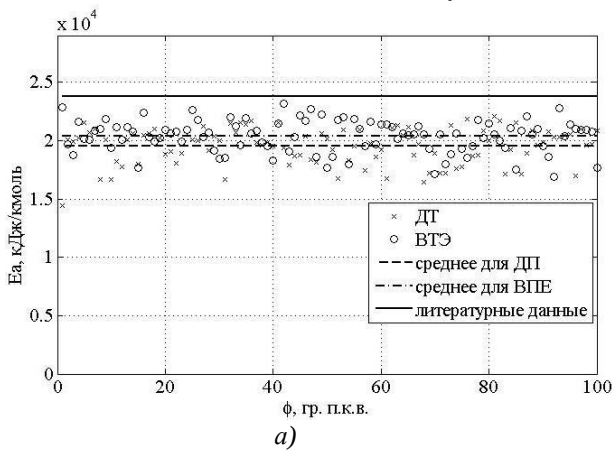


Рис. 7. Сравнение энергии активации ДТ и ВТЭ: а – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=85 \text{ кВт}$; б – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=100 \text{ кВт}$

Графически представлено сравнение энергии активации ДТ и ВТЭ (рис. 7), определённой для двух режимов работы дизеля: режима максимального крутящего момента и режима номинальной мощности. По результатам сравнения видно, что энергия активации ВТЭ отличается от ДТ не более чем на 3 %, что сопоставимо с погрешностью расчётов. Энергию активации ДТ и ВТЭ можно считать одинаковыми. Для других режимов работы дизеля были получены аналогичные результаты.

Выводы

На основании результатов комплекса экспериментальных исследований ВТЭ был проведён расчёт энергии активации ДТ и ВТЭ. Обработка результатов экспериментальных исследований проведена с помощью программного комплекса Diesel Analyse. Характерной особенностью расчётно-экспериментального исследования являлось определение отдельно для каждого цикла работы дизеля следующих величин: момента начала подачи топлива, момента начала сгорания, периода задержки воспламенения, температуры и давления в цилиндре.

дре в момент начала подачи топлива. Предложен альтернативный метод определения момента начала сгорания. Момент начала подачи топлива определялся на основании сигнала датчика давления топлива ввиду его очень высокого быстродействия. Расчётная формула энергии активации была получена путём преобразования формулы Толстова. Результаты расчётных исследований показывают, что энергия активации ВТЭ мало отличается от ДТ. Основными факторами, вызывающими увеличение периода задержки воспламенения при использовании ВТЭ, являются снижение температуры и давления рабочего тела в цилиндре в момент начала подачи топлива.

Список литературы:

1. Марченко А.П. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2006. – С. 140-143. 2. Пойда А.Н. Основные принципы индизирования двигателей дискретными устройствами. // Двигателестроение. – 1982. - № 8. – С. 24-28. 3. Пойда А.Н., Смолин Ю.А., Сухопаров С.С. Основные принципы статистической обработки индикаторных диаграмм с помощью цифровых комплексов // Двигатели внутреннего сгорания. - 1985.- № 42.- С. 23-28. 4. Прохоренко А.А. Выбор рационального количества рабочих циклов для усреднения индикаторной диаграммы / А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. - № 2. – С. 95-96. 5. Дорохов А.Ф. Анализ показателей рабочего цикла, полученных расчетным и экспериментальным путем, при различных способах организации рабочего процесса в ДВС / А.Ф. Дорохов, С.А. Каргин, А.П. Исаев // Вестник машиностроения, 2007. – № 2. – С. 11–17. 6. Исаев А.П. Метод индизирования судовых малоразмерных дизелей / А.П. Исаев, К.К. Колосов // Вестник АГТУ. – 2009. - № 2. – С. 155-161. 7. Марченко А.П. Программное обеспечение автоматизированного комплекса для исследований двигателя внутреннего сгорания / А.П. Марченко, С.И. Червонный, Д.В. Мешков, К.Г. Мешкова // Вестник НТУ «ХПИ» - 2004. – № 46. – С. 44-49. 8. Исаев А.П. Анализ методов расчёта показателей рабочего цикла судовых ДВС / А.П. Исаев, С.А. Каргин, К.К. Колосов // Вестник АГТУ. – 2009. - № 1. – С. 193-198. 9. Савельев М.А. Методика получения и обработки осциллограмм давления топлива перед форсункой при экспериментальных исследованиях / М.А. Савельев, Д.В. Рыжко, Д.Ю. Козлов // Вестник СГТУ. – 2010. - № 1. – С. 71-76. 10. Варбанец Р.А. Мониторинг рабочего процесса и параметрическая диагностика среднеоборотного тепловозного дизеля K6S310DR / Р.А. Варбанец, В.С. Губин, В.И. Кырнац, О.А. Россомеха, Н.И. Александровская // Вестник АГТУ. – 2014. - № 2. – С. 52-61. 11. Варбанец Р.А. Определение основных параметров рабочего процесса и результаты диагностики главных дизелей тепловоза «Greifswald» / Р.А. Варбанец, П.Н. Беленький, В.А. Яровенко, А.И. Ваганов, Н.И. Александровская // Вестник АГТУ. – 2015. - № 2. –

С. 31-41. 12. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Разлейцев Н.Ф. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с. 13. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / Воинов А.Н. – М., «Машиностроение», 1977. – 277 с.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko, A.P., Prokhorenko, A.A., Samoylenko, D.E., Meshkov, D.V. (2006), "Universal automated test stand for internal combustion engines" ["Universalnyi avtomatizirovannyi stand dlya ispytaniy DVS"], Vestnik NTU KhPI, No. 1, pp.140-143. 2. Poyda, A.N. (1982), "Basic principles of indexing engines discrete devices" ["Osnovnye printsipy inditsirovaniya dvigateley diskretnymi ustroystvami"], Dvigatelistroenie, No. 8, pp. 24-28. 3. Poyda, A.N., Smolin, Yu.A., Suhoparov, S.S. (1985), "Basic principles of statistical processing of indicator diagrams using digital systems" ["Osnovnye printsipy statisticheskoy obrabotki indikatornykh diagramm s pomoshchyu tsifrovyykh kompleksov"], Dvigateli vnutrennego sgoraniya, No. 42, pp. 23-28. 4. Prokhorenko, A.A., Meshkov, D.V. (2006), "Choice of a rational number of cycles for averaging the indicator diagram" ["Vyibor ratsionalnogo kolichestva rabochih tsiklov dlya usredneniya indikatornoy diagrammy"], Dvigateli vnutrennego sgoraniya, No. 2, pp. 95-96. 5. Dorohov, A.F., Kargin, S.A., Isaev, A.P. (2007), "Analysis of the operating cycle parameters obtained by calculation and experiment, with different methods of organization of the working process in the internal combustion engine" ["Analiz pokazateley rabocheho tsikla, poluchennykh raschetnym i eksperimentalnym putem, pri razlichnykh sposobakh organizatsii rabocheho protsessa v DVS"], Vestnik mashinostroeniya, No. 2, pp. 11-17. 6. Isaev, A.P., Kolosov, K.K. (2009), "Indexing method of small-size marine diesels" ["Metod inditsirovaniya sudovykh malorazmernykh dizeley"], Vestnik AGTU, No. 2, pp. 155-161. 7. Marchenko, A.P., Chervonnyi, S.I., Meshkov, D.V., Meshkova, K.G. (2004), "The software of the automated complex for an internal combustion engine research", ["Programmnoye obespecheniye avtomatizirovannogo kompleksa dlya issledovaniy dvigatelya vnutrennego sgoraniya"], Vestnik NTU KhPI, No. 46, pp. 44-49. 8. Isaev, A.P., Kargin, S.A., Kolosov, K.K. (2009), "Analysis of calculation methods for indicators of the operating cycle of marine ICE" ["Analiz metodov rascheta pokazateley rabocheho tsikla sudovykh DVS"], Vestnik AGTU, No. 1, pp. 193-198. 9. Savelev, M.A., Ryzhko, D.V., Kozlov, D.Yu. (2010), "Methods of obtaining and processing the fuel pressure waveform before the nozzle in experimental studies" ["Metodika polucheniya i obrabotki ostsillogramm davleniya topliva pered forsunkoy pri eksperimentalnykh issledovaniyakh"], Vestnik SGTU, No. 1, pp. 71-76. 10. Varbanets, R.A., Gubin, V.S., Kyrnats, V.I., Rossomaha, O.A., Aleksandrovskaia, N.I. (2014), "Monitoring workflow and parametric diagnostics of medium-speed diesel engines K6S310DR" ["Monitoring rabocheho protsessa i parametricheskaya diagnostika sredneoborotnogo teplovoznogo dizelya K6S310DR"], Vestnik AGTU, No. 2, pp. 52-61. 11. Varbanets, R.A., Belenkiy, P.N., Yarovenko, V.A., Vaganov, A.I., Aleksandrovskaia N.I. (2015), "Determination of the basic parameters of workflow and diagnostics of main engines of the ship «Greifswald»" ["Opredeleniye osnovnykh parametrov rabocheho protsessa i rezultaty diagnostiki glavnykh dizeley teplokhoda «Greifswald»"], Vestnik AGTU, No. 2, pp. 31-41. 12. Razleytsev, N.F. (1980), Modelling and optimization of the combustion process in diesel engines [Modelirovaniye i optimizatsiya protsessa sgoraniya v dizelyakh], Vischa shkola, Kharkov, 169 p. 13. Voinov, A.N. (1977), The combustion in the high-speed piston engines [Sgoraniye v bystrohodnykh porshnevnykh dvigatelyakh], "Machine building", Moscow, 277 p.

Поступила в редакцию 05.07.2016 г.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор по научной работе Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua.

Савченко Анатолий Викторович – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ АКТИВАЦІЇ ВОДОПАЛИВНОЇ ЕМУЛЬСІЇ

А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.В. Савченко

У статті наведені методика та результати експериментального визначення енергії активації водопаливної емульсії. Показана доцільність обробки кожного циклу роботи дизеля окремо з подальшим усередненням значення енергії активації. Обробка виконана з використанням програмного комплексу Diesel Analyse, в який було внесено деякі зміни в алгоритми визначення моментів початку згоряння і початку подачі палива. Розрахована енергія активації ДТ і ВТЕ, проведений порівняльний аналіз результатів, зроблено висновок про ступінь впливу енергії активації ВТЕ на період затримки спалахування.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF ACTIVATION ENERGY OF WATER EMULSION

A.P. Marchenko, A.A. Prokhorenko, A.V. Savchenko

Describes the methods and results of experimental determination of activation energy of water-fuel emulsion. The expediency of processing of each cycle of the diesel separately followed by averaging the values of activation energy. Processing done using program complex Diesel Per, which introduced some changes to the algorithms to determine the points of beginning and the start of combustion of fuel supply. The energy of activation of diesel fuel and water-fuel emulsions provides a comparative analysis of the results, we concluded that the degree of activation energy of water-fuel emulsions influence the ignition delay period.

УДК 621.431

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.03

Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов

МЕТОДОЛОГИЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСТАНОВЛЕННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВЧОГО ВОЗДУХА ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

Рассмотрены некоторые аспекты методологии определения рациональной установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха главного двигателя, обеспечивающей максимальную экономию топлива для климатических условий эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии. При этом наддувочный воздух охлаждается до более низкой температуры по сравнению с традиционной системой его охлаждения забортной водой, а теплоиспользующая холодильная машина утилизирует теплоту наддувочного воздуха после турбокомпрессора. Особенностью методологии является то, что установленную холодильную мощность теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха выбирают исходя из высоких темпов приращения экономии топлива за рейс.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

На большинстве транспортных судов в качестве главных двигателей применяются малооборотные дизели (МОД). Изменение в течение рейса температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$, следовательно и воздуха в машинном отделении (МО), откуда он поступает на вход наддувочного турбокомпрессора (ТК) МОД, а также охлаждающей наддувочный воздух забортной воды существенно влияет на термодинамическую эффективность МОД. Так, с повышением температуры наддувочного воздуха на 10 °С эффективный КПД МОД уменьшается примерно на 0,5 % и, соответственно, возрастает

удельный расход топлива b_e [1–3].

В ряде публикаций показана целесообразность утилизации теплоты наддувочного воздуха, отводимой в охладителе наддувочного воздуха (ОНВ) водой, для производства холода теплоиспользующими холодильными машинами (ТХМ), который, в свою очередь, используют для снижения температуры наддувочного воздуха перед подачей в цилиндры [4, 5].

Эффект от снижения температуры наддувочного воздуха зависит от глубины охлаждения, которая, в свою очередь, – от климатических условий плавания (температуры наружного воздуха и забортной воды), располагаемой сбросной теплоты

МОД и эффективности ее трансформации в холод, т.е. типа ТХМ. При этом необходимо решать вопросы определения рациональной установленной (проектной) холодильной мощности (холодопроизводительности) ТХМ Q_0 , которая должна обеспечивать достаточно глубокое охлаждение воздуха при высоких его температурах и заборной воды, соответственно и тепловых нагрузках на систему охлаждения. Иначе при завышенной установленной холодильной мощности Q_0 будет иметь место невысокий коэффициент использования ТХМ (эксплуатация не на полную мощность и, следовательно, завышенные капитальные затраты на ТХМ), а при заниженной Q_0 , наоборот, – недоохлаждение наддувочного воздуха МОД при повышенных температурах $t_{нв}$ и $t_{зв}$.

Цель исследования – определение установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха судовых МОД с учетом климатических условий эксплуатации на рейсовой линии.

Анализ полученных результатов

Наиболее простым вариантом теплоиспользующей холодильной машины (ТХМ) является эжекторная холодильная машина (ЭХМ), работающая на низкокипящем рабочем теле (НРТ) – хладоне [4, 5]. Сравнительно низкие температуры кипения НРТ $t_0 = 2...5$ °С позволяют охлаждать воздух до довольно низких температур $t_{в2} = 15...25$ °С. Охладитель наддувочного воздуха ОНВ такой теплоиспользующей системы охлаждения (ТСО) включает последовательно расположенные в воздушном тракте высокотемпературную ступень охлаждения ОНВ_{ВТ} (после ТК), промежуточную ступень охлаждения (ПО) наддувочного воздуха заборной водой и низкотемпературную ступень ОНВ_{НТ} дополнительного глубокого охлаждения воздуха в ЭХМ после его охлаждения заборной водой в ПО. При этом теплота, отведенная от воздуха в ОНВ_{ВТ}, трансформируется с помощью ЭХМ в холод, используемый в ОНВ_{НТ}. Однако ЭХМ характеризуется невысокой эффективностью трансформации сбросной теплоты в холод: их тепловой коэффициент $\zeta = 0,2...0,35$ меньше, чем у абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины АБХМ ($\zeta = 0,7...0,8$) и водоаммиачной ВАХМ ($\zeta = 0,5...0,6$). Тепловой коэффициент ζ представляет собой $\zeta = Q_0 / Q_r$, т.е. отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ}) к количеству затраченной теплоты Q_r , подведенной к ТХМ от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}. Тепловой коэффициент ТХМ ζ зависит от температур в цикле

ТХМ: кипения НРТ в испарителе t_0 , генераторе t_r и конденсации t_k .

В качестве примера рассмотрены климатические условия эксплуатации контейнеровоза с главным двигателем 6S60MC6.1-TI корпорации MAN [3] (эксплуатационная мощность $N_s = 10$ МВт) на рейсовой линии Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009).

Температура наддувочного воздуха $t_{вв2}$ после ОНВ традиционной системы охлаждения заборной водой: $t_{вв2} = t_{зв} + \Delta t_{w/зв} + \Delta t_{в/в}$, где значения разности температур между температурой пресной воды промежуточного контура охлаждения t_w и заборной воды $t_{зв}$ принимают $\Delta t_{w/зв} = t_w - t_{зв} = 5$ °С, а между температурой наддувочного воздуха t_b и пресной воды t_w : $\Delta t_{в/в} = t_b - t_w = 12$ °С.

Об эффективности охлаждения наддувочного воздуха в ТХМ по сравнению с его традиционным охлаждением заборной водой судят по величине снижения температуры Δt_b воздуха, охлажденного в ОНВ_{НТ} до температуры $t_{в2}$ относительно температуры воздуха $t_{вв2}$, охлажденного в ПО заборной водой: $\Delta t_b = t_{вв2} - t_{в2}$. При этом потенциально возможная минимальная температура охлажденного воздуха $t_{в2} = t_0 + \Delta t_{w/НРТ} + \Delta t_{в/в}$ на выходе ОНВ_{НТ} лимитируется для ЭХМ температурой кипения НРТ t_0 в испарителе НРТ–охладителе пресной воды (И-ОВ) промежуточного контура охлаждения, а также значениями разности температур в И-ОВ ЭХМ между температурой пресной воды t_w и кипящим НРТ t_0 ($\Delta t_{w/НРТ} = t_w - t_0 = 5$ °С) и в ОНВ_{НТ} между температурой наддувочного воздуха t_b и пресной воды t_w ($\Delta t_{в/в} = 12$ °С). Тогда при $t_0 = 5$ °С получают $t_{в2} = 22$ °С и соответственно $\Delta t_{б22} = t_{вв2} - 22$ °С. Таким образом, потенциально возможную минимальную температуру охлажденного наддувочного воздуха (в данном случае $t_{в2} = 22$ °С при $t_0 = 5$ °С) принимают исходя из температурных напоров в ОНВ_{НТ} и И-ОВ.

Температуры заборной воды $t_{зв}$, наддувочного воздуха, охлажденного в ОНВ традиционной системы охлаждения заборной водой $t_{вв2}$, снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_{б22} = t_{вв2} - t_{в2}$ (до $t_{в2} = 22$ °С) в ОНВ_{ВТ} и ее снижение $\Delta t_{б2р} = t_{вв2} - t_{б2р}$, возможное исходя из располагаемой теплоты наддувочного воздуха Q_r при уменьшении его температуры в ОНВ_{ВТ} от температуры после ТК $t_{ВТ1} = 250...260$ °С (степень повышения давления $\pi_k \approx 4,5$) до $t_{ВТ2} = 110$ °С, используемой в ЭХМ (НРТ– R142b, $\zeta = 0,27$, температура кипения $t_0 = 5$ °С) в ходе рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 1.

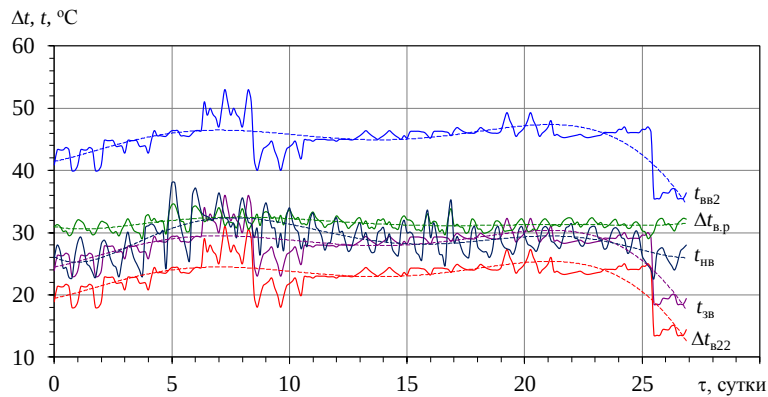


Рис. 1. Температуры забортной воды $t_{зв}$, наружного воздуха $t_{нв}$, наддувочного воздуха, охлажденного в водяном ОНВ традиционной системы охлаждения забортной водой $t_{вв2}$, снижение температуры наддувочного воздуха $\Delta t_{в22} = t_{вв2} - t_{в2}$ (до потенциально возможной минимальной температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$) в ОНВ_{НТ} и ее снижение $\Delta t_{в,р} = t_{вв2} - t_{в,р}$, возможное исходя из располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,р}$ (при уменьшении его температуры в ОНВ_{ВТ} от температуры после ТК $t_{ВТ1} = 250...260^\circ\text{C}$ до $t_{ВТ2} = 110^\circ\text{C}$), используемой в ЭХМ ($R142b$, $\zeta = 0,27$) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009)

Из рис. 1 видно, что снижение температуры наддувочного воздуха в ОНВ_{НТ} $\Delta t_{в,р}$, исходя из располагаемой теплоты наддувочного воздуха в ЭХМ (тепловой коэффициент $\zeta = 0,27$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), несколько больше величины $\Delta t_{в22}$, потенциально возможной при охлаждении воздуха до минимальной температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$.

Требуемая холодопроизводительность Q_0 для охлаждения наддувочного воздуха после ПО в ОНВ_{НТ} (от температуры $t_{вв2}$ до $t_{в2}$) определяется снижением температуры воздуха в ОНВ_{НТ} $\Delta t_{в} = t_{вв2} - t_{в2}$: $Q_0 = G_{в} \cdot c_{в} (t_{вв2} - t_{в2}) \xi_{НТ}$, где $G_{в}$ – расход воздуха через ТК МОД; $c_{в}$ – теплоемкость влажного воздуха; $\xi_{НТ}$ – коэффициент влаговыпадения процессов охлаждения воздуха от температуры наддувочного воздуха $t_{вв2}$ до $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$, представляет собой отношение полного количества теплоты (разности энтальпий воздуха на входе и выходе теплообменника), отведенной от воздуха в ОНВ_{НТ} (холодопроизводительности ТСО Q_0), к количеству явной теплоты, определяемому разностью температур по сухому термометру. Соответственно, удельная холодопроизводительность, приходящаяся на единицу расхода воздуха ($G_{в} = 1 \text{ кг/с}$): $q_0 = c_{в} (t_{вв2} - t_{в2}) \xi_{НТ}$. При $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ получают, соответственно, $Q_{0,22}$ и $q_{0,22}$.

Располагаемую холодопроизводительность ТХМ $Q_{0,р}$ определяют, исходя из теплоты $Q_{г,р}$, отведенной от наддувочного воздуха в ОНВ_{ВТ}, как $Q_{0,р} = \zeta Q_{г,р}$.

Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-П эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 24 кг/с) до потенциально возможной температуры $t_{в22} = 22^\circ\text{C}$, располагаемой холодопроизводительности $Q_{0р(0,27)}$,

$Q_{0р(0,6)}$ и $Q_{0р(0,7)}$, получаемой трансформацией теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,р}$ (при $t_{ВТ1} = 250...260^\circ\text{C}$ и $t_{ВТ2} = 110^\circ\text{C}$) в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,27$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$ и $t_{в22} = 22^\circ\text{C}$), 0,6 (ВАХМ) и 0,7 (АБХМ), а также требуемой теплоты $Q_{г,22(0,27)}$, $Q_{г,22(0,6)}$ и $Q_{г,22(0,7)}$ для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,27$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), 0,6 (ВАХМ) и 0,7 (АБХМ) в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 2.

Как видно, при трансформации располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,р}$ (при $t_{ВТ1} = 250...260^\circ\text{C}$ и $t_{ВТ2} = 110^\circ\text{C}$) в ЭХМ с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,27$ получаемая (располагаемая) холодопроизводительность $Q_{0р(0,27)}$ даже несколько больше ее величины $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры $t_{в2} = 22^\circ\text{C}$. Применение более эффективных ВАХМ с $\zeta = 0,6$ или АБХМ с $\zeta = 0,7$ позволяет получать холодопроизводительности $Q_{0р(0,6)}$ и $Q_{0р(0,7)}$, значительно большие, чем требуется для покрытия затрат холода $Q_{0,22}$. Однако при этом следует учитывать, что минимальная температура охлажденного воздуха $t_{в2}$ лимитируется температурой хладоносителя ТХМ: для ЭХМ и ВАХМ – температурой кипения НРТ t_0 ($t_{в2} = 22^\circ\text{C}$ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), для АБХМ – температурой холодной воды $t_{х,в}$ ($t_{в2} = 24...27^\circ\text{C}$ при $t_{х,в} = 7...10^\circ\text{C}$). Для ЭХМ и ВАХМ возможны и более низкие температуры кипения НРТ $t_0 = 1...2^\circ\text{C}$ (соответственно $t_{в2} = 18...19^\circ\text{C}$), но при этом тепловые коэффициенты будут гораздо ниже: $\zeta \approx 0,2$, что потребует больших затрат теплоты.

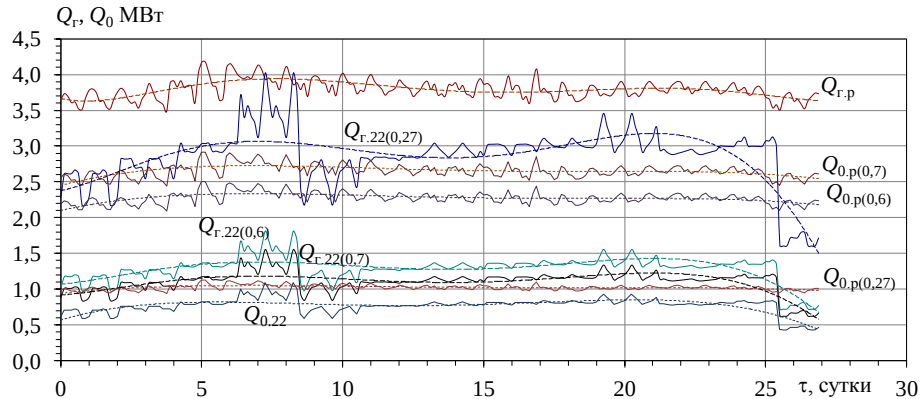


Рис. 2. Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха МОД 6S60MC6.1-TI эксплуатационной мощностью 10 МВт (расход воздуха 24 кг/с) до потенциально возможной температуры $t_{б22} = 22^\circ\text{C}$, располагаемой холодопроизводительности $Q_{0p(0,6)}$ и $Q_{0p(0,7)}$, получаемой трансформацией располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,р}$ (при $t_{BT1} = 250...260^\circ\text{C}$ и $t_{BT2} = 110^\circ\text{C}$) в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,27$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$, т.е. $t_{б22} = 22^\circ\text{C}$), 0,6 (ВАХМ) и 0,7 (АБХМ), а также требуемой теплоты $Q_{г,22(0,27)}$, $Q_{г,22(0,6)}$ и $Q_{г,22(0,7)}$ для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{б2} = 22^\circ\text{C}$ при ее трансформации в холод при разных тепловых коэффициентах: $\zeta = 0,27$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), 0,6 (ВАХМ) и 0,7 (АБХМ) в течение рейса Одесса–Йокогама

Дополнительное охлаждение наддувочного воздуха в ТХМ (после его охлаждения в традиционном ОНВ забортной водой до температуры $t_{бв2}$) до температуры $t_{б2}$, т.е. на величину $\Delta t_b = t_{бв2} - t_{б2}$, обеспечивает сокращение удельного b_e и общего B_T расходов топлива.

Как видно из рис. 2, холодопроизводительность $Q_{0,22}$, требуемая для охлаждения наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры $t_{б2} = 22^\circ\text{C}$ (ЭХМ при $t_0 = 5^\circ\text{C}$), меняется в течение рейса. Поэтому необходимо решать вопросы определения рациональной установленной (проектной) холодопроизводительности (холодильной мощности ЭХМ) Q_0 , которая должна обеспечивать, с одной стороны, получение наибольшего эффекта (за рейс), например максимальной экономии топлива, а с другой, по возможности как можно большую загруженность ЭХМ [5]. Иначе при завышенной установленной холодильной мощности Q_0 будет иметь место невысокий коэффициент использования ЭХМ (эксплуатация не на полную мощность и, следовательно, завышенные капитальные затраты на ЭХМ), а при заниженной Q_0 , наоборот, – недоохлаждение наддувочного воздуха МОД при повышенных температурах $t_{нв}$ и $t_{зв}$.

При этом затраты холода (холодопроизводительность) Q_0 , требуемые для охлаждения наддувочного воздуха до определенной температуры $t_{б2}$, соответственно и экономии топлива, получаемую за счет более глубокого – по сравнению с традиционным охлаждением воздуха забортной водой – снижения температуры наддувочного воздуха $\Delta t_b =$

$t_{бв2} - t_{б2}$, рассчитывали для текущих климатических условий (температуры наружного воздуха, соответственно и воздуха на входе ТК двигателя, и охлаждающей воздух забортной воды $t_{зв}$) с интервалом, например, 3 часа.

Значения экономии топлива за рейс ΔB_T за счет охлаждения наддувочного воздуха МОД до температуры $t_{б2} = 22^\circ\text{C}$ в зависимости от затрат холодильной мощности $Q_0 = G_b \xi c_{вл} (t_{бв2} - t_{б2})$ (рейс Одесса–Йокогама, 1.07...27.07.2009) приведены на рис. 3.

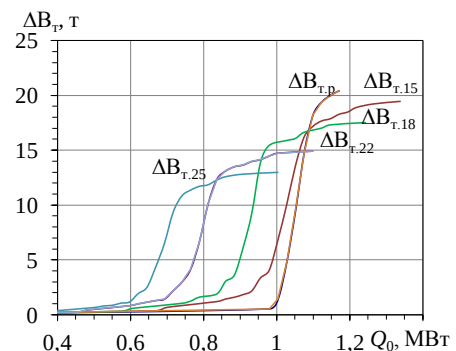


Рис. 3. Экономия топлива за рейс ΔB_m за счет охлаждения наддувочного воздуха МОД до температуры $t_{б2} = 22^\circ\text{C}$ в зависимости от затрат холодильной мощности Q_0

Как видно из рисунка, рациональная установленная (проектная) холодильная мощность ЭХМ (холодопроизводительность) Q_0 , которая обеспечивает наибольшую экономию топлива за рейс Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009) при охлаждении наддувочного воздуха до потенциально возможной минимальной температуры воздуха $t_{б2} =$

22 °C, причем при высоких темпах ее наращивания, составляет $Q_0 = 1,0$ МВт.

Заключение

Рассмотрены некоторые аспекты методологии определения рациональной установленной (проектной) холодильной мощности теплоиспользующей установки охлаждения наддувочного воздуха для климатических условий эксплуатации судна на конкретной рейсовой линии, которая обеспечивает наибольшую экономию топлива при охлаждении воздуха до потенциально возможной минимальной температуры, причем при высоких темпах ее наращивания.

Список литературы:

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p. 2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission [Electronic resource] // MAN B&W Diesel A/S. – Copenhagen, Denmark, 2005. – 15 p. – Access mode: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/thermo-efficiency-system.pdf?sfvrsn=22>. 3. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. 4. Радченко, Р.Н. Анализ альтернативных вариантов охлаждения циклового воздуха малооборотного дизеля транспортного судна [Текст] / Р.Н. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2014, № 5 (112). – С. 104–108. 5. Радченко Р.Н. Потенциал охлаждения циклового воздуха главного судового дизеля [Текст] / Р.Н. Радченко // Зб. наук. праць НУК. – 2013. – Вип. № 5-6 (450). – С. 9–14.

6. Radchenko A. Method of thermo-hour potential of gas turbine inlet air chilling and designing of rational chillers for varying climatic conditions of performance [Text] / A. Radchenko // Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. – Szczecin, Poland. – 2014. – P. 325–331.

Bibliography (transliterated):

1. Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines (2010), MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 17 p. 2. Thermo Efficiency System (TES) for reduction of fuel consumption and CO₂ emission (2005), MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 15 p. – Access mode: <http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/thermo-efficiency-system.pdf?sfvrsn=22>. 3. MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines (2010), Copenhagen, Denmark: MAN Diesel. 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf. 4. Radchenko, R.N. (2014), "Analysis of alternative variants of low speed diesel cyclic air chilling on transport ship", Aerospace Technic and Technology ["Analiz alternativnykh variantov ohlazhdeniya ciklovogo vozduha malooborotnogo dizelya transportnogo sudna", Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija], № 5/112, pp. 104–108. 5. Radchenko, R.N. (2013), "Potential of marine main diesel cyclic air chilling", Collection of scientific works of NUS ["Analiz alternativnykh variantov ohlazhdeniya ciklovogo vozduha malooborotnogo dizelya transportnogo sudna", Zbirnyk naukovykh prac NUK], № 5-6/450, pp. 9–14. 6. Radchenko, A. (2014), "Method of thermo-hour potential of gas turbine inlet air chilling and designing of rational chillers for varying climatic conditions of performance", Proceedings of the 15 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE–2014. – Szczecin, Poland, pp. 325–331.

Поступила в редакцию 22.06.2016 г.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrad69@mail.ru.
Николай Семенович Богданов – аспирант Национального университета "Одесская морская академия".

МЕТОДОЛОГІЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВСТАНОВЛЕНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ УСТАНОВКИ ОХОЛОДЖЕННЯ НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ТРАНСПОРТНОГО СУДНА

А.М. Радченко, М.С. Богданов

Розглянуті деякі аспекти методології визначення раціональної встановленої (проектної) холодної потужності тепловикористовуючої установки охолодження наддувочного повітря головного двигуна, які забезпечують максимальну економію палива для кліматичних умов експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії. При цьому наддувне повітря охолоджується до більш низької температури порівняно з традиційною системою його охолодження забортною водою, а тепловикористовуюча холодна машина утилізує теплоту наддувочного повітря після турбокомпресора. Особливістю методології є те, що встановлену холодної потужності тепловикористовуючої установки охолодження наддувочного повітря вибирають, виходячи з високих темпів приросту економії палива за рейс.

THE METHODOLOGY FOR DETERMINING THE INSTALLED REFRIGERATION COOLING BY WASTE HEAT RECOVERY POWER CHARGING AIR MAIN ENGINE TRANSPORT SHIP

R.N. Radchenko, N.S. Bohdanov

Discusses some aspects of the methodology to determine the rational installed (design) of the refrigeration cooling by waste heat recovery power charging air main engine for maximum fuel economy for the climatic conditions of operation of a vessel for a specific voyage line. While charging the air cools down to a lower temperature compared to the traditional system of cooling seawater, and waste heat the refrigeration machine recycles the warmth of charge air cooler after the turbocharger. The peculiarity of the methodology is that the installed cooling by waste heat recovery power charging air cooling installation choose based on the high rate of increment of fuel savings per flight.

А. И. Воронков, И.Н. Никитченко

ВЛИЯНИЕ ПОДОГРЕВА СЖАТОГО ВОЗДУХА НА ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПНЕВМОДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрены экспериментальные данные об изменении по скоростным характеристикам эффективных показателей рабочего процесса четырехцилиндрового поршневого пневмодвигателя $D/S = 76/66$ мм с золотниковым воздухораспределителем без подогрева и с подогревом сжатого воздуха на входе. Показано что, подогрев сжатого воздуха оказывает положительное влияние на энергетические и экономические показатели рабочего процесса: увеличивается мощность и крутящий момент, сокращается часовой и удельный расход воздуха, существенно возрастает эффективный коэффициент полезного действия.

Введение

Несмотря на то, что имеется значительное число публикаций [1–8] о применении пневмодвигателей в различных машинах, сведений о влиянии подогрева сжатого воздуха, на котором они работают, пока что не встречалось.

На кафедре ДВС ХНАДУ проведено экспериментальное исследование опытного поршневого пневматического двигателя. Результаты данного исследования частично опубликованы [9], где в частности показано как воздействует подогрев воздуха на индикаторный процесс двигателя.

В данной статье тема подогрева сжатого воздуха в пневмодвигателях при их использовании на автомобилях продолжает свое развитие и рассматривается влияние подогрева сжатого воздуха на эффективные показатели работы пневмодвигателя.

Объект и методика исследования

Целью проведенных исследований пневмодвигателя является определение влияния величины подогрева сжатого воздуха перед его поступлением в воздухораспределитель на основные энергетические и экономические показатели рабочего процесса.

Объект исследования – поршневой V-образный четырехцилиндровый пневматический двигатель с золотниковым воздухораспределением размерностью $D/S = 76/66$ мм. Такой двигатель рассматривается как составная часть комбинированной (гибридной) энергетической установки (КЭУ) транспортного средства. Он может, например, работать на автомобиле рядом с двигателем внутреннего сгорания, заменяя его на режимах малых нагрузок (движение в «пробках», во время парковок и т.п.), т.е. на режимах неблагоприятных для ДВС по части топливной экономичности и токсичности выбросов с отработавшими газами.

Испытания пневмодвигателя проводились путем снятия скоростных характеристик при давлениях сжатого воздуха на входе, представляющих наибольший практический интерес: $p_{вх} = 0,7$ и $0,9$ МПа. Испытания двигателя проводились в два эта-

па. На первом этапе двигатель испытывался без подогрева подаваемого воздуха при температуре, равной температуре окружающей среды $t_{вх} = t_{о.с} = 20$ °С.

На втором этапе скоростная характеристика снималась при $p_{вх} = 0,7$ МПа при неизменном подогреве $\Delta t_{под} = 90$ °, т.е. при постоянной температуре на входе $t_{вх} = 110$ °С; а скоростная характеристика при $p_{вх} = 0,9$ МПа снималась при подогреве воздуха $\Delta t_{под} = 95$ °, т.е. при $t_{вх} = 115$ °С.

При снятии каждой скоростной характеристики регистрировались 6–8 режимов от минимальной частоты вращения коленвала $n_{min} \approx 200$ мин⁻¹ до максимальной $n_{max} \approx 1000$ мин⁻¹. На каждом регистрируемом режиме испытаний снималась индикаторная диаграмма первого левого цилиндра, и одновременно фиксировались все измеряемые параметры работы двигателя.

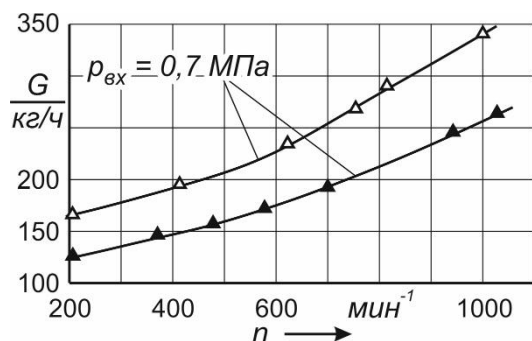
Результаты исследования

В отличие от индикаторного процесса, где подогрев сжатого воздуха [9], влияет только на экономические индикаторные показатели (удельную индикаторную работу l_i , кДж/кг, удельный индикаторный расход сжатого воздуха g_i , кг/(кВт·ч) и эксергетический индикаторный КПД η_{iex}) и совершенно не влияет на его энергетические индикаторные показатели (цикловую индикаторную работу L_i , кДж, агрегатную индикаторную секундную работу – индикаторную мощность N_i , кВт, и среднее индикаторное давление p_i , МПа), эффективные показатели пневмодвигателя как экономические, так и энергетические в результате подогрева воздуха изменяются положительно.

Прежде всего, отметим положительное изменение важнейшего экономического показателя – часового расхода сжатого воздуха G , кг/ч (рис. 1).

На режимах максимальной эффективной мощности по скоростным характеристикам вели-

чина G снизилась при $p_{\text{вх}} = 0,7$ МПа (скоростной режим $n = 628 \text{ мин}^{-1}$) с 236 до 177 кг/ч или на 25 %, а при $p_{\text{вх}} = 0,9$ МПа ($n = 700 \text{ мин}^{-1}$) с 360 до 270 кг/ч, что также составляет 25 %. Учитывая, что



подогрев воздуха составлял $90-95^\circ\text{C}$, каждые 10° повышения его температуры на входе $t_{\text{вх}}$ снижают его расход на 2,6–2,8 %, что весьма существенно.

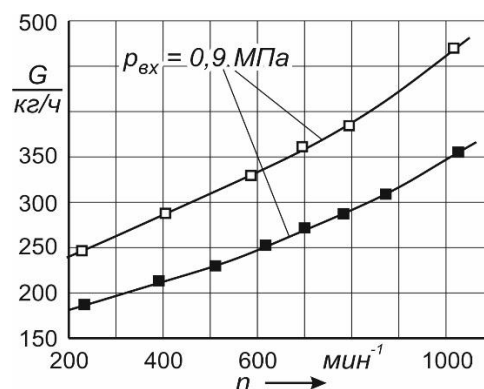


Рис. 1. Изменение массового часового расхода сжатого воздуха пневмодвигателя G по скоростным характеристикам

Эффективная мощность пневмодвигателя при подогреве воздуха на входе, как видно из рис. 2, заметно возрастает.

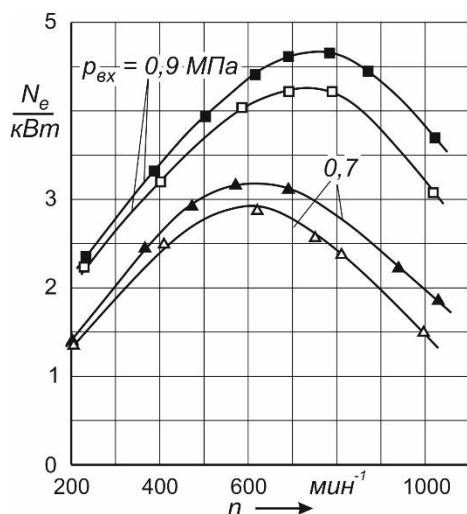


Рис. 2. Изменение эффективной мощности пневмодвигателя по скоростным характеристикам без подогрева (Δ ; $\square$) и с подогревом ($\blacktriangle$; $\blacksquare$) сжатого воздуха на входе

На режимах максимальной мощности по скоростным характеристикам величина N_e возросла при $p_{\text{вх}} = 0,7$ МПа с 2,85 до 3,18 кВт или на 11,7 %, а при $p_{\text{вх}} = 0,9$ МПа с 4,17 до 4,66 кВт или на 11,8 %. Это значит, что каждые 10° подогрева воздуха на входе увеличивают максимальную эффективную мощность пневмодвигателя по рассмотренным двум скоростным характеристикам при 0,7 и 0,9 МПа на 1,2–1,3 %. Эти закономерности изменения эффективной мощности пневмодвигателя по ско-

ростным характеристикам, показанные на рис. 2, как показал анализ, полностью соответствуют закономерностям снижения по скоростным характеристикам мощности механических потерь пневмодвигателя, приведенных на рис. 3.

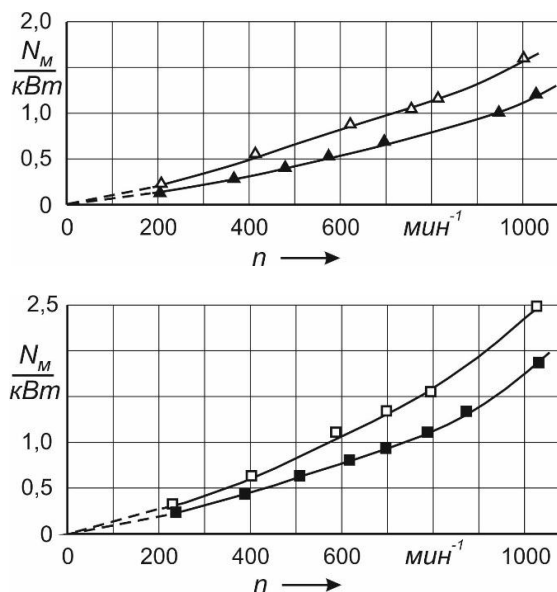


Рис. 3. Изменение мощности механических потерь пневмодвигателя N_m по скоростным характеристикам без подогрева (Δ , $\square$) и с подогревом ($\blacktriangle$, $\blacksquare$) сжатого воздуха на входе

Поскольку экспериментальные исследования [9] показали, что при подогреве воздуха индикаторная мощность пневмодвигателя не изменяется, то его эффективная мощность может возрастать только за счет снижения механических потерь двигателя. При подогретом на входе воздухе процессы наполнения, расширения и выпуска протекают при

более высоких температурах как рабочего тела, так и деталей цилиндно-поршневой группы. При этом уменьшается вязкость смазочного масла и, как следствие, работа сил трения снижается, уменьшаются механические потери в двигателе.

Снижение мощности механических потерь служит прибавкой к эффективной мощности пневмодвигателя N_e и приводит, прежде всего, к возрастанию механического КПД $\eta_M = N_e / N_i$ (рис. 4).

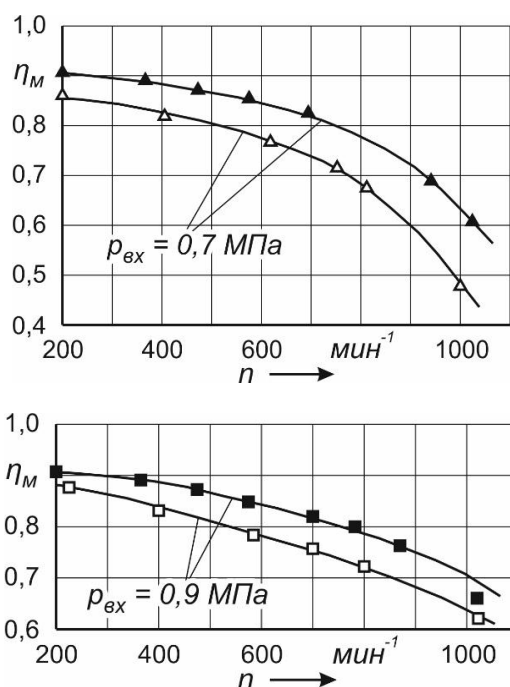


Рис. 4. Изменение механического КПД пневмодвигателя η_M при его работе по скоростным характеристикам без подогрева (Δ , $\square$) и с подогревом ($\blacktriangle$, $\blacksquare$) сжатого воздуха на входе

Таким образом, определяющими факторами, оказывающими основное влияние подогрева воздуха на рабочий процесс пневмодвигателя являются часовой расход энергоносителя – часового расхода сжатого воздуха G и эффективной мощности N_e (рис. 1, 2). Остальные эффективные показатели рабочего процесса являются по существу производными величинами от этих двух.

Удельный эффективный расход сжатого воздуха $g_e = G / N_e$, кг/(кВт·ч), снижается в наибольшей мере, что видно из формулы его определения – числитель G уменьшается, а знаменатель N_e – увеличивается на всех режимах скоростных характеристик (рис. 5, 6).

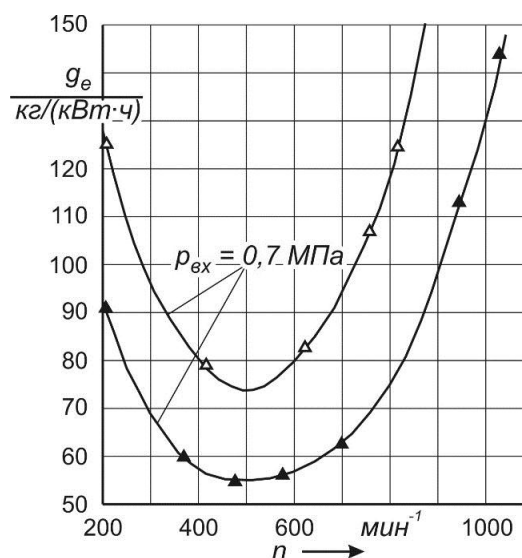


Рис. 5. Изменение удельного эффективного расхода сжатого воздуха g_e при работе пневмодвигателя по скоростным характеристикам $p_{вх} = 0,7$ МПа (Δ – без подогрева; $\blacktriangle$ – с подогревом воздуха на входе)

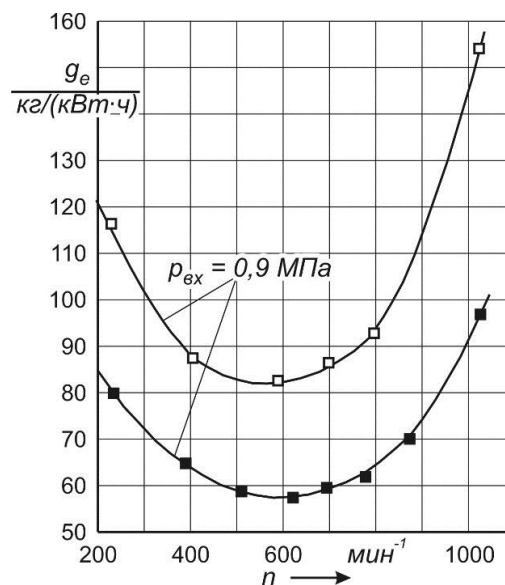


Рис. 6. Изменение удельного эффективного расхода сжатого воздуха g_e кг/(кВт · ч) при работе пневмодвигателя по скоростным характеристикам $p_{вх} = 0,9$ МПа ($\square$ – без подогрева; $\blacksquare$ – с подогревом воздуха на входе)

Величина минимального эффективного удельного расхода воздуха по скоростным характеристикам $g_e^{\min}$ в результате подогрева снизилась:

– при $p_{вх} = 0,7$ МПа с 74,0 до 55,0 кг/(кВт·ч), или на 25,7 %;

– при $p_{\text{вх}} = 0,9$ МПа с 82,0 до 57,5 кДж/(кВт·ч), или на 30 %.

Если учесть, что подогрев воздуха составлял 90–95 °, то каждые десять градусов подогрева снижают минимальный удельный эффективный расход энергоносителя – сжатого воздуха по рассмотренным скоростным характеристикам на 2,9–3,2 %, т.е. в среднем на 3 %. Заметим также, что по мере роста давления $p_{\text{вх}}$ минимальные значения g_e несколько сдвигаются в сторону более высоких частот вращения при работе двигателя как без подогрева, так и с подогревом воздуха. В данном случае величина g_e^{min} сдвинулась с 500 до 600 мин⁻¹.

Удельная эффективная работа рабочего тела $l_e = N_e \cdot 3600 / G$, кДж/кг, в результате подогрева воздуха изменилась также положительно (рис. 7) – она заметно возросла.

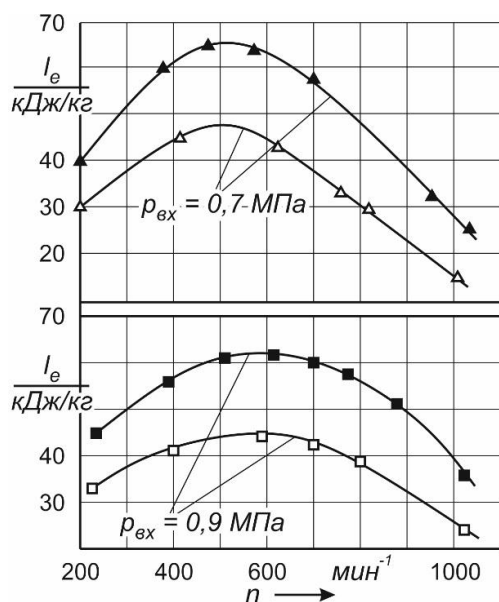


Рис. 7. Изменение удельной эффективной работы L , кДж/кг, при работе пневмодвигателя по скоростным характеристикам без подогрева ($\square$, Δ) и с подогревом ($\blacksquare$, $\blacktriangle$) сжатого воздуха на входе

Так максимальная величина этой работы по скоростным характеристикам l_e^{max} возросла:

- при $p_{\text{вх}} = 0,7$ МПа с 48,0 до 65,0 кДж/кг, или на 35,4 %;
- при $p_{\text{вх}} = 0,9$ МПа с 44,0 до 62,0 кДж/кг, или на 40,9 %.

Это означает, что каждые 10 ° подогрева воздуха увеличивают его удельную работу в пневмодвигателе в среднем на 4,1 %.

Подогрев поступающего сжатого воздуха в пневмодвигатель положительно сказался на его

тяговом показателе – эффективном крутящем моменте M_e : его величина на всех режимах обеих скоростных характеристик возросла – на $\Delta M_e = 5$ –6 Н·м (рис. 8), что в относительных величинах соответствует 8 % при $n = 200$ мин⁻¹ и примерно 33 % при $n = 1000$ мин⁻¹.

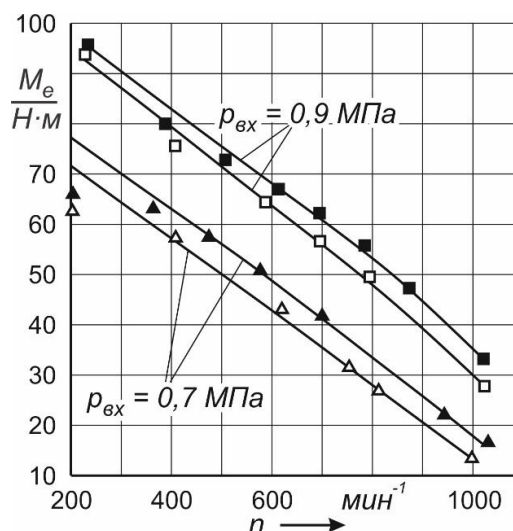


Рис. 8. Изменение эффективного крутящего момента M_e при его работе по скоростным характеристикам $p_{\text{вх}} = 0,7$ МПа и $p_{\text{вх}} = 0,9$ МПа без подогрева ($\square$; Δ) и с подогревом ($\blacksquare$; $\blacktriangle$) воздуха на входе

Изменение среднего эффективного давления p_e (рис. 9), всегда повторяет закономерность изменения по скоростным характеристикам эффективного крутящего момента: оно увеличилось при подогреве воздуха на величину $\Delta p_e = 0,020$ – $0,025$ МПа, что составляет примерно 6–8 % при $n = 200$ мин⁻¹ (когда p_e имеет самые высокие значения) и около 30 % при $n = 1000$ мин⁻¹ (когда p_e имеет самые низкие значения).

Изменение по скоростным характеристикам литровой мощности $N_{\text{л}}$, кВт/дм³, (рис. 10) по форме, естественно, повторяет закономерность изменения эффективной мощности N_e . Увеличение $N_{\text{л}}$ при подогреве воздуха, так же как и N_e , объясняется снижением затрат энергии на механические потери, что подробно было рассмотрено выше. На режимах максимальных значений $N_{\text{л}}$ прирост мощности $\Delta N_{\text{л}}$ от подогрева воздуха составлял при $p_{\text{вх}} = 0,7$ МПа 0,5 кВт/дм³ или 21 % и при $p_{\text{вх}} = 0,9$ МПа, 0,7 кВт/дм³ или 20 %.

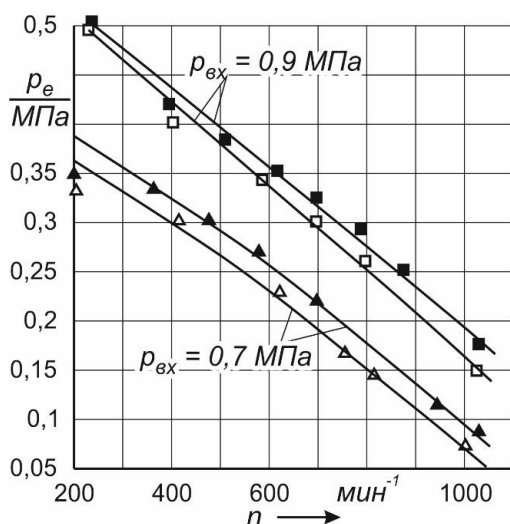


Рис. 9. Изменение среднего эффективного давления пневмодвигателя p_e при его работе по скоростным характеристикам без подогрева ($\square$, Δ) и с подогревом ($\blacksquare$; $\blacktriangle$) сжатого воздуха на входе

Следствием снижения расхода сжатого воздуха G и увеличения эффективной мощности двигателя N_e в результате подогрева воздуха является также рост эффективных КПД: адиабатического $\eta_{e ад} = N_e / N_{ад}^{расп}$ и эксергетического $\eta_{e ex} = N_e / Ex_i$ (где $N_{ад}^{расп}$ – располагаемая энергия адиабатного расширения потока сжатого воздуха по условиям на входе в двигатель, кВт; Ex_i – эксергия энтальпии воздушного потока по условиям на входе, кВт).

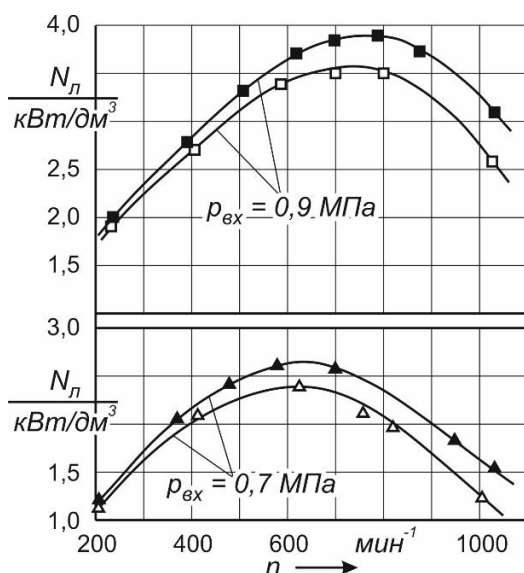


Рис. 10. Изменение литровой мощности пневмодвигателя N_l , кВт/дм³ при его работе по скоростным характеристикам без подогрева ($\square$, Δ) и с подогревом ($\blacksquare$; $\blacktriangle$) сжатого воздуха на входе

На рис. 11 показано как изменяется по скоростным характеристикам величина эффективного адиабатного КПД в результате подогрева сжатого воздуха на входе в пневмодвигатель.

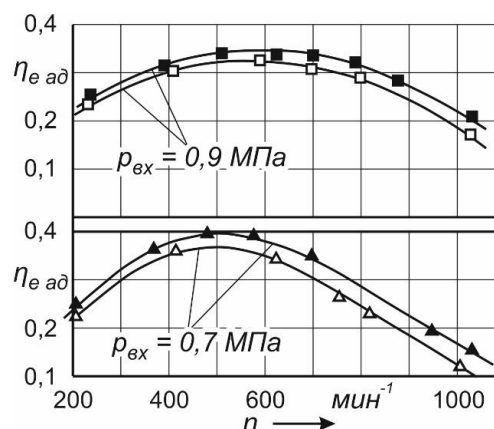


Рис. 11. Изменение эффективного адиабатического КПД пневмодвигателя $\eta_{e ад}$ при его работе по скоростным характеристикам без подогрева (Δ ; $\square$) и с подогревом ($\blacktriangle$; $\blacksquare$) сжатого воздуха на входе

На режиме максимальной эффективной мощности N_e^{max} она возросла:

– при $p_{вх} = 0,7$ МПа ($n = 628$ мин⁻¹) с 0,343 до 0,376 или если принять исходное значение за 100 %, то рост составил 9,6 %;

– при $p_{вх} = 0,9$ МПа ($n = 700$ мин⁻¹) с 0,304 до 0,328 или на 7,9 %.

Таким образом, в среднем каждые 10° подогрева воздуха увеличивают эффективный адиабатный КПД пневмодвигателя примерно на 1 %.

Выводы

1. Подогрев поступающего в пневмодвигатель сжатого воздуха оказывает положительное влияние на энергетические и экономические показатели рабочего процесса – увеличивается мощность и крутящий момент, сокращается часовой и удельный расход воздуха, существенно возрастает эффективный коэффициент полезного действия.

2. Подогрев сжатого воздуха на впуске позволяет увеличить максимально допустимую степень расширения рабочего тела в цилиндре пневмодвигателя, что дополнительно повышает его экономичность.

Однако следует сделать важную оговорку: изложенные выводы об эффективности подогрева воздуха сделаны без учета затрат тепловой энергии на этот подогрев, т. е. для случая, когда пневмо-

двигатель используется как составная часть гибридной силовой установки автомобиля и подогрев воздуха осуществляется утилизацией бросовой теплоты отработавших газов параллельно работающего двигателя внутреннего сгорания.

Список литературы:

1. Туренко А.Н. О требованиях к конструкции и рабочему процессу пневмодвигателя для комбинированной энергоустановки автомобиля / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук и др. // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2006. – Вып. 18. – С. 7-12. 2. Бажин О.В. Гібридні автомобілі / О.В. Бажин, О.П. Смирнов, С.А. Серіков та ін. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 328 с. 3. Смирнов О. П. Характерні режими роботи гібридної енергетичної установки автомобіля / О. П. Смирнов, В. І. Калмиков // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Вып. 18. – С. 13-15. 4. Жданов Е. Международная автосалон NAJAS-2010 в Детройте / Е. Жданов // Автостроение за рубежом. – 2010. – № 4. – С. 2-5. 5. Борисенко К. С. Пневматические двигатели горных машин / К. С. Борисенко. – Москва: Углетехиздат, 1958. – 208 с. 6. Зеленецкий С. Б. Ротационные пневматические двигатели / С. Б. Зеленецкий, Е. Д. Рябов, А. Г. Микеров. – Ленинград: Машиностроение, 1976. – 240 с. 7. Дегтярев В. И. Шахтные пневмоторы / В. И. Дегтярев, В. И. Мьяковский, К. С. Борисенко. – Москва: Недра, 1979. – 192 с. 8. Зиневич В. Д. Поршневые и шестерные пневмодвигатели горно-шахтного оборудования / В. Д. Зиневич, Л. А. Гешлин. – Москва: Недра, 1982. – 200 с. 9. Воронков А.И. Рабочий процесс автомобильного пневмодвигателя: монография / А.И. Воронков, И.Н. Никитченко. – Харьков: ХНАДУ, 2015. – 200 с.

Bibliography (transliterated):

1. Turenko, A.N., Bogomolov, V.A., Abramchuk, F.I. (2006), On requirements to design and operation process of the pneumatic engine for combined vehicle power unit [O trebovaniyah k konstrukcii i rabochemu processu pnevmodvigatelja dla kombinirovannoj energoustanovki avtomobilja], Road transport: a collection of scientific papers, vol. 18, pp. 7-12. 2. Bazhynov, O.V., Smirnov, O.P., Syerikov, S.A., (2008), Hybrid vechicles [Hibrydni avtomobili], Kharkov, KhNADU Publ., 328 p. 3. Smirnov, O.P., Kalmikov, V.I., (2006), Specific operation modes of the vehicle power unit [Harakterni rezhimi roboti gi bridnoj energetichnoj ustanovki avtomobilja], Road transport: a collection of scientific papers, vol. 18, pp. 13-15. 4. Zhdanov, E., (2010), International Motor Show NAJAS - 2010 in Detroit [Mezhdunarodnyj avtosalon NAJAS-2010 v Detrojte], Autostructure abroad, № 4, pp. 2-5. 5. Borisenko, K.S., (1958), Mining machine pneumatic Engine, [Pnevmaticheskie dvigateli gornyh mashin], Moscow, Ugletehizdat Publ., 208 p. 6. Zeleneckij, S.B., Rjabov, E.D., Mikerov, A.G. (1976), Rotary pneumatic engines, [Rotacionnye pnevmaticheskie dvigateli], Leningrad, Mashinostroenie Publ., 240 p. 7. Degtyarev, V.I., Mjalkovskij, V.I., Borisenko, K.S., (1979), Mine pneumatic motors [Shahtnye pnevmotory], Moscow, Nedra Publ., 192 p. 8. Zinevich, V.D., Geshlin, L.A., (1982), Piston and gear pneumatic engines of mining equipment [Porshnevye i shesternye pnevmodvigateli gornoshahtnogo oborudovaniya], Moscow, Nedra Publ., 200 p. 9. Voronkov, A.I., Nikitchenko, I.N., (2015), Workflow automotive air motor: a monograph [Rabochij process avtomobil'nogo pnevmodvigatelja: monografija], Kharkov: HNADU, 200 p.

Поступила в редакцию 22.06.2016 г.

Воронков Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры ДВЗ Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua.

Никитченко Игорь Николаевич – канд. техн. наук, ассистент кафедры ДВЗ Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: igor_nikita@mail.ru.

ВПЛИВ ПІДГРІВУ СТИСНУТОГО ПОВІТРЯ НА ЕФЕКТИВНІ ПОКАЗНИКИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПНЕВМОДВИГУНА

О. І. Воронков, І.М. Нікітченко

Розглянуті експериментальні дані зміни за швидкісними характеристиками ефективних показників робочого процесу чотирициліндрового поршневого пневмодвигуна D/S = 76/66 із золотниковим повітророзподільником без підігріву та з підігрівом стисненого повітря на вході. Показано що, підігрів стисненого повітря вносить позитивний вплив на енергетичні та економічні показники робочого процесу: збільшується потужність і крутний момент, скорочується часова і питома витрата повітря, суттєво зростає ефективний коефіцієнт корисної дії.

INFLUENCE OF COMPRESSED HEATED AIR ON EFFECTIVE PERFORMANCE OF THE PNEUMOENGINE WORKFLOW

A. Voronkov, I. Nikitchenko

The experimental data on the change in speed characteristics of effective indicators of the four-cylinder piston air motor D/S = 76/66 mm with a spool air distributor with unheated and heated compressed inlet air are considered. It is shown that heating the compressed air has a positive effect on the energy and economic performance of the workflow: increased power and torque, reduced hours and specific air consumption significantly increases the effective efficiency.

А.В. Грицюк, И.С. Ревелюк, В.К. Савич, В.И. Вахрушев

МЕТОДИЧЕСКИЙ ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИЛИКОНОВЫХ ДЕМПФЕРОВ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Представлены результаты методического подхода к разработке экспериментальной установки для проверки эффективности силиконового демпфера. Сформулированы требования, которым должна отвечать экспериментальная установка, определен ее принцип действия, общая компоновочная схема и описан результат ее создания. Проведена апробация работы установки путем испытания серийных гасителей крутильных колебаний дизелей ЗТД-3А с определением требуемого коэффициента гашения. Даны рекомендации касательно дальнейшего использования отработанной базы для физического моделирования работы проектируемого демпфера дизелей 6ДТНА.

Введение

Для снижения крутильных колебаний коленчатого вала дизеля типа 6ДТНА рекомендовано использовать малогабаритный силиконовый демпфер уменьшенной энергоемкости [1].

Процесс создания такого демпфера невозможен без оценки эффективности работы его опытных образцов. Эффективность виброзащитных систем принято оценивать соотношением величин какого-либо характерного параметра колебаний объекта при отсутствии виброзащиты и с виброзащитным устройством [2,3]. Эффективность работы демпфера оценивается с помощью коэффициента гашения Φ , который определяется как отношение средних значений динамических нагрузок на резонансном режиме без гасителя (M_a) и с ним (M_{ac}):

$$\Phi = \frac{M_a}{M_{ac}}.$$

Коэффициент гашения можно определить, установив силиконовый демпфер на двигатель и проведя полный цикл испытаний на крутильные колебания. Однако на этапе проектирования двигателя данный путь реализовать невозможно. В таком случае требуется физическое моделирование исследуемых процессов, т.е. экспериментальное изучение различных физических явлений, основанное на их физическом подобии.

Решение такой задачи и явилось целью данной статьи.

Методика определения коэффициента гашения силиконового демпфера крутильных колебаний. Для определения коэффициента гашения силиконового демпфера при физическом моделировании его работы необходимо определить амплитуду динамического момента на резонансном режиме (M_a) при работе экспериментальной установки без гасителя. После чего установить испытываемый гаситель и повторить эксперимент, определив амплитуду динамического момента на резонансном режиме (M_{ac}) при работе установки с

гасителем. Зная значения этих амплитуд, следует определить коэффициент гашения Φ .

Для определения коэффициента гашения Φ необходимо было определить требуемые характеристики колебательной системы установки и произвести ее настройку, т.е. подобрать параметры (массовые моменты инерции инерционных масс и податливость рессоры) таким образом, чтобы резонансная частота колебаний системы совпадала с той частотой, на которую настроен силиконовый демпфер.

Для этого проведен расчет крутильных колебаний колебательной системы экспериментальной установки для проверки коэффициента гашения силиконового демпфера. При расчете крутильных колебаний обоснованно принимаем, что крутильная схема является одностепенной, с заземленным одним концом рессоры [4, 5]. Исходные данные для расчета представлены в таблицах 1,2.

Результаты выполненного расчета приведены в таблице 3.

Таблица 1. Расчетная жесткость рессоры

Диаметр рессоры, мм	Расчетная длина рессоры, мм	Жесткость рессоры, Н·м
27	520	8110

Таблица 2. Расчетные моменты инерции масс

	Диаметр, мм	Длина, мм	Момент инерции, кг·м ²
Муфта крепления рессоры	217	90	0,15
Маховик стенда	230	95	0,2
Гаситель			0,09

После определения параметров колебательной системы выполняется статическая тарировка тензорезисторов на рессоре с определением тарировочного коэффициента:

$$\kappa = \frac{\Delta M}{\Delta U_0} \left(\frac{\text{кгм}}{\text{мВ}} \right),$$

где $\Delta M = M_{\max} - M_{\min}$, $M_{\max}$ – максимальное значение момента при тарировке, $M_{\min}$ – минимальное значение момента. ΔU_0 – соответствующее изменение выходного напряжения применяемого тензоусилителя.

Таблица 3. Результаты расчетного моделирования крутильных колебаний установки

	Угловая амплитуда возбуждения $\varphi_a, ^\circ$	Резонансная частота $n, \text{мин}^{-1}$	Амплитуда динамического момента $M_a, \text{Н} \cdot \text{м}$
Без гасителя	0,51	1440	4360
	0,35	1440	3000
	0,25	1440	2150
С гасителем	0,25	1290	700

Таким образом, определен следующий алгоритм экспериментального определения эффективности работы демпфера:

При работе установки без гасителя установить угол качания, начиная с минимального, такой, чтобы при резонансе амплитуда динамического момента составляла $M_a = 1500 \dots 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Амплитуду динамического момента на резонансе определить по показаниям вольтметра, измеряющего эффективное значение напряжения U_{Σ} . Амплитуду динамического момента определить по формуле:

$$M_a = \kappa \cdot U_{\Sigma} \cdot \sqrt{2},$$

где κ – тарировочный коэффициент.

После чего установить испытываемый гаситель на установку и на режимах резонанса измерить максимальное значение напряжения U_{Σ_2} по вольтметру. Амплитуду динамического момента определить по формуле:

$$M_{a_2} = \kappa \cdot U_{\Sigma_2} \cdot \sqrt{2}.$$

Эффективность работы гасителя определить по формуле:

$$\Phi = \frac{M_a}{M_{a_2}} = \frac{U_{\Sigma}}{U_{\Sigma_2}}.$$

Универсальная установка для оценки эффективности гашения колебаний силиконовым демпфером. Экспериментальная установка должна была отвечать следующим требованиям:

- обеспечивать изменение частоты возбуждения системы в широком диапазоне;
- иметь возможность изменять угловую амплитуду возбуждения;
- обеспечивать достаточную точность измерений.

Отвечающая всем этим характеристикам установка была разработана в Государственном предприятии “Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению”. В этой установке колебания системы возникают в результате качательного движения упругого элемента.

Общий вид установки представлен на рис. 1. Она состоит из кривошипного возбудителя 1, упругого элемента – рессоры 2, и инерционной массы в которую входят маховик 3 и испытываемый гаситель 4. Кривошипный возбудитель задает качательное движение (крутильные колебания) системе и позволяет регулировать частоту вынужденных колебаний. Схема установки для проверки гасителей крутильных колебаний представлена на рис. 2.

Принцип действия установки заключается в том, что кривошипный возбудитель динамических перемещений, приводимый от электродвигателя постоянного тока, преобразует вращательное движение вала электродвигателя в качательное движение рессоры, тем самым вызывая колебания системы.

Измерение величины амплитуды динамического момента осуществляется с помощью тензорезистора, расположенного на рессоре, а угловой амплитуды возбуждения – посредством специального измерительного устройства, установленного в зоне заделки рессоры со стороны, противоположной колеблющейся массе.

Измерительная часть (рис. 3) состоит из:

- измерителя угловой амплитуды возбуждения;
- тензорезисторного датчика измерения амплитуды динамического момента;

- индукционного датчика частоты возмущающих колебаний;
- частотомера ЧЗ-34 для измерения частоты колебаний системы;
- аппаратуры тензометрической на несущей частоте (тензоусилителя) 4АНЧ-22;
- аналого-цифрового преобразователя (АЦП) ADA-1406;
- вольтметра переменного напряжения В7-26;
- осциллографа С1-69;
- ЭВМ.

Сигнал с тензорезисторов, наклеенных на рессоре, поступает на первый канал тензоусилителя. На выходе из тензоусилителя сигнал измеряется вольтметром, а форма сигнала отображается с помощью осциллографа. Резонанс определяется при резком возрастании амплитуды выходного напряжения. Для регистрации процесса на выход тензоусилителя подключен АЦП, который преобразует аналоговый сигнал в цифровой, что позволяет, с помощью программного обеспечения Power Graph, сохранять информацию в памяти ЭВМ для дальнейшей обработки.

Частота резонанса определяется с помощью индукционного датчика и частотомера. Датчик установлен напротив шестерни Z60, напрессован-

ной на вал возбуждителя динамических перемещений.

В качестве измерителя угловой амплитуды возбуждения используется “балочка” из стеклотекстолита с наклеенными тензорезисторами, подключенная ко второму каналу тензоусилителя. На второй выходной канал тензоусилителя также подключен АЦП для регистрации и обработки совместно с сигналом, снимаемым с тензодатчика на рессоре.

Оценка демпфирующих свойств гасителя осуществляется путем сравнения величин амплитуд динамического момента, развиваемого в колеблющейся системе на резонансном режиме, без демпфера и при его наличии.

Основным унифицированным узлом для стендов описываемого типа является возбуждатель динамических перемещений [6]. Конструктивной особенностью возбуждателя является то, что в эксцентричной расточке главного вала помещается кривошипный вал, угловое положение которого, задаваемое блоком спаренных шестерен, позволяет уменьшать или увеличивать амплитуду возмущающего перемещения, передаваемого колеблющейся системе. Главный вал возбуждателя получает вращение от электродвигателя постоянного тока через клиноременную передачу.

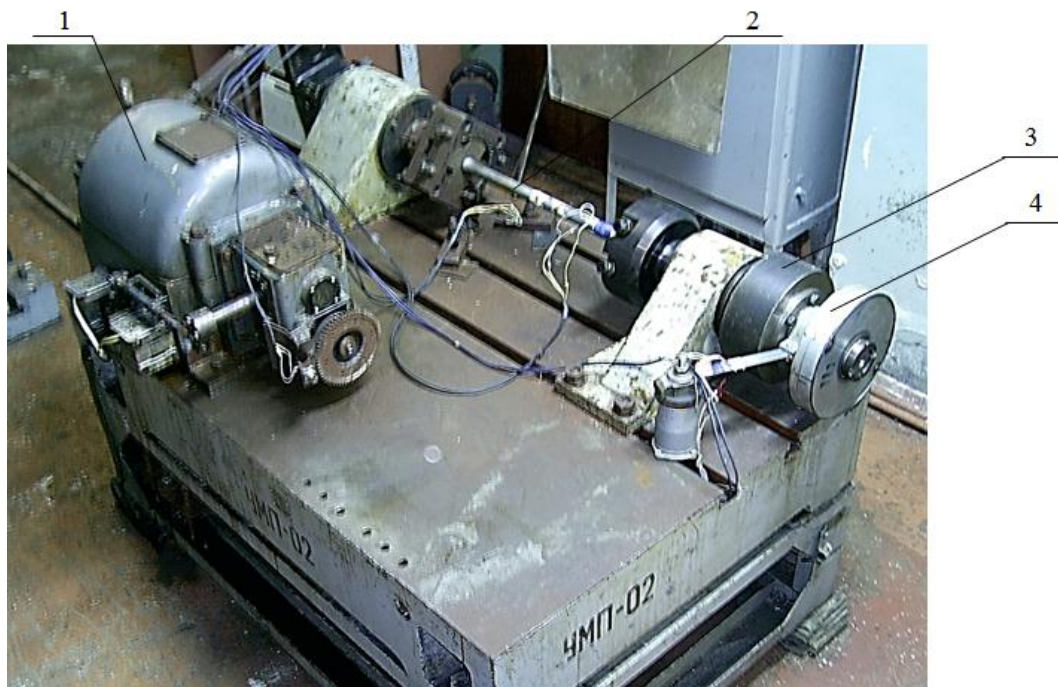


Рис. 1. Установка для проверки гасителей крутильных колебаний:

1 – кривошипный возбуждатель динамических перемещений с приводом от электродвигателя; 2 – рессора;
3 – маховик; 4 – испытываемый гаситель

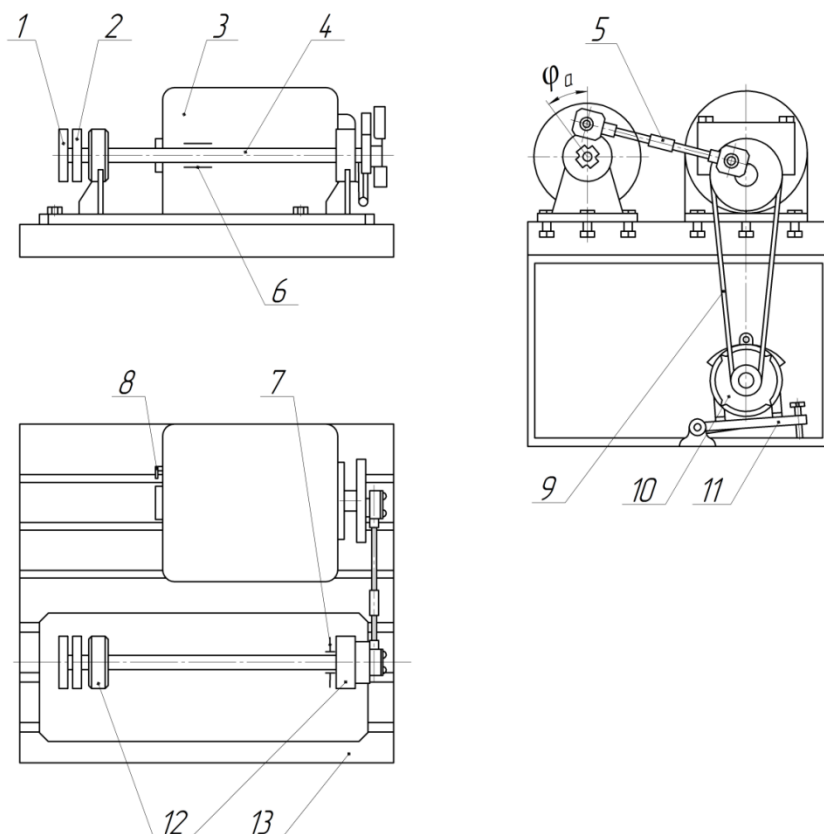


Рис. 2. Схема установки для проверки гасителей крутильных колебаний:

1 – контролируемый гаситель; 2 – маховик; 3 – возбудитель динамических перемещений; 4 – упругий элемент (рессора) колеблющейся системы; 5 – четырехзвенный механизм; 6 – тензорезисторы; 7 – измеритель угловой амплитуды возбуждения; 8 – датчик частоты возмущающих колебаний; 9 – клиноременная передача; 10 – электродвигатель постоянного тока; 11 – подвижная опорная плита электродвигателя; 12 – опорные стойки колеблющейся системы; 13 – станина; φ_a – угловая амплитуда возбуждения задающего звена

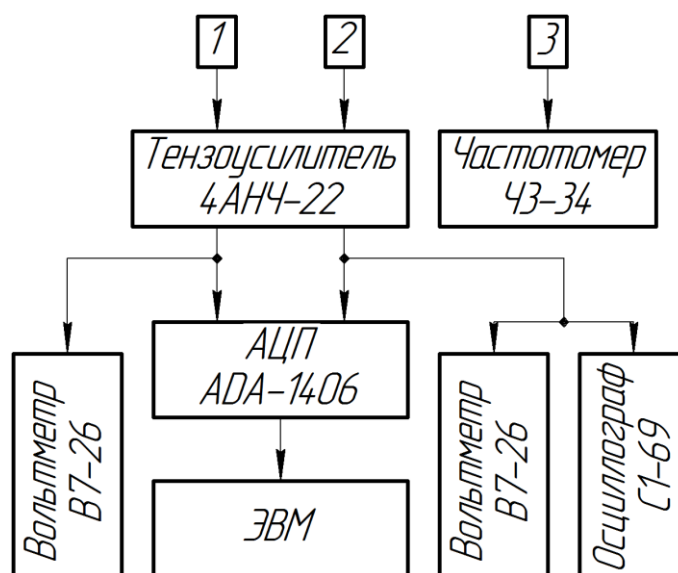


Рис. 3. Измерительная блок-схема:

1 – измеритель угловой амплитуды возбуждения; 2 – тензодатчик измерения амплитуды динамического момента; 3 – датчик частоты возмущающих колебаний

Для изменения частоты возбуждения могут быть изменены диаметры шкивов клиноременной передачи или частота вращения вала электродвигателя, который допускает плавную регулировку скорости в необходимых пределах, плавный пуск и торможение. Двигатель установлен на качающейся платформе, позволяющей регулировать натяжение ремня.

Захваты рессоры имеют центральные шлицевые отверстия для размещения головок рессоры и крестообразный внешний контур, позволяющий крепить захваты в корпусах, установленных в подшипниках стоек.

Результаты апробационных и серийных приемо-сдаточных испытаний силиконового демпфера.

Первоначально проводились испытания установки без гасителя при амплитудах угла качания задающего звена $\varphi_a = 0,51^\circ$; $\varphi_a = 0,35^\circ$; $\varphi_a = 0,25^\circ$.

На рис. 4 представлена осциллограмма работы установки при угле $\varphi_a = 0,51^\circ$. Из рассмотрения осциллограммы видно, что с увеличением частоты система входит в резонансный режим. Динамические нагрузки возрастают до $M_d = 2400$ Н·м, но система не может преодолеть резонанс из-за огра-

ниченной мощности привода. Выход из резонансной зоны осуществлялся выключением приводного электродвигателя.

В дальнейшем опыты проводились при расчетных углах возбуждения $\varphi_a = 0,35^\circ$ и $\varphi_a = 0,25^\circ$. В опыте при угле возбуждения $\varphi_a = 0,35^\circ$ пройти резонансный режим также не удалось, а вот при угле $\varphi_a = 0,25^\circ$ система успешно преодолела резонансный режим.

На рис. 5 представлены результаты опыта № 1 при угле $\varphi_a = 0,25^\circ$. Резонансная частота колебаний упругой системы составила 1330 мин^{-1} . Максимальный динамический момент $M_d = 2150$ Н·м. Система успешно преодолевает резонансный режим при увеличении частоты вращения вала электродвигателя.

Для определения стабильности результатов провели опыт № 2 при тех же параметрах возбуждения. Резонансная частота составила 1335 мин^{-1} , амплитуда момента $M_d = 2020$ Н·м.

Результаты опытов № 1 и № 2 при работе установки с углом качания $\varphi_a = 0,25^\circ$, свидетельствуют о достаточной стабильности предлагаемой методики, что позволило перейти к испытаниям гасителя.

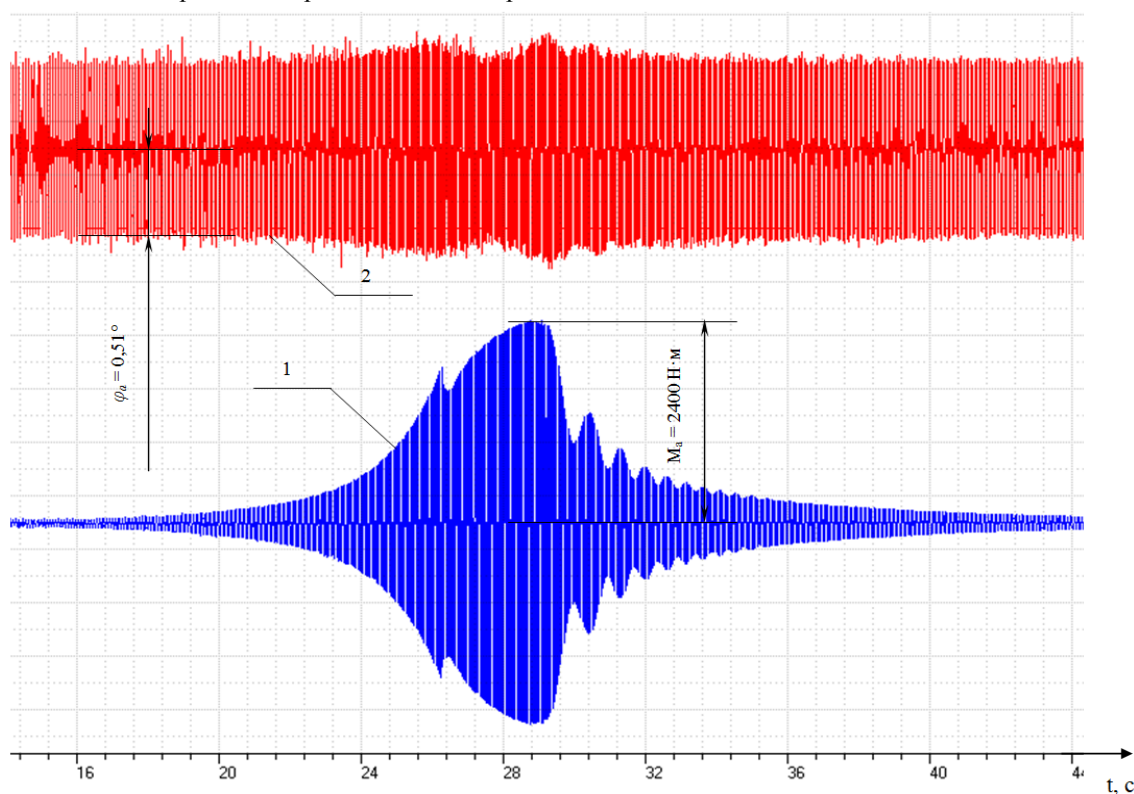


Рис. 4. Осциллограмма. Испытания установки без гасителя.

Исходный угол качания $\varphi_a = 0,51^\circ$:

1 – динамический момент на рессоре (M_d); 2 – угол качания (φ_a)

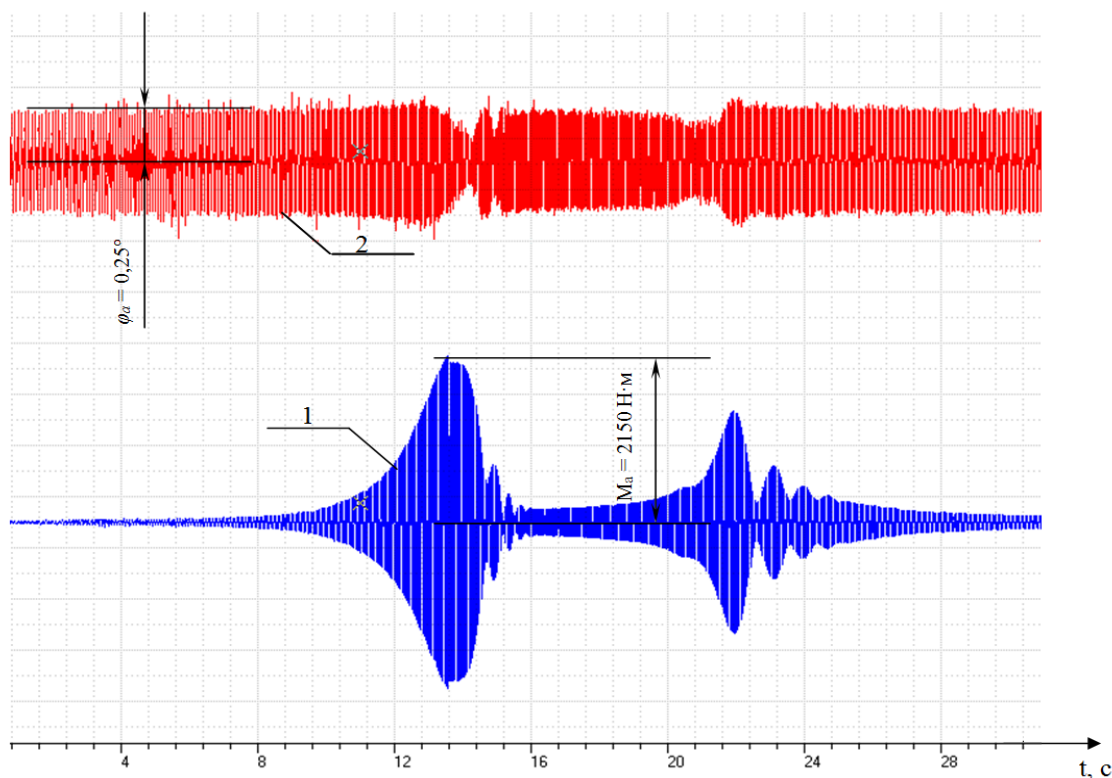


Рис. 5. Осциллограмма. Испытания установки без гасителя.

Исходный угол качания $\varphi_a = 0,25^\circ$:

1 – динамический момент на рессоре (M_a); 2 – угол качания (φ_a)

Для отработки методики был выбран гаситель 494Б.38Сб, изготовленный опытным производством по существующей технологии.

На рис. 6 представлены результаты испытания на созданной установке серийного гасителя 494Б.38Сб трехцилиндрового дизеля серии ТД [1], выбранного в качестве прототипа при разработке силиконового демпфера для дизелей типа БДТНА при угле возбуждения $\varphi_a = 0,25^\circ$. Амплитуда максимального момента на резонансе составила $M_a = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при частоте 1090 мин^{-1} . Результаты испытаний сведены в таблицу 4.

Таблица 4. Результаты испытаний опытного гасителя

	$\varphi_a, ^\circ$	$n_{\text{рез}}, \text{ мин}^{-1}$	$M_a, \text{ Н}\cdot\text{м}$
Без гасителя	0,51	1330	2400
	0,35	1340	2300
	0,25	1330	2150
	0,25	1335	2020
С гасителем	0,25	1090	700
	0,25	1085	720

На основании результатов эксперимента (табл. 4) определяем эффективность гашения крутильных колебаний гасителем 494Б.38Сб.

$$\Phi = \frac{M_a}{M_{a2}}.$$

Результаты определения эффективности гасителя представлены в таблице 5.

Таблица 5. Эффективность гасителя

	Без гасителя		С гасителем
	I серия опытов	II серия опытов	
Среднее значение $M_a, \text{ Н}\cdot\text{м}$	2150	2020	710
Эффективность Φ			3,0

Создание экспериментальной установки и методики расчета Φ позволило провести контроль гасителей 494Б.38Сб серийного производства дизелей 3ТД-3А, изготовленных ГП “Завод им. В.А. Малышева”. Результатом этого явилось определение математического ожидания коэффициента гашения Φ на основании результатов работы главной

передачи и элементов приводов агрегатов дизеля в эксплуатации. В процессе испытаний было установлено, что при установке демпферов с коэффициентом гашения $\Phi < 2,0$ имели место значительные разрушения элементов приводов агрегатов дизеля, а гасители с $\Phi > 4,5$ к установке на двигатель не допускались, так как наблюдался сильный нагрев корпуса демпфера. Также было установле-

но, что математическое ожидание коэффициента гашения 86 силиконовых демпферов, обеспечивающих надежную работу узлов привода агрегатов дизеля 3ТД-3А в эксплуатации, составляет 3,22 с дисперсией 1,14, и эта величина может быть принята в качестве требуемого значения коэффициента гашения Φ .

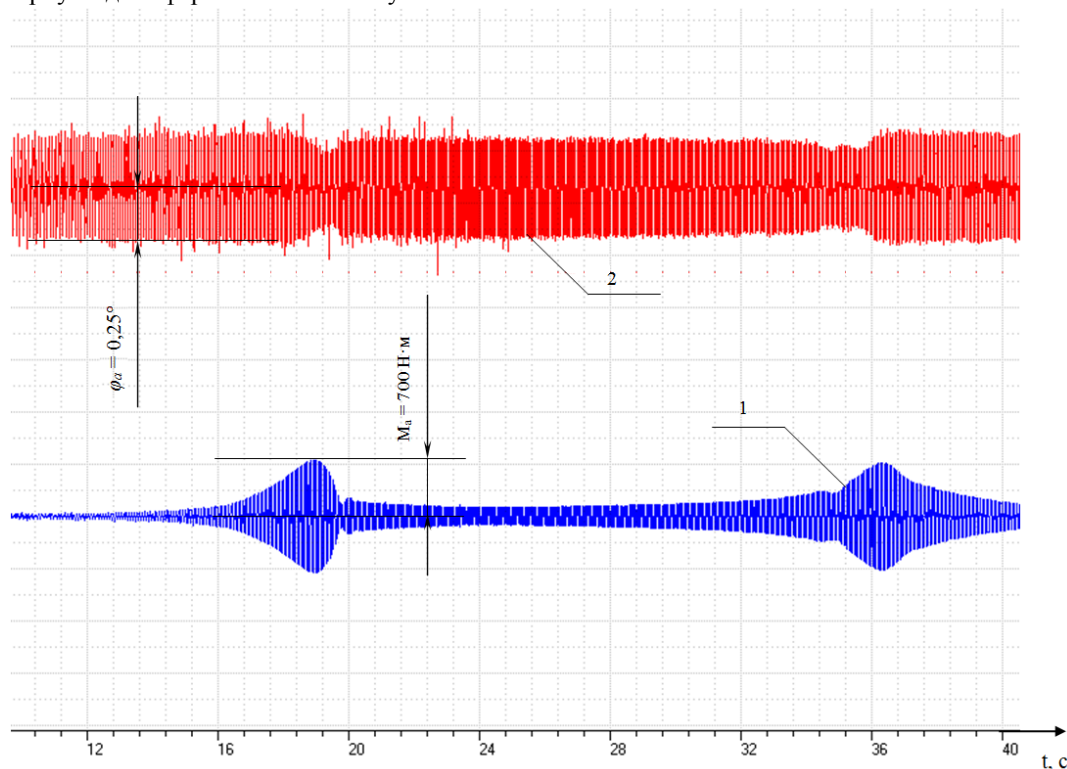


Рис. 6. Осциллограмма. Испытания установки с гасителем.

Исходный угол качания $\varphi_a = 0,25^\circ$:

1 – динамический момент на рессоре (M_d); 2 – угол качания (φ_a)

При этом факторы, определяющие величину Φ и возможность управления ими, не изучены и должны стать одной из задач дальнейших исследований при проектировании демпфера дизеля типа 6ДТНА.

Выводы

1. Методический подход к разработке экспериментальной установки для проверки эффективности силиконовых демпферов крутильных колебаний, как и сама изготовленная установка, позволили осуществить контроль эффективности серийно изготавливаемых гасителей дизеля 3ТД-3А, определить и принять в качестве требуемого коэффициента гашения $\Phi = 3,22$.

2. Опробованную при серийном изготовлении дизелей 3ТД-3А универсальную установку и экспериментально установленную величину требуемого коэффициента гашения целесообразно использовать как базу при физическом моделировании процессов, подлежащих исследованию при

создании демпфера крутильных колебаний для дизелей типа 6ДТНА.

Список литературы:

1. Грицюк А.В. Обоснование выбора способа демпфирования крутильных колебаний коленчатого вала высокооборотного дизеля 6ДТНА на этапе его проектирования / А.В. Грицюк, Ф.И. Абрамчук, В.К. Савич, А.Н. Врублевский, И.С. Ревелюк // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал. – 2015. – № 1. – С. 38–43.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова. 1981. – 456 с.
4. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. Изд. 2-е, переработ. и доп. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». М., «Высш. школа», 1970. – 328с.
5. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. – М.: ГИФМЛ, 1959 – 439с.
6. Машины и приборы для про-

граммных испытаний на усталость. Под редакц. д.т.н. М.Э. Гарфа, "Наукова думка", Киев. – 1970. С.107...121.

Bibliography (transliterated):

1. Gritsyuk A.V., Abramchuk F.I., Savich V.K., Vrublevskii A.N., Revelyuk I.S. (2015), "Justification of damping method selection of crankshaft torsional vibration of 6DTNA high-rpm diesel at the stage of its design", *Internal combustion engines: All-Ukrainian scientific-technical journal* ["Obosnovanie vybora sposoba dempfirovaniya krutyl'nykh kolebaniy kolenchatogo vala vysokooborotnogo dizelya 6DTNA na etape ego proektirovaniya"], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Vseukrainskii nauchno-tehnicheskii zhurnal*, no. 1, pp. 38–43. 2. Frolov K. V., Popov S. A., Musatov A. K. and other (1987), "Theory of gearing and machines: manual for higher education"

[*"Teoriya mekhanizmov i mashin: Ucheb. dlya vtuzov"*], Vyssh. shk., Moscow, 496 p. 3. Frolov K. V. (1981), "Defence from vibration and shocks" Vol. 6, *Vibration in engineering: the quick reference*. In 6 vol. [*"Zashchita ot vibratsii i udarov"* t. 6, *Vibratsii v tekhnike: Spravochnik*. V 6-ti t.], Mashinostroenie, Moscow, 456 p. 4. Popyk K.G. (1970) *Dynamic of automobile and tractor engines*, 2nd edition, manual for higher education on specialty "Internal combustion engines" [Dinamika avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei. Izd. 2-e. Uchebnik dlya vuzov po spetsial'nosti "Dvigateli vnutrennego sgoraniya"], Vyssh. Shkola, Moscow, 328 p. 5. Timoshenko S. P. (1959), *Vibration problems in engineering* [Kolebaniya v inzhenernom dele], GIFML publ., Moscow, 439 p. 6. Edited by Doctor of Technical Sciences Garf M.E. (1970), *Machines and equipment for programmatic fatigue tests* [Mashiny i pribory dlya programnykh ispytaniy na ustalost'], "Naukova dumka", Kiev, pp. 107...121.

Поступила в редакцію 10.06.2016 г.

Грицюк Александр Васильевич – доктор техн. наук, с.н.с., заместитель генерального конструктора по НИР - главный конструктор Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: dthkdb@ukr.net.

Ревелюк Иван Сергеевич – аспирант кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: norad88@mail.ru

Савич Виктор Константинович – начальник отдела Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Вахрушев Виктор Иванович – начальник сектора Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

МЕТОДИЧНИЙ ПІДХІД ДО РОЗРОБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПЕРЕВІРКИ ЕФЕКТИВНОСТІ СИЛІКОНОВИХ ДЕМПФЕРІВ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

О.В. Грицюк, І.С. Ревелюк, В.К. Савич, В.І. Вахрушев

Представлені результати методичного підходу до розробки експериментальної установки для перевірки ефективності силіконового демпфера. Сформульовано вимоги, яким повинна відповідати експериментальна установка, визначено її принцип дії, загальна компоновальна схема та описано результат її створення. Проведено апробацію роботи установки шляхом випробування серійних гасителів дизелів 3ТД-3А з визначенням необхідного коефіцієнта гасіння Φ . Надано рекомендації щодо подальшого використання відпрацьованої бази для фізичного моделювання роботи демпфера, що проектується, дизелів 6ДТНА.

A METHODOICAL APPROACH TO DESIGNING EXPERIMENTAL SETUP TO TEST THE EFFECTIVENESS OF SILICONE TORSIONAL OSCILLATION DAMPERS

A.V. Gritsyuk, I.S. Revelyuk, V.K. Savich, V.I. Vakhrushev

Presents the results of a methodological approach to the development of the experimental setup to test the effectiveness of silicone damper. Formulated requirements, which should respond to the experimental setup, defined its method of operation, general layout scheme and describes the outcome of its creation. Approbation of the work set by testing serial mathematical diesels 3TD-3A with a definition of the desired blanking coefficient Φ . recommendations regarding further use of the well-established framework for physical modeling work designed damper diesels 6DTNA.

УДК 621.43.06

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.06

О.В. Триньов, С.О. Самійленко

ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОЗАХИСНОГО ПОКРИТТЯ ДЛЯ ПОЛІПШЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ВИПУСКНИХ КЛАПАНІВ ФОРСОВАНОГО ДИЗЕЛЯ

Наведені результати розрахункових досліджень теплонапруженого стану випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля на усталених і перехідних режимах скидання – накидання навантаження. Проаналізовано вплив теплозахисного емалевого покриття на теплонапружений стан тарілки клапана. Відзначається зменшення амплітуди накидів і просідань термічних напружень на перехідних режимах, на випускних клапанах з теплоізолюючим покриттям. Використовується нестационарна математична модель на основі методу скінченних елементів.

Вступ

Процеси теплопередачі, які протікають в камері згоряння (КЗ) форсованих за літровою потужністю сучасних дизелів автотракторного типу, від-

значаються значною щільністю і нерівномірністю теплових потоків. При цьому рівень температур і термомеханічних напружень в деталях КЗ, зокрема у випускних клапанах, досягає критичних значень з

урахуванням теплофізичних властивостей матеріалів цих деталей. Теплові напруження в більшості випадків за своїм рівнем переважають механічні від сил тиску газів та сил інерції. Значним є також вплив процесів теплообміну на експлуатаційні показники ДВЗ, зокрема на процеси зношення, старіння моторного мастила, високотемпературну газову корозію, моторесурс в цілому.

Для підвищення працездатності деталей КЗ, як відомо, можливі і використовуються на практиці три основні групи методів регулювання теплового стану деталей КЗ. Перша група методів передбачає поліпшення теплового стану за рахунок інтенсифікації їх охолодження. Недоліком цього підходу є збільшення теплових витрат в системі змащення і охолодження, енергетичних витрат по двигуну, що негативно впливає на економічні показники ДВЗ. При цьому також суттєво можуть зростати температурні градієнти в деталях і температурні напруження.

Друга група методів базується на управлінні параметрами індикаторного процесу за рахунок вибору і підтримання оптимальних параметрів робочого процесу. У цьому зв'язку можна навести найбільш суттєві з них: коефіцієнт надлишку повітря, тиск наддувного повітря та його температура, фази газорозподілу, частота обертання колінчастого вала, кут випередження впорскування палива.

В проведеному дослідженні основна увага зосереджена на методах третьої групи регулювання теплового стану деталей КЗ і випускних клапанів зокрема. Методи цієї групи ґрунтуються на використанні теплового захисту деталей КЗ, застосуванні теплозахисного покриття.

Ідея теплового захисту теплообмінної поверхні деталей КЗ за допомогою керамічного та іншого покриття відома давно, в певний період навіть розглядалась як засіб кардинального поліпшення економічних показників ДВЗ (адіабатний ДВЗ), про що свідчить проведений в дослідженні аналіз літературних джерел. Однак запровадження в практику двигунобудування цих методів управління тепловим станом деталей КЗ, як раніше, так і зараз ускладнюється через низькі показники міцності покриття при змінних механічних і термічних навантаженнях, критичних напруженнях, що виникають в самому теплоізоляційному прошарку та на границі метал – покриття.

Таким чином, актуальною залишається задача вибору параметрів покриття, яке б поєднувало високий теплозахисний ефект, досконалу технологію нанесення на деталі КЗ та достатню міцність при прикладанні експлуатаційних навантажень.

В публікації наведені результати розрахункового дослідження теплонапруженого стану (ТНС) емалевого покриття, нанесеного на тарілку клапана випускного клапана швидкохідного дизеля з характерною для дизелів автотракторного типу розмірністю – 4ЧН12/14. Математична модель ТНС базується на даних експериментального дослідження дизеля на усталених і перехідних режимах скидання – накидання навантаження.

Аналіз публікацій

Значний обсяг публікацій щодо використання різних видів теплозахисного покриття пов'язаний з розробками адіабатного двигуна, зменшення втрат теплоти згоряння палива в системі змащення та охолодження. Найбільша щільність таких досліджень припадає на період з 1980 по 1988 роки. Узагальнення отриманих результатів, в тому числі і моторних експериментів, знаходимо, наприклад, у роботах [1, 2, 3].

Так у роботах [1, 2] аналізуються результати досліджень фірми Cummins, пов'язані з запровадженням теплоізоляційного покриття на основі діоксиду цирконію (ZrO_2) товщиною $\Delta = 0,64$ мм. Покриття було нанесено методом плазменного напилення на днище поршня, поверхню головки циліндрів зі сторони КЗ, а також на поверхні випускних клапанів, опорні фаски клапанів газорозподілу. Відзначається зниження витрат теплоти для 6 – циліндрового адіабатного двигуна потужністю $N_e = 120$ кВт від 28,3 до 12%, підвищені робочі температури деталей КЗ до 700 – 1000°C та ККД від 35,6 до 48%. При цьому маса дизеля зменшилася на 190 кг (двигун без системи охолодження).

В роботі [3] проаналізовано теплофізичні властивості різних видів керамічного покриття, яке найчастіше застосовується у двигунобудуванні, а також розглянуто технологічні питання, пов'язані з подальшою обробкою керамічних деталей. Основні властивості керамічних та конструкційних матеріалів наведені в табл.1. Зазначена таблиця надає можливість провести порівняльний аналіз властивостей відомих видів теплоізоляційного покриття з властивостями досліджуваного в даній роботі емалевого покриття випускного клапана (табл.2).

При використанні керамічного покриття, крім теплоізоляційного ефекту, не менш важливим чинником є його довговічність та надійність. Ці питання, стосовно саме емалевого покриття на поверхні днища поршня, розглядалися в роботах професора А.Ф. Шеховцова. Так в роботі [4] запропонована спрощена методика розрахунку термічних напружень в емалевому прошарку, яка враховує адгезію покриття з основним матеріалом, відносні термічні деформації прошарку ізоляції і матеріалу поршня,

нерівномірне нагрівання поверхні поршня від центру до периферії, механічні навантаження на

емалевий прошарок від сил тиску газів.

Таблиця 1. Порівняльна характеристика керамічних матеріалів та конструктивних металів

Матеріал	ρ , г/см ³	$\alpha \cdot 10^6$, град ⁻¹	λ , Вт/(м·К)	E , ГПа	σ_b , МПа	$\sigma_{\text{т}}$, МПа
Чавун	7,67	13	65	110	280	280
Al-сплави	2,8	21	160	75	220	220
SiC	3,1	4,6	100	410	500	420
SiN ₄	2,5	3,0	18	160	300	230
ZrO ₂	5,7	9,8	2,5	200	650	500
Al ₂ O ₃ + TiO ₂	3,0	2,5	2,0	15	50	35

Зазначається, що на критичний рівень напружень в практиці в основному впливають коефіцієнт теплопровідності емалі λ , товщина прошарку емалі Δ , різниця в коефіцієнтах лінійного розширення емалі і матеріалу поршня. При цьому зменшення λ та збільшення Δ з метою збільшення теплоізоляційного ефекту призводить до суттєвого зростання стискаючих напружень. Вплив λ сильніше проявляється в області більших Δ . При $\lambda < 0,2$ Вт/(м·К) для $\Delta > 0,5$ мм напруження стискання в кераміці перевищують допустимий рівень. Вказано на помірний теплоізолюючий ефект (20 – 40 °С), який проявляється на незначній відстані від теплообмінної поверхні алюмінієвого поршня, але при цьому суттєво знижуються амплітуди періодичних та аперіодичних температурних хвиль (при $\Delta \leq 0,5$ мм) на поверхні деталі, що, безумовно, позитивно впливає на термоутриму міцність матеріалу поршня [4].

Результати розрахунку ТНС емалевого прошарку, нанесеного на охолоджувану зовнішню поверхню чавунної (СЧ 21 – 40) гільзи циліндрів швидкохідного дизеля, розглядаються в роботі [5]. В даному випадку ставилася задача за допомогою покриття вирівняти температуру по висоті робочої поверхні гільзи, по-перше, локально охолоджуючи верхню, нагріту, частину гільзи і, по-друге, зменшуючи тепловідведення в охолоджуючу рідину на її нижній частині. Таким чином, змінюючи параметри охолоджувача (стиснене повітря) і підбираючи товщину Δ емалевого покриття, вдалося досягти оптимального рівня (160 – 170 °С) температур, при яких змащувальне мастило також має оптимальну в'язкість, зменшуються механічні витрати на тертя, підвищуються ефективні показники двигуна. При цьому для вирішення поставленої задачі було запропоновано використовувати емалеве покриття товщиною $\Delta = 0,5$ мм. При значеннях температур 160 – 170 °С на внутрішній поверхні гільзи і 95 – 100 °С на поверхні емалі зі сторони охолоджувальної рідини інтенсивність напружень в емалевому прошарку складала 80 ... 90 МПа – значне, але не критичне для емалі. Розроблена математична мо-

дель (ММ) ТНС локально охолоджуваної гільзи з емалевим покриттям була реалізована з використанням програмного забезпечення KROK (розроблено в ІПМаш НАН України) на основі методу скінченних елементів [5].

Мета та задачі дослідження:

Метою даної роботи було проведення розрахункового аналізу ефективності і надійності емалевого покриття на тарілці випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля.

В роботі ставилися і були вирішені наступні задачі:

- аналіз ефективності (теплоізолюючого ефекту) різних видів керамічного покриття, надійності, довговічності при нанесенні на деталі КЗ;
- уточнення, розширення можливостей ММ нестационарного ТНС випускного клапана швидкохідного автотракторного дизеля, пов'язаних з використанням теплової ізоляції;
- розрахункове моделювання ТНС випускного клапана для усталених і перехідних режимів скидання – накидання навантаження, змінюючи параметри покриття, а саме товщину Δ .

Основні результати дослідження

Об'єктом дослідження, як вже зазначалося, є випускний клапан швидкохідного дизеля 4ЧН 12/14. Вибір саме цієї конструкції, незважаючи на припинення виробництва цих дизелів в Україні, зумовлений розповсюдженістю цієї і близьких до неї розмірностей для двигунів автотракторного типу зарубіжних провідних виробників, а також значним обсягом, як розрахункових, так і експериментальних, що особливо важливо, досліджень з аналізу ТНС деталей клапанного вузла цього дизеля [6].

При визначенні впливу емалевого покриття на ТНС випускного клапана в проведеному дослідженні була використана розроблена раніше на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» нестационарна ММ серійного випускного клапана дизеля 4ЧН 12/14 ($N_e = 66,3$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹) [6]. Розробка і уточнення

такої моделі передбачали проведення в тому числі моторних випробувань на усталених і перехідних режимах скидання – накидання навантаження. В ході проведених експериментів з термометрії випускних клапанів були уточнені ГУ задачі теплопровідності на усталених режимах від режиму холостого ходу до номінального, а також побудовані управляючі функції $\Phi_\alpha(\tau)$ та $\Phi_\lambda(\tau)$ на окремих ділянках теплообмінної поверхні випускного клапана, які дозволяють змоделювати в часі τ зміну ГУ 3-го роду на перехідних режимах скидання – накидання навантаження.

Слід зауважити, що конструктивні зміни, які в даному випадку зводяться до нанесення тонкого теплоізоляційного шару (товщини шару в розрахунку задавалися в межах $\Delta = 0,5 - 1,5$ мм) на тарілку клапана, ніяким чином не можуть вплинути на зовнішні умови термічного і механічного навантаження. Можна зробити висновки, що розроблені раніше граничні умови та управляючі функції для серійного клапана можуть бути використані і для клапана з емалевою ізоляцією без змін.

В будь-якому випадку вирішення нестационарних задач теплопровідності і механіки вимагає задання теплофізичних властивостей клапанної сталі та емалевого покриття в залежності від температури, а також ГУ задачі теплопровідності та законів зміни ГУ управляючими функціями.

Розглянемо задання перелічених характеристик. Ґрунтовний аналіз теплофізичних властивос-

тей емалей, технології її нанесення на різні матеріали, досвід використання в різних галузях машинобудування наведено в книзі проф. Брагіної Л.Л [7]. Відзначаються насамперед низькі коефіцієнти теплопровідності ($\lambda = 0,84 - 1,24$ Вт/(м·К)), добра адгезія з металом, технології забезпечують можливості нанесення суцільного прошарку оптимальної товщини. За даними [7] в табл.2 наводяться основні теплофізичні властивості емалевого покриття, а також, для порівняння і зручності, властивості клапанної сталі 4Х9С2 (матеріал досліджуваного клапана, прийнятий в ММ).

Задання ГУ задачі теплопровідності. Розглядається вісесиметрична модель, приймаємо, що клапан постійно знаходиться в закритому стані. Для розробки ММ серійного клапана ГУ 3-го роду задачі теплопровідності попередньо розраховуються на основі теплового балансу, складеного для теплообмінної поверхні клапана, а потім уточнюються на основі результатів термометрії в моторному експерименті шляхом вирішення так званої «оберненої» задачі теплопровідності. Таким же чином і також на основі експериментальних результатів були побудовані і уточнені управляючі функції $\Phi_\alpha(\tau)$ та $\Phi_\lambda(\tau)$. Такий підхід в практиці математичного моделювання при вирішенні інженерних задач є переважаючим і основним. Для розв'язання задачі нестационарного ТНС випускного клапана з емалевим покриттям використовується програмне забезпечення KROK.

Таблиця 2. Теплофізичні властивості клапанної сталі 4Х9С2 [6]/ та емалеве покриття [7]

Характеристики	Значення характеристик при t °С						
	100	200	300	400	500	600	700
λ , Вт/(м·К)	14/0,84	17/0,845	20/0,845	21/0,85	22/0,85	22/0,85	23/–
$\alpha \cdot 10^6$, град ⁻¹	–/9,3	11,1/9,5	12/9,7	14,2/9,7	–	14,3/9,8	14,3/–
E , ГПа	–/78	209/77	206/75	199/75	190/75	175/74	154/74
σ_B , МПа	750/80	750/80	600/80	400/80	350/70	300/–	200/–

В дослідженні була використана схема розбиття теплообмінної поверхні на окремі ділянки теплообміну, представлена на рис.1. В даному випадку схема включає 12 ділянок теплообмінної

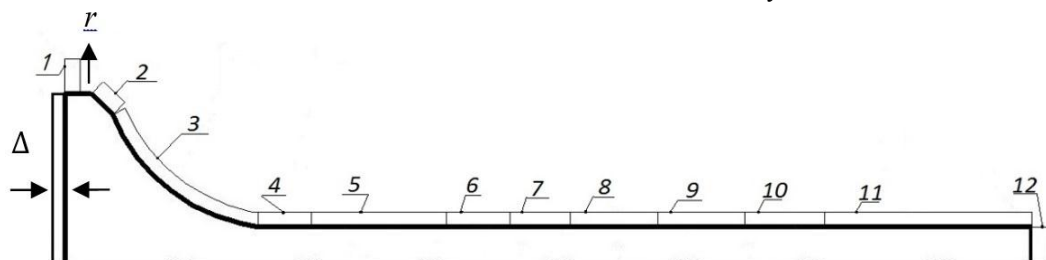


Рис.1. Схема задання ГУ задачі теплопровідності по ділянкам теплообмінної поверхні випускного клапана

В табл.3 наведено ГУ 3- го роду для режимів холостого ходу ($n = 800 \text{ хв}^{-1}$, режим А) та режиму, близького до номінального (режим Б, $N_e = 66,3 \text{ кВт}$, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$). Вибір цих режимів обумовлений тим, що саме для них в експерименті і в розрахунках моделювалися перехідні режими скидання –

накидання навантаження і були відпрацьовані управляючі функції $\Phi_a(\tau)$ та $\Phi_T(\tau)$.

Як зазначалося, моделювання перехідних режимів скидання – накидання навантаження має вирішальне значення для оцінки ТНС випускного клапана.

Таблиця 3. Граничні умови задачі теплопровідності для розрахункових режимів А і Б

№ ділянки		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
А	$\alpha, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	180	177	65	180	170	177	130	130	130	450	370	63
	$t, ^\circ\text{C}$	248	178	35	240	135	178	179	180	119	66	48	35
Б	$\alpha, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$	650	650	65	650	190	650	650	650	650	450	370	65
	$t, ^\circ\text{C}$	732	510	52	732	260	500	490	480	400	150	135	60

Для моделювання перехідних режимів скидання – накидання навантаження ($n = 800 \text{ хв}^{-1} \rightarrow n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 66,3 \text{ кВт}$) при розв'язанні нестационарної задачі теплопровідності були використані управляючі функції $\Phi_a(\tau)$ та $\Phi_T(\alpha)$, розроблені на основі термометрії серійного клапана по 4-м контрольним точкам на відповідних перехідних режимах [6].

Розглядалися наступні розрахункові варіанти.

1. Режим Б (усталений), розраховується ТНС серійного випускного клапана без емалевого покриття (базовий варіант).

2. Режим Б, товщина покриття становить $\Delta = 0,5 \text{ мм}$.

3. Накид навантаження на режимах А, Б ($A \rightarrow B$), товщина покриття $\Delta = 0,5 \text{ мм}$.

4. Скидання навантаження на режимах А, Б ($B \rightarrow A$), товщина покриття $\Delta = 0,5 \text{ мм}$.

5. Режим Б, товщина покриття $\Delta = 1,0 \text{ мм}$.

6. Режим Б, товщина покриття $\Delta = 1,5 \text{ мм}$.

7. Перехідний режим накиду навантаження $A \rightarrow B$, товщина покриття $\Delta = 1,5 \text{ мм}$.

8. Перехідний режим скидання навантаження $B \rightarrow A$, товщина покриття $\Delta = 1,5 \text{ мм}$.

Важливими для подальших порівняльних висновків є змодельовані режими скидання – накидання навантаження ($A \leftrightarrow B$) для серійного клапана. Ці результати були запозичені з роботи [6].

Розглянемо і проаналізуємо отримані результати для окремих варіантів.

1. Серійний клапан (базовий варіант). Температурне поле серійного клапана на нефорсованому режимі Б (середній ефективний тиск $p_e = 0,69 \text{ МПа}$) характеризується помірним рівнем температур. Для оцінки теплозахисного ефекту емалевого покриття основний інтерес представляє розподіл температур на нижній поверхні тарілки, яка виходить в КЗ і зазнає максимального термічного навантаження. Температури цієї поверхні змінюється в межах від

645 °С в центрі тарілки і до 625 °С поблизу опорної фаски клапана. В поверхневому прошарку тарілки на відстані до 5 мм від поверхні, рівень температур знижується на 15 – 20 °С. Характер проходження ізотерм в цілому є типовим для випускних клапанів швидкохідних дизелів (рис. 2). Можна вказати на недостатнє тепловідведення в головку циліндрів через вставне сідло клапана, про що свідчать порівняно низькі температурні градієнти в радіальному напрямку тарілки.

Напружений стан, якщо його оцінювати по інтенсивності напружень, далекий від критичних для матеріалу клапана (сталь 4Х9С2, $\sigma_b = 200 \text{ МПа}$ при $t = 700 ^\circ\text{C}$) і не перевищує 60 – 65 МПа в найбільш напружених зонах тарілки клапана (нижня, вогнева поверхня тарілки, зона опорної фаски клапана). Серед компонентів тензора напружень переважають колові напруження, максимальні значення яких на даному режимі не перевищують 60 – 63 МПа і зосереджені на нижній поверхні тарілки. Тарілка клапана стиснута до центру, максимальні напруження спостерігаються саме в центральній частині тарілки і на незначному віддаленні від нього.

Одним з розповсюджених дефектів випускних клапанів в умовах експлуатації з частими і різкими скиданнями і накиданнями навантаження є тріщини в зоні опорної фаски клапана. Використовуючи результати досліджень ТНС деталей клапанного вузла дизеля 4 ЧН 12/14 на стаціонарних режимах, проведених на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» [6], можна стверджувати, що причиною розтріскування є динамічні навантаження на перехідних режимах, а не статичні на усталених режимах при навіть значних рівнях форсування.

2. Для клапана з покриттям товщиною $\Delta = 0,5 \text{ мм}$ теплоізоляційний ефект прослідковується на незначній відстані (5–10 мм) від ізолюваної поверхні. Зниження температури по перетину складає

20– 30 °С. При цьому зменшується температурний градієнт в радіальному напрямку від центра тарілки до опорної фаски (610 – 615 °С – в центрі та 600 –605 °С – в зоні опорної фаски). Рівень найбільших колових напружень на металевій поверхні тарілки складає 50 – 52 МПа, напруження стискаючі. При цьому в самому емалевому прошарку також переважають колові стискаючі напруження в межах 30 – 75 МПа. Лінія максимальних напружень (40 – 75 МПа) чітко проходить по границі розділу металу і емалі.

3. Наклад навантаження від режиму А до режиму Б для клапана з покриттям супроводжується зростанням температур у всіх 4-х (рис. 2) контрольних точках тарілки клапана, але при цьому темп зростання уповільнюються, про що свідчать результати розрахунків. Для порівняльного аналізу розглядається найбільш напружена у нестационарному перехідному процесі зона тарілки (точка 3) серійного клапана. Результати розрахунків колових напружень (стискаючих «–») для серійного клапана і клапана з покриттям ($\Delta = 0,5$ мм) наведені в табл.4. Спостерігається в обох випадках закид термопружних колових напружень ($\tau = 20$ с), але за рахунок уповільнення приросту температури у ви-

падку теплоізолюваної поверхні тарілки закид (амплітуда) зменшується.

Спостерігається також закид термопружних стискаючих напружень у самому емалевому прошарку 205 МПа (на стискання емалеве покриття витримує напруження до 1200 МПа).

4. Особливості протікання перехідного процесу скидання навантаження від режиму Б до режиму холостого ходу А для клапана з покриттям $\Delta = 0,5$ мм в найбільш напруженій зоні тарілки можна проаналізувати за результатами розрахунків, наведених в таблиці 5.

Аналізуються зміни колових напружень в точці 3.

Як слідує з розрахунку ТНС, процес скидання навантаження супроводжується зміною знаку напружень, стискаючі напруження переходять у розтягуючі ($\tau = 3,5 – 60$ с), при цьому виникає так звана просадка напружень, що і сприяє виникненню термоутомних напружень в експлуатації з частою зміною режимів навантаження, появи тріщин в зоні опорної фаски клапана. Теплоізоляційний шар відслідковує зміни в основному матеріалі, в ньому також виникають розтягуючі напруження з амплітудою до 62 МПа (критичні розтягуючі напруження для емалі – 80 МПа).

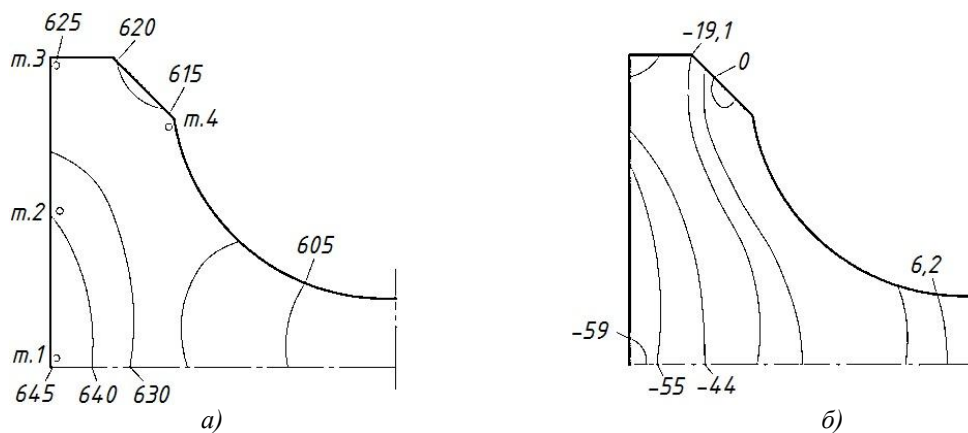


Рис. 2. Теплонапружений стан серійного клапана на усталеному режимі Б ($N_e = 66,3$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹): а – температурне поле, °С; б – колові напруження, МПа

Таблиця 4. Зміни температур t , °С, та колових напружень σ_θ , МПа, в контрольній зоні тарілки при накладанні навантаження

Контрольна точка 3		Тривалість перехідного режиму τ , с											
		0	1,25	2,5	3,5	5,0	10	20	30	60	120	180	240
Серійний клапан	t , °С	187	188	192	198	208	261	410	501	585	618	620	625
	σ_θ , МПа	-29,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Покриття $\Delta = 0,5$ мм	t , °С	167	168	175	177	191	250	390	480	490	525	595	601
	σ_θ , МПа	-29,1	-	-	-	-	-95,5	-	-	-	-	-	-

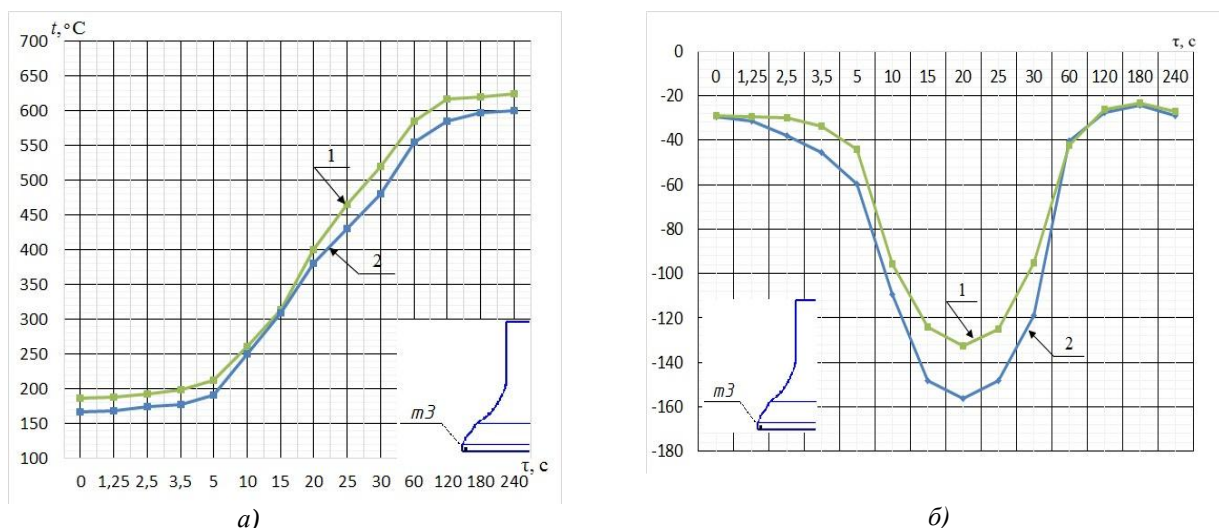


Рис. 3. Графіки зміни температури (а) і колових напружень (б) при накиданні навантаження:
1-серійний клапан; 2-покриття $\Delta=0,5 \text{ мм}$

Таблиця 5 – Зміни температур $t, ^\circ\text{C}$ та колових напружень $\sigma_\theta, \text{МПа}$, в контрольній зоні тарілки при скиданні навантаження

Контрольна точка 3		Тривалість перехідного режиму τ , с											
		0	1,25	2,5	3,5	5,0	10	20	30	60	120	180	240
Серійний клапан	$t, ^\circ\text{C}$	625	620	611	600	585	544	483	438	342	243	204	190
	σ_θ , МПа	-22,9	-18,0	-2,4	2,2	14,1	34,3	46,3	42,6	22,2	-5,2	-20,1	-26
Покриття $\Delta = 0,5$ мм	$t, ^\circ\text{C}$	605	605	600	593	580	550	435	383	261	190	181	120
	σ_θ , МПа	-26,8	-19,1	-10,2	1,3	10,8	28,1	32,5	30,1	17,2	-4,3	-16,1	-28,9

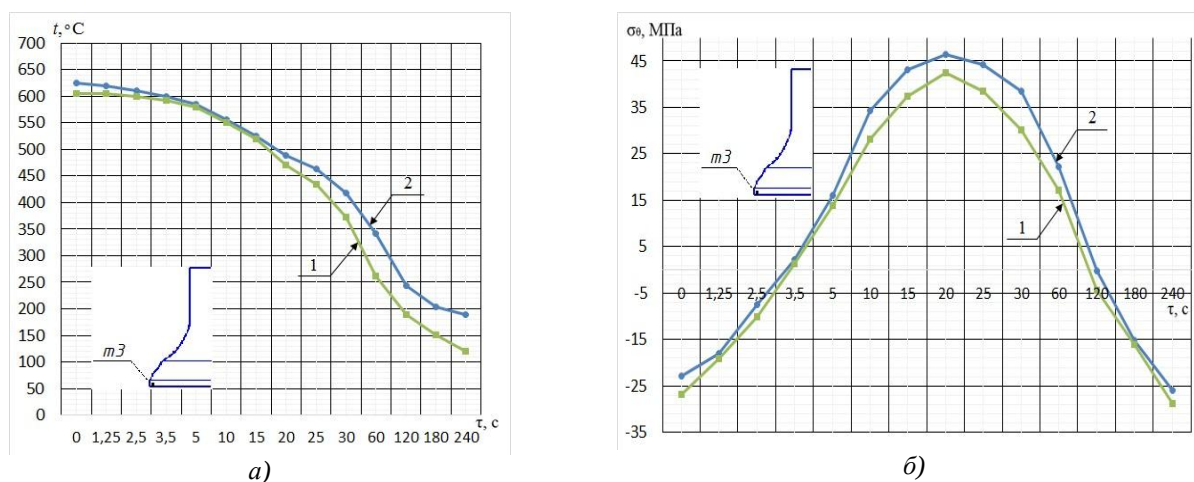


Рис. 4. Графіки зміни температури (а) і колових напружень (б) при скиданні навантаження:
1-серійний клапан; 2-покриття $\Delta=0,5 \text{ мм}$

Якщо проаналізувати в цілому перехідний цикл зі зміною режимів від різкого скидання до накидання навантаження, то розмах амплітуд (закид – просадка) для варіанту клапана з емалевим покриттям ($\Delta = 0,5 \text{ мм}$) зменшиться з 203,4 МПа до 165 МПа . В цьому полягає основний позитивний ефект від використання теплоізоляції тарілки. В даному випадку розглядається ненапружений експлуатаційний режим ($p_e = 0,69 \text{ МПа}$), при досягнутому рівні форсування, наприклад до $p_e = 1,5 \text{ МПа}$, сучасними автотракторними дизелями розмах амплітуд при різких скиданнях – накиданнях навантаження суттєво зростає, як і позитивна роль емалевого покриття, що обмежує цей розмах.

5. У випадку покриття з товщиною $\Delta = 1,0 \text{ мм}$ спостерігається зниження температур тарілки на

35 – 40 °C по перетину клапана на відстані 10 – 12 мм від вогневої поверхні. Зростають також стискаючі напруження в емалевому покритті по границі розділу метал – покриття 45 – 80 МПа.

6. При товщині покриття до $\Delta = 1,5$ мм теплоізолюючий ефект розповсюджується майже на весь перетин тарілки, досягає до 50°C. Стискаючі колові напруження становлять 80 – 82 МПа по границі розподілу метал – покриття.

7, 8. Моделювання циклу скидання – накидання навантаження при товщині покриття $\Delta = 1,5$ мм підтверджує ефект зменшення швидкостей зміни температури і відповідних термопружних навантажень в нестационарному процесі. При цьому відзначається зменшення розмаху амплітуди до 140,5 МПа, тобто приблизно на 60 МПа у порівнянні з базовим варіантом. При товщині $\Delta = 1,5$ мм в емалевому покритті виникають небезпечні розтягуючі напруження $\sigma_0 = 75$ МПа, що наближаються до критичних значень.

Висновки

1. Проведений порівняльний аналіз різних типів теплозахисного покриття, його пристосованості до умов в КЗ форсованих ДВЗ показав переваги емалевого покриття.

2. Значний теплозахисний ефект ($\Delta = 0,5$ мм, $\Delta t = 20 - 30$ °C) цього покриття підтверджує актуальність розробки жаростійких емалей, які відзначаються надійним зчепленням зі сталлю, алюмінієвими та іншими матеріалами деталей КЗ. При цьому основну увагу слід звернути на збільшення ударної міцності, стійкості при різких змінах режимів навантаження та для різних коефіцієнтів лінійного розширення емалі та основних для КЗ матеріалів. Це дозволить застосувати прошарки емалі з найбільшою товщиною для збільшення теплозахисного ефекту.

3. Проведене дослідження підтвердило теплозахисний ефект емалевого покриття, як при роботі дизеля на усталених режимах, так і особливо при різких скиданнях – накиданнях навантаження.

4. Розроблена ММ ТНС випускного клапана з покриттям дозволяє, задаючи товщину покриття та його теплофізичні властивості, моделювати протікання перехідних процесів в прошарку ізоляції, визначати критичні напруження, прогнозувати ресурс покриття.

Список літератури:

1. Горбунов В.П., Применение керамики в ДВС [Текст] // В.П. Горбунов // Автомобильная промышленность США. – 1984. – №10. – С. 43 – 47.
2. Пасхин Е.Б., Керамический адиабатный двигатель // Е.Б. Пасхин // Автомобильная промышленность США. – 1984. – №5. – С. 20 – 27.
3. Warer P., Zarnger M., Hochtemperaturkeramik für Kraftmaschinen Mtz / P. Warer, M. Zarnger // Motortechnische Zeitschrift. – 1986. – №44. – С. 225 – 229.
4. Шеховцов А.Ф. Процессы в перспективных дизелях / под ред. А.Ф. Шеховцова // Х.: «Основа» при Харьк. ун-те. – 1992. – 352 с.
5. Тринёв А.В., Калантай В.И., Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А.В. Тринёв, В.И. Калантай // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С. 35 – 41.
6. Тринёв О.В., Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ: монографія / О.В. Тринёв. – Харків: «Підручник НТУ «ХПІ». 2014. – 240 с.
7. Технология эмали и защитных покрытий. учеб. пособие / Под ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. – Харьков: НТУ «ХПИ»; Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ). 2003. – 484 с.

Bibliography (transliterated):

1. Gorbunov, V.P., (1984), «The use of ceramics in ICE», [«Применение керамики в ДВС»], US auto industry, №10. pp. 43–47.
2. Pashin, E.B., (1984), «Ceramic ADIA-engine», [«Керамический адиабатный двигатель»], US automotive industry, №5. pp. 20–27.
3. Warer, P., Zarnger, M., (1986), High-temperature ceramics for engine Mtz / MTZ worldwide, №44. – pp. 225–229.
4. Shekhovtsov, A.F., (1992), Processes in promising diesel [Protsessy v perspektivnykh dyzelyakh], Kh, "Osnova" Kharkov University, 352 p.
5. Trynov, A.V., Kalantaev, V.I., (2012), «Numerical modeling of the optimum thermal state of the cylinder liner-speed diesel», [«Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля»], Internal combustion engines, №1. – pp. 35–41.
6. Trynov, A.V., (2014), Scientific basis of local cooling teponapruzhenykh details ICE: Monograph [Научные основы локального охлаждения теплонапруженных деталей ДВЗ: монография], Kharkiv, NTU "KPI", 240 p.
7. Bragina, L.L., Zubehin, A.P., (2003), Technology and enamel coatings. Monograph [Технология эмали и защитных покрытий: монография], Kharkov, NTU "KPI", Novocherkassk, SRSTU (NPI), 484 p.

Надійшла в редакцію 15.06.2016 р.

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

Самойленко Сергій Олександрович – студент 6 курсу факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: samoyla1945@gmail.com.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОЗАЩИТНОГО ПОКРЫТИЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ВЫПУСКНЫХ КЛАПАНОВ ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

А.В. Тринёв, С.А. Самойленко

Приведены результаты расчетных исследований теплонапряженного состояния выпускного клапана быстроходного автотракторного дизеля на установившихся и переходных режимах сброса – наброса нагрузки. Проанализировано влияние теплоизоляционного эмалевого покрытия на теплонапряженное состояние клапана. Отмечается уменьшение

амплитуды забросов и просадок термических напряжений на переходных режимах на выпускных клапанах с теплоизолирующим покрытием. Используется нестационарная математическая модель на основе метода конечных элементов.

USE A THERMAL COATING FOR IMPROVED HEAT EXHAUST VALVES CONDITION FORCED DIESEL

A.V. Trynov, S.A. Samiylenko

Are the results of the calculation research Heat-Stress exhaust valve status fast tractor diesel engine at steady-state and transient conditions reset-failed to load. The influence of the insulating enamel coating on the Heat-Stress status of the valve. Note the decline in the amplitude of casting and drawdowns on transient thermal stresses on the exhaust valves with thermal insulation coating. Non-stationary used a mathematical model based on the finite element method.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.07

Т.М. Колеснікова, В.Г. Заренбін

АНАЛІЗ ДВИГУНІВ З МОДУЛЬНИМ ВІДКЛЮЧЕННЯМ ЦИЛІНДРІВ

Розглядаються існуючі конструкції автомобільних двигунів, що реалізують різні способи відключення циліндрів. Виявлено недоліки і переваги двигунів з різними способами відключення циліндрів. Відмічається, що модульні двигуни мають найбільшу паливну економічність, однак вони відрізняються складністю та ненадійністю конструкції. Також наведено, що у безшатунному двигуні з кривошипно-кулісним механізмом крім можливості підвищення ефективного ККД через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується модульне відключення циліндрів.

Вступ

Пріоритетним напрямком розвитку автомобільних чотиритактних бензинових ДВЗ на сучасному етапі, як і раніше, є поліпшення їх паливної економічності і зниження токсичності відпрацьованих газів (ВГ). На сьогодні такі ДВЗ у процесі доробки і тривалої експлуатації прийшли до свого логічного завершення, класична схема з кривошипно-шатунним механізмом (КШМ) вже не в змозі забезпечити подальше удосконалення двигуна і покращення його експлуатаційних властивостей, тобто резерви покращення показників сучасних ДВЗ практично вичерпано. Основною причиною погіршення економічних характеристик бензинових ДВЗ в часткових режимах є дроселювання суміші на впуску. Серед альтернативних способів регулювання навантаження можна виділити регулювання робочого об'єму двигуна шляхом зміни кількості працюючих циліндрів – так зване відключення циліндрів. В сучасному двигунобудуванні метод регулювання потужності відключенням циліндрів набуває широкого практичного застосування. Системи відключення групи циліндрів застосовують на двигунах багатьох провідних автомобілебудівних фірм. Найбільш перспективним вважається, так зване, модульне відключення циліндрів на малих і середніх навантаженнях, на яких двигун працює основну частину часу. Однак існують проблеми реалізації модульного відключення циліндрів в існуючих ДВЗ, а саме в модульних двигунах з

КШМ колінчасті вали відповідних модулів з'єднуються розміщеною поміж ними муфтою, до якої пред'являються дуже високі вимоги. Робота муфти повинна бути строго синхронізована з роботою систем (живлення, запалювання, газорозподілу) модулів, що підключаються, також модульний двигун значно поступається класичному ДВЗ по габаритам і масі, має дуже складну і ненадійну конструкцію.

На сьогодні дослідження ДВЗ з модульним відключенням циліндрів (модульних двигунів) ведуться в США, Німеччині, Японії, Швеції, Росії та ін. країнах.

У статті приведено аналіз двигунів з відключенням циліндрів.

Регулювання робочого об'єму двигуна

Як вже зазначалося вище, ДВЗ, що застосовуються на автомобільному транспорті працюють у постійно змінюваних навантажувальних режимах. При цьому більшість часу займають режими малих навантажень та холостого ходу. При цьому, номінальна потужність двигуна використовується лише частково. Як відомо з теорії ДВЗ, ефективна потужність двигуна, крім ефективного середнього тиску, тактності, частоти обертання, залежить також і від робочого об'єму двигуна. Тобто, за інших рівних умов, доцільно було б мати для кожного навантажувального режиму двигун з певним робочим об'ємом. Іншими словами, при зниженні навантаження робочий об'єм повинен зменшуватись і на-

впаки. Очевидно, що при такій постановці питання необхідність в дроселюванні суміші на впуску, тобто кількісного регулювання потужності в бензинових двигунах, відпадає. Тобто відпадає і вирішення питання погіршення показників ДВЗ на часткових режимах через зменшення кута відкриття дросельної заслінки. Існують два принципово різні шляхи вирішення даної проблеми: ступінчаста і плавна зміна робочого об'єму двигуна при змінюванні потрібного навантаження. Розглянемо більш докладно кожен з цих напрямків.

Плавне регулювання робочого об'єму

Робочий об'єм циліндра двигуна, як відомо, залежить від двох конструктивних параметрів: ходу поршня і діаметру циліндра. Очевидно, що регулювання робочого об'єму за рахунок зміни діаметру циліндра є неможливим. Змінний хід поршня можливо реалізувати при застосуванні специфічних силових механізмів. Серед двигунів відомо лише один варіант реалізований свого часу в дослідному зразку – п'ятициліндровий двигун з діаметром циліндра 85,7 мм і ходом поршня, що змінювався від 26 до 108 мм [1]. У цьому двигуні (рис.1) при зміні ходу поршня від 102 до 51 мм механічні втрати знижуються на 40 %, але при максимальному ході поршня вони більше на 14 % за втрати в класичному ДВЗ з КШМ того ж самого об'єму. Однак, основним недоліком даної конструкції є незрівноваженість двигуна.

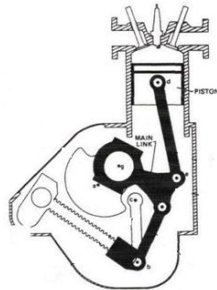


Рис. 1. Схема двигуна Poliot

Ідеї інших винахідників стосовно регулювання робочого об'єму двигуна за рахунок зміни ходу поршня знайшли відображення лише в патентних документах і практичної реалізації не отримали (наприклад, [2]).

Існує аксіальна схема силового механізму ДВЗ. Регулювання робочого об'єму в таких двигунах відбувається за рахунок зміни кута нахилу шайби. Двигуни подібних конструктивних схем були реалізовані інженерами австралійської фірми Scalzo [3].

В ході досліджень цих двигунів було отримано економію палива на рівні 25-30 %.

Ступінчасте регулювання робочого об'єму

На сьогодні відома велика кількість схем двигунів з КШМ, в яких застосовано ступінчасте змінення робочого об'єму за рахунок регулювання кількості працюючих циліндрів. Зміну кількості працюючих циліндрів можливо здійснити за кількома напрямками. Найпростішим способом є припинення подачі палива у відключені циліндри [4]. Широке дослідження у цьому напрямку в різні часи проводились в Національному транспортному університеті (м. Київ). [5]. Сутність цього методу полягає у встановленні на ділянці між карбюратором і впускним клапаном заслінки, яка при необхідності відключення циліндру перекидає переріз відповідного впускного трубопроводу. Так, при відключенні паливоподачі в три циліндри з шести економічність двигуна в режимі холостого ходу покращується на 20,3 %. Модифікацією відключення паливоподачі є і так званий метод відключення окремих робочих циклів. Цей метод був запропонований у 60-х роках минулого сторіччя проф. П.І. Андрусенко, а потім отримав розвиток у роботах проф. А.З. Філіпова. [6]. Принципова відмінність такого методу регулювання навантаження від простого відключення паливоподачі полягає у тому, що подача палива у окремі циліндри вимикається на один чи декілька циклів. При цьому для отримання потрібної потужності варується кількість відключених циклів і тривалість такого відключення. Це дає змогу повністю виключити з конструкції двигуна дросельну заслінку. Однак, незважаючи на простоту таких методів відключення в працюючих циліндрах залишаються насосні втрати в клапанних щілинах. Тому, більш прогресивним, хоча й більш складним, є спосіб деактивації за рахунок повної зупинки газорозподілу у відключених циліндрах. Досягається це шляхом утримання клапанів газорозподілу у закритому стані. Системи подібних типів знайшли поширення у двигунах, що випускаються серійно (рис. 2).

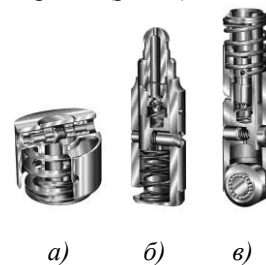


Рис. 2. Механізми зупинки клапанів газорозподілу: а – при верхньому розташуванні розподільчого валу і приводі клапанів штовхачем; б – при верхньому розташуванні розподільчого валу і приводі клапанів через важіль; в – при нижньому розташуванні розподільчого валу

На сьогоднішній день відомо три принципових способи зупинки газообміну шляхом утримання клапанів у закритому стані за рахунок застосування:

- штовхачів і гідроопор клапанів спеціальної конструкції [7];
- складених коромисел клапанів, наявність зв'язку між частинами яких визначається потребою у роботі даного циліндру [8];
- кулачків розподільчого валу, який має можливість переміщуватись в осьовому напрямку, різної форми.

Автовиробники відмічають покращення паливної економічності за рахунок застосування вищевказаних систем приблизно на 8-12 %.

Модульне відключення циліндрів

Доцільність використання саме терміну «модульне» відключення циліндрів, обумовлюється тим, що автомобільний двигун у цьому випадку розділяється на декілька (відповідно до кількості циліндрів) незалежних частин (секцій, модулів), які вступають в роботу по мірі підвищення навантаження. Під незалежністю частин (модулів) мається на увазі можливість зупинки поршня у будь-якій з них при збереженні робочого процесу в інших. Повна відсутність у відключених циліндрах втрат на тертя у циліндро-поршневій групі, а також втрат на газообмін (за рахунок зупинки поршня) – визначають суттєву перевагу модульного способу відключення циліндрів у порівнянні з іншими способами деактивації.

Слід відмітити, що незважаючи на очевидні переваги модульного способу відключення циліндрів, на сьогодні не знайдено конструкції двигуна, придатної для серійного виробництва. Однак, існує ряд патентних рішень цієї конструкторської задачі. Одним з перших можна вважати патент 1919 року [9], в якому шатун має телескопічну конструкцію, а жорсткий зв'язок між його частинами визначається положенням замка.

Складність і ненадійність самого механізму, а також системи керування, не дозволили цьому варіанту набути поширення.

Основну групу патентів по модульному відключенню циліндрів складають такі, в яких пропонується використовувати розрізний колінчастий вал, зв'язок між частинами якого забезпечується за допомогою спеціальних муфт. При цьому циліндри відключаються не по одинці, а групами.

Один з варіантів такої ідеї [10]. Зубчаста муфта виконана аналогічно з синхронізатору коробки передач (рис. 3). Синхронізація частин колінчастого вала за робочим процесом відбувається завдяки асиметричному розташуванню зубців зубчастої муфти, за швидкістю – за рахунок конічної тертьової поверхні.

вої поверхні.

Крім застосування механічних зубчастих і фрикційних муфт є також варіанти модульних конструкцій ДВЗ, в яких зв'язок між частинами колінчастого вала забезпечується електромагнітними муфтами.

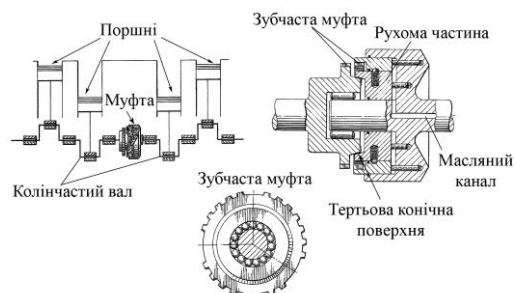


Рис. 3. Ідея розрізного колінчастого вала

Складності у створенні двигунів модульної конструкції з відключенням циліндрів шляхом зупинки поршнів відмічають і інші дослідники цієї технічної проблеми.

Таким чином, на сьогодні не знайдено прийнятної конструкції двигуна з модульним відключенням циліндрів. Однак, цінність проведених різними дослідниками експериментів на таких двигунах, доводить можливість досягнення суттєвого рівня економічності, за рахунок зупинки поршнів не менш, ніж 30 %.

Одним з можливих конструктивних варіантів двигуна, що дозволяє без суттєвих ускладнень застосувати модульну конструкцію, є безшатунний ДВЗ, у якому замість звичайного кривошипно-шатунного механізму застосовується кривошипно-кулісний механізм [11].

Безшатунний двигун з модульним відключенням циліндрів

Відмінною рисою схеми двигунів із кривошипно-кулісним механізмом є малі втрати на тертя у всьому діапазоні навантажень і частоти обертання, повна динамічна зрівноваженість і рівномірність ходу. Ці переваги пов'язані з тим, що в безшатунному двигуні шток здійснює виключно прямолінійний рух, у зв'язку з чим бічні навантаження на поршень відсутні.

У безшатунному двигуні робочий процес здійснюється як у звичайному чотиритактному бензиновому ДВЗ. Аналіз безшатунного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом показує, що в цьому двигуні, крім можливості підвищення ефективного ККД через малі механічні втрати, конструктивно простіше реалізується модульне відключення циліндрів.

Заключення

Проведений аналіз показав, що найбільш ефективним, з позиції покращення паливної економічності, є використання методу регулювання потужності за рахунок зміни робочого об'єму двигуна. Покращення паливної економічності при цьому сягає більше 30 %.

Відсутність на сьогоднішній день працездатних зразків автомобільних двигунів з регулюванням робочого об'єму обумовлена, насамперед, конфліктом між поліпшенням економічних показників і ускладненням конструкції та погіршенням масо-габаритних характеристик двигунів.

Перспективною конструкцією двигуна зі змінним робочим об'ємом, за рахунок відключення циліндрів шляхом зупинки поршня, є безшатунний ДВЗ із кривошипно-кулісним силовим механізмом.

Список літератури:

1. Poliot H.N. A variable-Displacement SI Engine / H.N. Poliot, W.R. Delameter, C.W. Robinson // SAE Congress - 1977. - № 770114. - 19 pp.
2. Thorvald N., Olson Ormsby, Variable volume. 1972. Piston stroke control mechanism, William F. O'Dea. Pat. 3,633,429.
3. Joseph Scalzo, 1988. Wobble plate engine stabilizer mechanism. Patents Pty. Ltd. U.S. Pat. 4,727,761.
4. Yasuo Nakajima, Internal combustion engine system with an air-fuel mixture shut off means. 1978. Pat. 4,106,471.
5. Разработка и исследование экспериментальной системы питания двигателя ЗМЗ-53 с отключаемыми цилиндрами. /Научный руководитель Гутаревич Ю.Ф. // Научный отчет НИР – 1984, КАДИ. № гос. регистрации 01.83.0077270.
6. Филиппов А.З. Повышение экономических и экологических показателей ДВС отключением отдельных рабочих циклов: Дис... д-ра техн. наук: 05.04.02. – К., 1996. – 460 с.
7. Ioan Manole, Burak A. Gecim, William C Albertson, Stop valves. 2006. Valve deactivator latching assembly. US. Pat. 7,111,597 B2.
8. Yoshihiro Fujiyoshi, Stop klapanov_razreznye rocker. 1997. Variable cylinder-operation controlled internal combustion engine. Pat. 5,636,609.
9. M. Marius-Jean-Baptiste-Julien, MOTBURS DIVBRS. 1919. Stoppage of piston. FR. Pat. 494,662.
10. Alan Cohan, SYNCHRONIZING AND INDEXING CLUTCH. 1978. Stoppage of piston .Clutch crankshaft. Pat. 4,069,803.
11. Мисченко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2-х томах. Т. 1.: Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: «Лебедь», 1998 – 228 с.

Bibliography (transliterated):

1. Poliot, H.N., Delameter, W.R., Robinson, C.W. (1977) A variable-Displacement SI Engine. SAE Congress, № 770114, 19 pp.
2. Thorvald, N., Olson Ormsby, Variable volume. 1972. Piston stroke control mechanism, William F. O'Dea. Pat. 3,633,429.
3. Joseph Scalzo, 1988. Wobble plate engine stabilizer mechanism. Patents Pty. Ltd. U.S. Pat. 4,727,761.
4. Yasuo Nakajima, Internal combustion engine system with an air-fuel mixture shut off means. 1978. Pat. 4,106,471.
5. Gutarevich U.F. (1984) «Development and searching of experimental system of supplying engine ZMZ-53 with switched off cylinders», [Razrabotka I issledovanie eksperimental'noj sistemi pitaniya dvigatelja ZMZ-53 s otkluchaemimi cilindrami^ Nauchnij otchet NIR], Scientific report NIR, KADI. № gos. registration 01.83.0077270.
6. Fillipov A.Z. 1996, Increasing economical and ecological paramaters of ICE with switched off divided workable cycles: Dis... doctor of technical sciences:[Povishenie ekonomicheskikh I ekologicheskikh pokazatelej DVS otklucheniem otdelnih rabochih ciklov: Dissertacija doktora tehniceskikh nauk] 05.04.02. – Kiev, 460 p.
7. Ioan Manole, Burak A. Gecim, William C Albertson, Stop valves. 2006. Valve deactivator latching assembly. US. Pat. 7,111,597 B2.
8. Yoshihiro Fujiyoshi, Stop klapanov_razreznye rocker. 1997. Variable cylinder-operation controlled internal combustion engine. Pat. 5,636,609.
9. M. Marius-Jean-Baptiste-Julien, MOTBURS DIVBRS. 1919. Stoppage of piston. FR. Pat. 494,662.
10. Alan Cohan, SYNCHRONIZING AND INDEXING CLUTCH. 1978. Stoppage of piston .Clutch crankshaft. Pat. 4,069,803.
11. Mischenko N.I. (1998), Untraditional small-size engines of internal combustion. 2 volumes. V. 1. Theory, development and testing untraditional engines of internal combustion [Netradicionnie malorazmerne dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 2-h tomah. T. 1.: Teorija, razrabotka I ispitaniye netradicijonnih dvigatelej vnutrennego sgoraniya], Donezk, «Lebed», 228 p.

Надійшла до редакції 09.06.2016 р.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту машин Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: tnk2704@mail.ru.

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

АНАЛИЗ ДВИГАТЕЛЕЙ С МОДУЛЬНЫМ ОТКЛЮЧЕНИЕМ ЦИЛИНДРОВ

Т.Н. Колесникова, В.Г. Заренбин

Рассмотрены существующие конструкции автомобильных двигателей, в которых реализуются различные способы отключения цилиндров. Выявлены недостатки и преимущества двигателей с различными способами отключения цилиндров. Отмечено, что модульные двигатели имеют наибольшую топливную экономичность, однако они отличаются сложностью и ненадежностью конструкции. Также приведено, что в бесшатунном двигателе с кривошипно-кулисным механизмом кроме возможности повышения эффективного КПД, из-за малых механических потерь, конструктивно проще реализуется модульное отключение цилиндров.

Regarded the constructions of automobile engines existed, in which the different processes of cylinder's disconnection take place. Found the disadvantages and pluses of engines with different methods of cylinder's disconnection. Marked that module engines have the highest fuel economy, but they are different with their ability to be more complex and unreliable construction. Also shown that in the crank-rocker engine without piston-rod has not only a possibility of increasing of effective Energy conversion efficiency because of low mechanical losses, where the module cylinder's disconnection is implemented more easily.

УДК 621.891

DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.08

В.И. Кубич, А.В. Юдиценко, Н.В. Блощинская

ФЕНОМЕНОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СОПРЯЖЕНИЙ ЦПГ ДВС

Рассмотрены подходы к оценке обозначенных параметров трибологического состояния контакта поверхностей в сопряжениях «поршневое кольцо - гильза цилиндра», «поршень - гильза цилиндра» в начальный момент движения и малых перемещениях с использованием эксплуатационных натурных элементов конструкции на оборудовании машины СМЦ-2. При этом микропроцессы, происходящие на границе приповерхностных слоев материалов трибологических систем, рассматриваются как феномен. Представлены расширенные возможности разработанного программного продукта по моделированию тепломеханического нагружения контакта «гильза цилиндра - поршневое кольцо», позволяющие выполнять оценку диаметрального износа гильзы цилиндра на прогнозной наработке ДВС.

Введение

Решение научно-технических задач по обеспечению высокого уровня надежности трибосопряжений кривошипно-шатунного механизма ДВС при оптимизации тепломеханического нагружения, применение новых конструкционных материалов в условиях формирования поверхностных износостойких структур предполагают дальнейшую разработку и усовершенствование существующих методов определения износа рабочих поверхностей. Контактное взаимодействие поверхностей элементов сопряжений цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) через формирующиеся смазочные слои при протекании рабочих процессов вследствие реализации термодинамического цикла в цилиндре двигателя предопределяет их трибологическое состояние. При этом неминуемо будут протекать сложные микропроцессы формирования и разрушения адгезионно-когезионных связей, адсорбционного взаимодействия между компонентами:

- на границах приповерхностных слоев материалов трибологических систем, например, «СЧ24-44 - Lukoil-Super 15W40 - 4X5MФ1С-III» для сопряжения «гильза-цилиндра - компрессионное кольцо», «СЧ24-44 - Lukoil-Super 15W40 - АК4-1» для сопряжения «гильза цилиндра - юбка поршня»;
- между многоатомными молекулами смазочного материала в присутствии поверхностно-активных веществ, метильными и метиленовыми группами;
- например, между карбоксильными группами изомеров и активными центрами металлов.

Реальные эксплуатационные микропроцессы, которые происходят на границе приповерхностных слоев между компонентами каждой из трибологических систем, можно рассматривать, как некоторую «идеальную сущность - феномен, которая имеет непосредственную достоверность, и познать ее можно только интуитивно» [1]. Причем, познать их степень значимости для оценки трибологического состояния возможно не только выполняя моделирование характера и условий взаимодействия поверхностей на малогабаритных образцах, но и воспроизводя сам факт их проявления на эксплуатационных натурных образцах. Последнее представляется сложным, однако полученный результат будет более объективным и значимым для прогнозной оценки износа на любом из этапов изнашивания поверхностей трения. Исходя из приведенного, такой подход в оценке трибологического состояния сопряжений ЦПГ представляется как феноменологический, поскольку оценивается не сама «идеальная сущность», а факт ее проявления и влияния на оцениваемый параметр по форме, наиболее приближенной к эксплуатационной.

Анализ ранее изданных публикаций

Режимы смазки и трения, при которых протекают процессы взаимодействия элементов трибосопряжений цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) двигателей внутреннего сгорания (ДВС), являются предметом научных дискуссий и исследований. В настоящее время обозначились три основных направления для оценки трибологического состояния рассматриваемых

сопряжений [2]. Первое направление предполагает установление зависимости силы трения от нагрузки в зоне контакта $F_{тр}=f(N)$, что характерно для граничного режима трения $\lambda \leq 1$ [3]. Второе направление обусловлено тем, что сопряжение «поршневое кольцо - цилиндр» работает в жидкостном режиме трения (гидродинамический режим) $\lambda > 3$. Это может рассматриваться как бесконтактное взаимодействие. Об этом свидетельствуют экспериментально измеренные значения толщины смазочного слоя между кольцом и цилиндром по ходу поршня, превышающие высоту микронеровностей поверхностей. Третье направление основывается на том, что наиболее вероятным режимом трения поршневых колец о цилиндр является переходный режим от смешанного $0 < \lambda < 3$ к граничному режиму смазки (не гидродинамический). В пользу этой точки зрения свидетельствует тот факт, что трение колец о цилиндр определяется не только вязкостью смазочного материала, а и характером проявления триботехнических свойств присадочных композиций. При этом проявляются эксплуатационные микрореологические свойства смазочных образований, которые отличаются градиентным распределением. Аналогичным образом можно представить изменение режимов смазки между поверхностями трения гильзы цилиндра и поршня. Принципиальными отличиями контактного взаимодействия в этом случае будут являться:

- характер механической напряженности в образующихся смазочных образованиях при уменьшении нагрузок со стороны колец;
- влияние упруго-пластического контакта на изменение напряжения сдвига во фрикционных контактах с учетом формирующегося «третьего тела» из компонентов материалов в граничных и приграничных контактных слоях.

В существующих моделях по определению интенсивности изнашивания кольца, гильзы, поршня применяются расчетные значения коэффициента трения, имеющего молекулярную и механическую составляющую [2,3]. При этом его численные значения не отображают реальное трибологическое состояние рассматриваемых сопряжений, обусловленное механическим, тепловым нагружением зон контактного взаимодействия через самоорганизующиеся смазочные слои.

Многофакторностью влияния на трибологическое состояние контакта деталей сопряжения «кольцо-гильза цилиндра» определен вид математической модели, которая позволяет получать рас-

четные значения интенсивности изнашивания гильзы цилиндра в зависимости от угла поворота кривошипа. В соответствии с этим дается прогнозная оценка ее износа по пробегу автомобиля [4]. При этом данные о порядке математического соотношения учитываемых величин, определяющих связь пути трения верхнего поршневого кольца и пробега автомобиля во время работы двигателя на различных эксплуатационных режимах их использования, не приведены. Более того, открытым остается вопрос о возможности получения поверхности отклика для интенсивности изнашивания с одновременным учетом и частотного диапазона работы двигателя при компьютерном моделировании факторного пространства. Такой подход позволит давать более достоверную и объективную оценку закономерностям изнашивания контактируемых поверхностей с учетом установившихся и неуставившихся эксплуатационных режимов нагружения по мере израсходования ресурса до некоторого предельного технического состояния.

Цель исследования и постановка задачи

Целью работы представляется разработка методического обеспечения экспериментальных исследований параметров трибологического состояния взаимодействия поверхностей элементов натуральных эксплуатационных трибосопряжений «гильза-цилиндра - компрессионное кольцо», «гильза цилиндра - юбка поршня» через смазочные слои для расширения возможностей программного обеспечения на базе существующей математической модели для прогнозной оценки интенсивности изнашивания и износа гильзы цилиндра.

Для достижения обозначенной цели необходимо:

- выполнить анализ технологических возможностей стационарной машины испытания материалов на трение и износ модели СМЦ-2;
- разработать и изготовить дополнительную оснастку для установки натуральных эксплуатационных цилиндро-поршневых групп с приводом подвижного звена на вал машины трения;
- определиться с параметрами оценки трибологического состояния взаимодействия рассматриваемых поверхностей трения, опираясь на выражения, используемые в прототипной математической модели;
- определить возможные моделируемые условия теплового и механического нагружения зон контакта поверхностей трения;
- реализовать программный продукт на базе прототипной математической модели с расширенными функциональными возможностями.

Изложение основного материала исследования и его обсуждение

Анализ технологических возможностей стационарной машины СМЦ-2 показал следующее. В соответствии с габаритными размерами цилиндро-поршневых групп, диаметр цилиндра $d_{\max}=120$ мм; длина гильзы цилиндра $l_{\max}=300$ мм, имеется возможность для неподвижного закрепления сборочной единицы ЦПГ без шатуна на верхней площадке корпуса нагружающего устройства. Для этого необходимо дополнительно применить стремянку фиксации гильзы и ее опорный кронштейн, к которому с помощью болтового соединения будет притягиваться корпус стремянки, прижимая к опоре машины исследуемую ЦПГ. Для использования датчика сопротивления перемещению на нижний приводной вал необходимо дополнительно установить переходную втулку с маховиком. Тогда, при использовании связи между пальцем поршня и маховиком в виде тросового соединения, возможно фиксировать сопротивление движению поршня с кольцами по поверхности гильзы цилиндра. Схема компоновки приведенных элементов приведена на рис.1.

Анализ схемы контактного взаимодействия элементов системы, нагружающих поверхность гильзы цилиндра, рис.2, а также математическое выражение, используемое для определения текущего значения коэффициента трения в прототипной модели, позволил сделать заключение о следующем.

В качестве параметров оценки трибологического состояния на данном этапе исследования необходимо рассматривать: сдвиговое сопротивление

молекулярной связи двух поверхностей, τ_0 ; пьезокоэффициент молекулярной составляющей, β ; молекулярную и механическую составляющие суммарного коэффициента трения при перемещениях с малыми скоростями движения. Причем сдвиговое сопротивление через граничные смазочные образования 6,8,9, рис.2, определяются с учетом измеряемой силы трения покоя и геометрии контакта нагружающих элементов. Используя же неравномерность износа гильзы по длине хода поршня, возможно изменение значений удельных давлений колец при трении, что обусловит определение значения пьезокоэффициента. Изменяя условия контакта поверхностей за счет линейного расширения металлов при общем нагревании сборочной единицы нагревательным элементом 4, рис.1, и внося в зоны трения компоненты смазочного материала, обуславливается возможность определения обозначенных параметров уже с учетом объемных смазочных образований. Причем моделируемые условия механического нагружения определяются силами упругости поршневых колец и имитируемой нагрузкой на юбку поршня, а тепловое нагружение, как приведено выше, нагревательным элементом. Температурный режим может находиться в пределах от -5°C до 120°C .

В соответствии с математической моделью [4] реализован программный продукт с использованием языка программирования C++ с дополнительным использованием библиотек Qt. Окна программного продукта приведены на рис.3. В качестве среды разработки использовался Qt Creator версии 5.5.

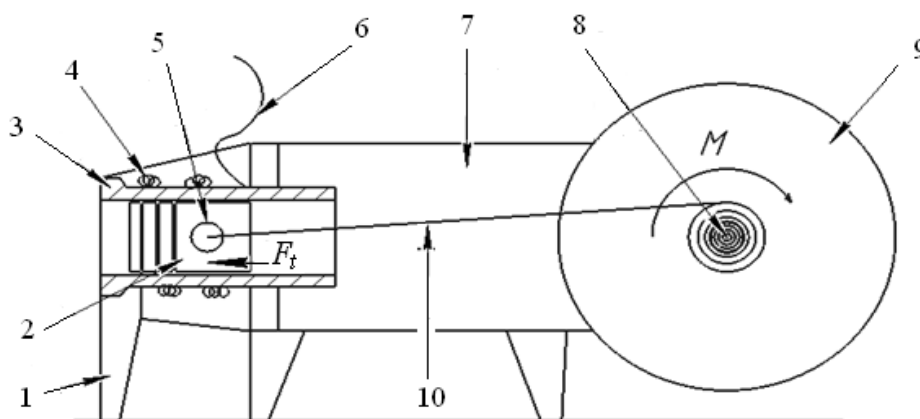


Рис.1. Схема установки натурной эксплуатационной ЦПГ на станине машины модели СМЦ-2:
1 - станина; 2 - поршень в сборе с кольцами и пальцем; 3 - гильза; 4 - нагревательный элемент; 5 - палец;
6 - провод термопары; 7 - корпус машины; 8 - вал машины; 9 - шкив; 10 - трос

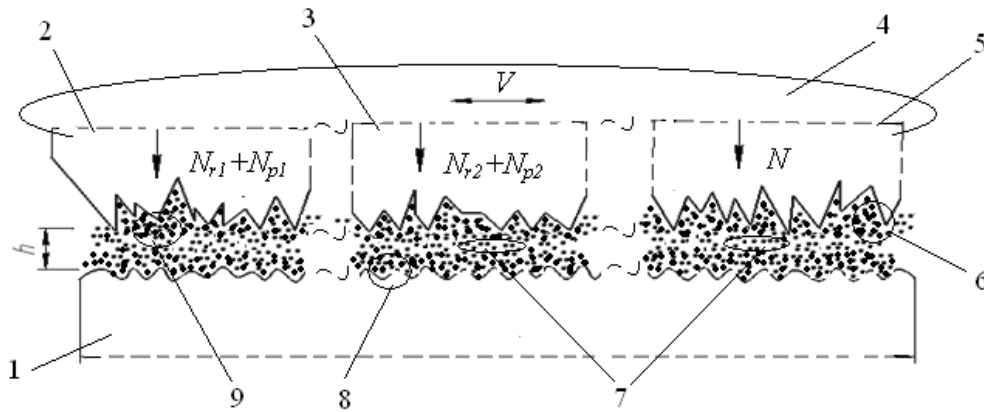


Рис.2. Схема комплексного контактного взаимодействия фрагментов микропрофилей поверхностей элементов ЦПГ через смазочные образования:

1 - гильза цилиндра; 2 - первое компрессионное кольцо; 3 - второе компрессионное кольцо; 4 - система нагружающих элементов; 5 - юбка поршня; 6, 8, 9 - граничные смазочные образования; 7 - смазочная среда объемного взаимодействия; N_{r1} , N_{r2} - радиальная сила упругости колец, H ; N_{p1} , N_{p2} - радиальная сила давления газов, H ; N - нормальная сила, H

Отличительной чертой в составленном алгоритме расчета является:

- выбор одного из условий контактирования [5]: «жесткая сфера внедряется в упругое полупространство» и «жесткая сфера внедряется в пластическое полупространство». Последнее условие характерно для трибофизических процессов, протекающих в сопряжении при использовании структур с низкими сопротивлениями сдвига, например при формировании смазочных образований (структурированные слои ионов металлов) из присадочных композиций в моторные масла [6], а также при формировании пленок из меди на поверхности гильзы [7];

- выбор расчета диаметального износа в соответствии с обобщенным скоростным режимом работы ЦПГ и при долевым выражении наработок изделия на соответствующей частоте вращения коленчатого вала, имеющей вероятностный характер изменения.

Диаметральный износ Δ_D (мкм) гильзы цилиндра предлагается определять в соответствии с обобщенным по скоростному режиму работы ЦПГ выражением (1)

$$\Delta_D = I_i \cdot L_{тр} = I_i \cdot 0,036 \left[L - h_{вк} - \frac{L}{180} (\varphi_{min} - 180) \right] \cdot n \cdot T_m \quad (1)$$

где I_i - интенсивность изнашивания гильзы цилиндра, рассчитанная в соответствии с предложенной в работе [4] математической моделью, при этом используется значение для соответствующего сечения гильзы (i - й угол поворота кривошипа); $L_{тр}$ - путь трения верхнего поршневого кольца, мм; n - частота вращения коленчатого вала двигателя, $мин^{-1}$. Для расчета используется численное значение

двойственного содержания. С одной стороны - это значение, при котором производится динамический расчет двигателя, и определяются значения нормальной силы N . С другой стороны - это усредненная частота, характерная для основного времени использования по назначению изделия. Например, в модели эксплуатации дизеля грузового автомобиля в городских условиях $n_{cp} = 0,47n_n$ в модели эксплуатации дизеля зерноуборочного комбайна $n_{cp} = 0,79n_n$, в модели эксплуатации дизелей сельскохозяйственных колесных и гусеничных тракторов $n_{cp} = 0,9n_n$ [8]; $h_{вк}$ - расстояние от торца поршня до первого компрессионного кольца, м; T_m - прогнозная наработка, при которой оценивается диаметральный износ, мин. Прогнозируемая величина наработки может пересчитываться в условные тыс.км пробега, в соответствии с принятой методикой. Например, для легкового автомобиля 1 моточас = 25 км; L - значение хода поршня цилиндра двигателя соответствующего изделия: автомобиль; трактор; комбайн и др, мм; φ_{min} - значение угла поворота кривошипа при последнем значении минимальной интенсивности изнашивания (в соответствии с графическими расчетными зависимостями). Например, для представленной в работе [4] графической зависимости $\varphi_{min} = 244^\circ$.

Так, для двигателя с исходными параметрами (рис.1 а) для условия контактирования «жесткая сфера внедряется в упругое полупространство» прогнозные диаметральные износы гильзы цилиндра составляют:

- при $L_{тр} = 0,036$ м; $n = 3600$ $мин^{-1}$; $T_m = 720000$ мото-мин (300000 км пробега); $I_i = 2,1 \cdot 10^{-10}$; $\Delta_D = 705,4$ мкм - это очень жесткие условия работы деталей ЦПГ;

• при $L_{mp}=0,036$ м; $n=1850$ мин⁻¹; $T_m=480000$ мото-мин (200000 км пробега); $I_i=2,1 \cdot 10^{-10}$; $\Delta_D=241,67$ мкм - это средние по загруженности и продолжительности условия работы ЦПГ.

При $L_{mp}=0,036$ м; $n=1260$ мин⁻¹; $T_m=240000$ (100000 км пробега) мото-мин; $I_i=2,1 \cdot 10^{-11}$; $\Delta_D=8,2$ мкм - это самые благоприятные условия работы ЦПГ.

$$\Delta_D = 0,036 \cdot 10^6 L_{tr} n_n T_m \sum_{i=1}^n \alpha_i \beta_i I_{hi} = 0,036 \cdot 10^6 \left[L - h_{вк} - \frac{L}{180} (\varphi_{min}^I - 180) \right] n_n T_m \sum_{i=1}^n \alpha_i \beta_i I_{hi}, \quad (2)$$

где α_i - доля времени наработки T_m на i -м скоростном режиме, например $\alpha_i=0,1; 0,4; 0,2; 0,3$ на режимах $0,22 n_n; 0,46 n_n; 0,71 n_n; 0,57 n_n$; β_i - доля частоты вращения коленчатого вала ДВС на соответствующем скоростном режиме; n_n - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; I_{hi} - долевая интенсивность изнашивания при соответствующей частоте вращения, соответственно на скоростных режимах $0,22 n_n; 0,46 n_n; 0,71 n_n; 0,57 n_n$.

Помимо приведенных на рис.3 окон программного продукта, также есть возможность графического вывода расчетных зависимостей $I_i=f(\varphi)$ и $\Delta_D=f(T_m)$. Графические зависимости могут использоваться для анализа характера влияния геометрических параметров ЦПГ, механических свойств материалов деталей, параметров шероховатости кольца, параметров молекулярной связи двух поверхностей через смазочные образования на величину интенсивности изнашивания поверхности гильзы. Формируемые контактным взаимодействием

Полученные результаты хорошо согласовываются как с эксплуатационными данными типовых двигателей семейства ЗМЗ, так и результатами, приведенными в работе [4]. С учетом долей работы ДВС на различных скоростных режимах и средней продолжительности времени работы на них диаметральный износ Δ_D (мкм) предлагается рассчитывать в соответствии с выражением (2)

смазочные образования рассматриваются как результат феномена, проявляющийся с различной функциональной эффективностью. При этом тонкие поверхностные слои толщиной от 1 до 15 мкм могут иметь различный градиент механических свойств по глубине, что предопределяется закономерностями формирования вторичных структур.

Наличие сведений о параметрах, характеризующих непосредственно трибологический контакт эксплуатационных поверхностей: определяет целесообразность использования значений уже не объемных, а поверхностных свойств материалов деталей; позволяет получать более объективный результат в пределах предложенного программного продукта. Открытым остается вопрос о возможности оценки интенсивности изнашивания смазочных образований при граничной смазке, когда параметры шероховатости не оказывают существенного влияния на нарушение сплошности полимолекулярных смазочных слоев.

Программа расчета интенсивности изнашивания гильзы цилиндра двигателя внутреннего сгорания

Входные данные:

Параметры материалов и конструкции

Диаметр цилиндра, м: 0.092

Ход поршня, м: 0.086

Длина шатуна, м: 0.255

Радиус кривошипа, м: 0.043

Высота кольца, м: 0.002

Расстояние от верхнего кольца до днища поршня, м: 0.02

Частота оборотов коленчатого вала: 3600

Теплопроводность стенки цилиндра (чугун), мВт/м°C: 0.000026

Коэффициент теплопроводности гильзы цилиндра (чугун), Вт/м°C: 48

Коэффициент теплопроводности кольца (сталь), Вт/м°C: 52

Условие контактирования

«Жесткая сфера внедряется в упругое полупространство»

Сдвиговое сопротивление молекулярной связи двух поверхностей при фактическом давлении в зоне контакта $p_f=0$ кгс/см², кгс/мм²: 0.1

Пьезокоэффициент молекулярной составляющей: 0.1

Радиус кривизны единичной неровности, моделированной в виде сферы (более твердого тела), мкм: 100

Модуль упругости материала кольца, ГПа: 155

Коэффициент Пуассона материала кольца: 0.25

Коэффициент гистерезисных потерь при скольжении: 2.64

Параметры связанные с углом поворота кривошипа

Шаг увеличения угла поворота: 20

Значения нормальной силы N_i , Н:

10 2710 2610 10 3300 4300 3770 1600 70 10 290 650 3480 3900 3330 10 2900 3400 10 6120 3400 1660 3120 3840 2390 440 5 145 290 1810 3480 3910 410 2430 3330 3980 10

Значения давления газов в цилиндре P_i , МПа

0.12 0.11 0.86 0.04 0.17 0.03 0.05 0.05 0.06 0.06 0.06 0.07 0.09 0.1 0.1 0.2 0.5 0.9 0.1 2.5 2.65 1.4 0.8 0.6 0.04 0.4 0.3 0.3 0.008 0.8 0.06 0.05 0.02 0.02 0.06 0.09 0.1

Значения температуры стенки цилиндра T_i , градус Цельсия:

200 185 165 150 120 100 80 65 50 30 50 70 80 90 100 150 165 185 200 185 165 150 120 100 80 65 50 30 50 70 80 90 100 150 165 185 200

Рассчитать I Промежуточные значения

Рассчитать DeltaD

Без учета долей работы ДВС

Значение угла поворота кривошипа при первом значении минимальной интенсивности изнашивания на графике φ_{min} : 240

Наработки, мото-мин: 720000 240000 480000

Интенсивность изнашивания I_i : 0.00000000021

Наработки [мото-мин] Диаметральный износ [мкм]

720000 731.566

240000 243.855

480000 487.711

a)

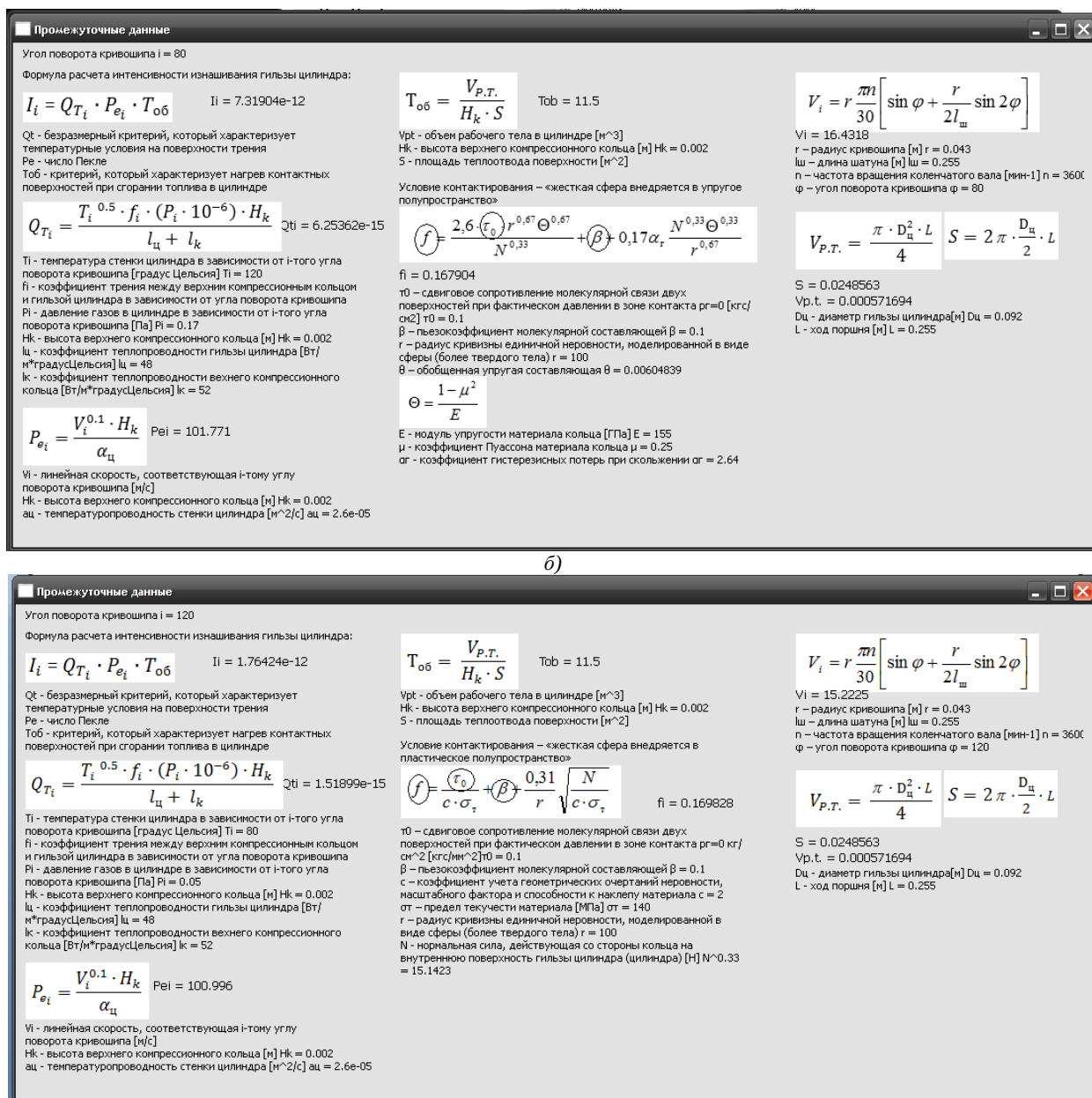


Рис.3. Окна программного продукта:

а - стартовое окно для ввода исходных параметров и выбора условия контактирования; б - отображение промежуточных расчетов для условия контактирования «жесткая сфера внедряется в упругое полупространство»; в - отображение промежуточных расчетов для условия контактирования «жесткая сфера внедряется в пластическое полупространство»

Выводы

Рассмотренные в работе подходы позволили для прогнозной оценки диаметрального износа гильзы цилиндра в соответствии с расширенными возможностями разработанного программного продукта по обозначенным параметрам трибологического состояния поверхностей трения предложить методику оценки взаимодействия элементов сопряжений натурных эксплуатационных ЦПГ в лабораторных условиях.

Для дальнейшего совершенствования предложенного программного продукта предлагается в

соответствии с различными частотами вращения коленчатого вала ДВС, например $n_1 - n_5$, разработать алгоритм формирования соответствующих массивов данных для значений сил, нагружающих гильзу цилиндра на различных этапах работы ЦПГ для конкретных условий взаимодействия поверхностей трения. Наличие зависимостей $I_i = f(\varphi_i)$ и соответствующих им рассчитанным износам предопределил с помощью программной среды формирование графически отображаемого многофакторного пространства, например $A_D = f(n_i, T_m)$ для каждого сечения гильзы цилиндра, что представляется

как направление дальнейших исследований.

Список литературы:

1. Феноменологический подход. Технический словарь [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://www.ai08.org/>. 2. Леванов И.Г. Экспериментальные исследования трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» // И.Г. Леванов, И.В. Мухомров // Двигатели внутреннего сгорания. - 2012. - №2. - С.64-66. 3. Загайко С.А. Математическое моделирование изнашивания деталей ЦПГ ДВС/С.А. Загайко//Уфа:УГАТУ. - 2013. - №3. - С.231-238. 4. Микосянчик О.О. Моделирование интенсивности износа гильзы цилиндра двигателя внутреннего сгорания /О.О. Микосянчик, Р.Г. Мнацаканов Р.Г., М.С. Химко// Проблемы термита та зношування. - НАУ.- 2015.- 1(65). - С.140-145. 5. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. М.: Машиностроение, 1977, - 526 с. 6. Ильин А. П. Влияние суспензии «моторное масло + смесь нанопорошков меди и никеля» на трибологические свойства пары трения «углеродистая сталь – низколегированная сталь» /А.П. Ильин, О.Б. Назаренко, С.В. Рихерт // Известия Томского политехнического университета, - 2004. - Т. 307, - № 3. - С.77-79. 7. Салахутдинов И. Р. Повышение износостойкости гильз цилиндров бензиновых двигателей биметаллизацией рабочей поверхности трения / И.Р. Салахутдинов, А.Хохлов // Молодежный инновационный форум Приволжского федерального округа. Конкурс научно-технического творчества молодежи (НТТМ), Ульяновск, 2015 г. [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://ify.ulstu.ru>. 8. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография/Парсаданов И.В. - Харьков НТУ «ХПИ». - 2003. - 244 с.

Bibliography (transliterated):

1. Fenomenologicheskij podhod. Tehnicheskij slovar' [Phenomenological approach. Technical dictionary], available at: <http://www.ai08.org/>. 2. Levanov, I.G., Muhotrov, I.V. (2012), "Jeksperimental'nye issledovaniya tribosoprjazhenija "porshnevoe kol'co-cilindr"" [Experimental researches of interface "piston ring-cylinder"], Dvigateli vnutrennego sgoranija, №2, pp. 64-66. 3. Zagajko, S.A., (2013), "Matematicheskoe modelirovanie iznashivaniya detalej CPG DVS" [Mathematical design of wear of details of CPG ICE], Ufa:UGATU, №3, pp. 231-238. 4. Mykossyanchyk, O.O., Mnatsakanov, R.H., Khimko, M.S. (2015), "Modelyuvannya intensyvnosti znoshuvannya hilyzy tsilindra dvyhuna vnutrishn'oho z-horyannya" [Design of intensity of wear of shell of cylinder engine of internal combustion], Problemy tertya ta znoshuvannya, 1(65), pp.140-145. 5. Kragel'skij, I. V., Dobychin, M. N., Kombalov, V. S., (1977), "Osnovy raschetov na trenie i iznos" [Bases of calculations on a friction and wear], M., Mashinostroenie, pp. 526. 6. Il'in, A. P., Nazarenko, O.B., Rihert, S.V. (2004), "Vlijanie suspenzii "motornoe maslo + smes' nanoporoshkov medi i nikelja" na tribologicheskie svojstva pary trenija "uglerodistaja stal" - nizkolegirovannaja stal"" [Influence of suspension "motor oil + mixture of nanopowders of copper and nickel" on tribology properties of pair of friction "carbon steel is low-alloy steel"], Izvestija Tomskogo politehnicheskogo univer-siteta, T. 307, № 3, pp. 77-79. 7. Salaxutdinov, I.R., (2015), "Povyshenie iznosostojkosti gil'z cilindrov benzinovyh dvigatelej bimetallizaciej rabochej poverhnosti trenija" [Increase of wearproofness of shells of cylinders of petrol engines of by double metallization of working surface of friction], available at: <http://ify.ulstu.ru>. 8. Parsadanov, I. (2003), "Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizeliv na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija: Monografija" [Upgrading and competitiveness of diesels on the basis of complex fuel-ecological criterion: Monograph], Har'kov NTU «HPI», 244 p.

Поступила в редакцию 18.05.2016 г.

Кубич Вадим Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры автомобилей, Запорожский национальный технический университет, Украина, e-mail: reibung1@mail.ru, (061) 7642647

Юдищенко Артем Викторович – студент 4 курса кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» транспортного факультета Запорожского национального технического университета, Украина, e-mail: artemv123@yandex.ru, (061) 7698241

Блощинская Наталия Викторовна – студентка 4 курса кафедры «Программных средств» факультета компьютерных наук и технологий Запорожского национального технического университета, Украина, e-mail: lovelykira@gmail.com, (061) 7643361

ФЕНОМЕНОЛОГІЧНИЙ ПІДХІД ДО ОЦІНКИ ТРИБОЛОГІЧНОГО СТАНУ СПРЯЖЕНЬ ЦПГ ДВЗ

В.І. Кубіч, А.В. Юдіщенко, Н.В. Блощинська

Розглянуто підходи до оцінки позначених параметрів трибологічного стану контакту поверхонь в з'єднаннях «поршневі кільця - гільза циліндра», «поверхня поршня - гільза циліндра» в початковий момент руху і малих переміщеннях з використанням експлуатаційних натурних елементів конструкції на обладнанні машини СМЦ-2. При цьому мікропроцеси, що відбуваються на границі приповерхневих шарів матеріалів трибологічних систем, розглядаються як феномен. Представлені розширені можливості розробленого програмного продукту з моделювання тепломеханічного навантаження контакту «гільза циліндра - поршневе кільце», що дозволяють виконувати оцінку діаметрального зносу гільзи циліндра на прогнозованому напруженні ДВЗ.

PHENOMENOLOGICAL APPROACH TO THE EVALUATION OF THE CONDITION OF TRIBOLOGICAL PAIRINGS OF PISTON ICE

V.I. Kubich, A.V. Yuditsenko, N.V. Bloshinskaya

Approaches to the evaluation of tribological contact status settings marked surfaces in up "piston ring-cylinder liner", "piston-cylinder liner" the starting point of the movement and small movements using operational full-scale structural elements on the hardware of the machine SMC-2. In this micro-processes that occur at the boundary surface layers of tribological systems, materials, considered as a phenomenon. Presented developed advanced software for modeling of thermal and mechanical loading contact "cylinder liner - piston ring" that enable you to estimate the diametrical wear of the cylinder liner to the target operating time of the internal combustion engine.

А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, Ю.А. Свистун

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОННОГО ПИД-РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Описана структура и принцип работы модели электронного ПИД-регулятора скорости дизеля, совместно с топливным насосом высокого давления. Данная модель совместно с моделью дизеля и с учетом внешней нагрузки позволяет исследовать влияние ПИД-параметров регулятора скорости на переходные процессы и показатели работы двигателя. Описана работа электронного блока управления, задающей электронной педали управления, исполнительного механизма, который воздействует на орган дозирования топлива. Модель может учитывать вибрации различного уровня, которые передаются на орган дозирования топлива.

Введение

В дизелестроении находят широкое применение электронные системы управления двигателем и его системами. Стимулирует этот процесс, в первую очередь, внедрение быстродействующих систем топливоподачи с высокой энергией впрыска. Для современных аккумуляторных систем топливоподачи, типа Common Rail, в функциях остается обязательным автоматическое регулирование частоты вращения коленчатого вала дизеля [1, 2].

Отрабатывать архитектуру и наладку параметров для электронных систем автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) коленчатого вала дизеля возможно на традиционных системах топливоподачи с блочным насосом высокого давления (ТНВД), заменив механический регулятор на электронный. В этом направлении продолжает свои разработки и исследования кафедра двигателей и теплотехники Национального транспортного университета совместно с Институтом газа НАН Украины. В том числе, созданы двухрежимный и всережимный микропроцессорные регуляторы скорости к автотракторному дизелю 4ЧН 12/14 [3, 4].

В представленной статье описана структура и принцип работы математической модели всережимной электронной САРЧ дизеля с ПИД-законом управления.

Всережимный ПИД-регулятор скорости создан на базе стандартных узлов регулятора фирмы HEINZMANN [4]. Кроме дизеля 4ЧН 12/14, разработанный электронный регулятор скорости был успешно применен на газовом двигателе 8ГЧ10/8,8 для привода газовой заслонки дозатора газа. Особенности математической модели для электронного регулятора скорости газового двигателя в данной статье не приведены.

За основу математической модели электронного всережимного регулятора скорости взята разработка модели двухрежимного регулятора и полученные на ней результаты [3]. Математическая модель САРЧ дизеля прошла проверку на адекватность на установившихся и динамических режимах

работы. Были проведены расчетные исследования по влиянию внешних воздействий (вибраций) на электронную САРЧ в установившихся режимах работы дизеля 4ЧН 12/14 с электронным двухрежимным регулятором.

Цель статьи – оценка потенциала разработанной математической модели электронного всережимного регулятора скорости двигателя внутреннего сгорания в системе MATLAB/ Simulink.

На примере математической модели всережимной САРЧ дизеля описан процесс расчета цикловой подачи топлива, моделирование внешних вибраций на орган дозирования топлива. Процесс ввода внешних вибраций можно реализовывать и на установившихся на динамических режимах работы двигателя.

Структура модели

Разработанная математическая модель всережимного электронного регулятора скорости может работать автономно либо совместно с моделью дизеля или газового двигателя с искровым зажиганием.

Модель независимо от архитектуры подключения ПИД-параметров воспроизводит работу электронного блока управления, задающего органа – электронной педали управления, исполнительного механизма (ИМ), который воздействует на орган дозирования топлива. Модель также обеспечивает возможность проводить исследования влияния уровня вибраций двигателя или неравномерности цикловой подачи топлива по цилиндрам двигателя. На рис. 1 показана математическая модель электронной САРЧ дизеля с ТНВД. Математическая модель создана и работает в программной среде MATLAB / Simulink. Под каждым блоком на рис. 1 сохранено его название, соответствующее программной среде MATLAB.

Входными параметрами (сигналами) математической модели являются положение электронной педали (Fir1) и частота вращения коленчатого вала дизеля (NDv1). Выходным параметром является цикловая подача топлива дизеля (Gc).

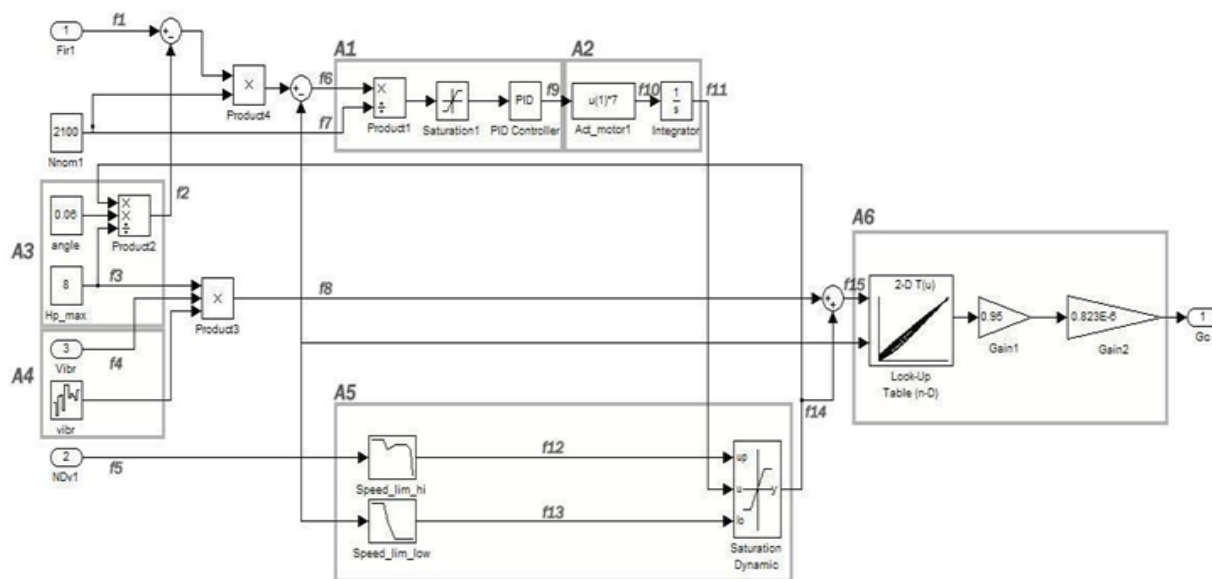


Рис. 1. Математическая модель электронной САРЧ дизеля с ТНВД

На рис. 1 обозначено: A1-A6 – функциональные блоки электронной САРЧ совместно с ТНВД; f1-f15 – связи между функциональными блоками модели.

В функциональном блоке A1 происходит моделирование работы электронного блока управления с ПИД-регулированием частоты вращения коленчатого вала дизеля. В основу блока заложено уравнение

$$e_{PID}(t) = K_p \cdot e(t) + K_I \cdot \int_0^t e(t) dt + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt}, \quad (1)$$

где $e_{PID}(t)$ – выходной сигнал блока управления; $e(t)$ – входной сигнал блока управления; K_p , K_I и K_D – пропорциональный, интегральный и дифференциальный коэффициенты усиления соответствующих ПИД-параметров.

Блок A2 моделирует работу исполнительного механизма, который кинематически соединен с рейкой ТНВД. Блок A3 позволяет изменять угол наклона регуляторной ветви. Функциональный блок A4 введен для имитации воздействия внешних вибраций от дизеля к электронной САРЧ и наоборот – воздействия вибраций от САРЧ на дизель. Блок A5 ограничивает верхние и нижние предельные значения цикловых подач топлива. Верхнее ограничение формирует внешнюю скоростную характеристику дизеля, нижнее – характеристику холостого хода.

Блок A6 воспроизводит работу безынерционного звена «ТНВД», которое включает: непосредственно ТНВД, форсунки, трубопроводы высокого давления. Характеристики ТНВД задавались графически-матричным способом по результатам обработки характеристик с фиксированной рейкой.

Принцип работы модели

Частота вращения коленчатого вала дизеля измерялась при помощи датчика Холла, подключенного к электронному блоку управления A1. На рис. 1 ввод сигнала от датчика частоты обозначен «NDv1». Управление эксплуатационным режимом работы дизеля выполнялось задающим органом – электронной педалью управления «Fir1».

Электронный блок управления A1 обрабатывает сигналы электронной педали управления Fir1, датчика обратной связи f11 по положению вала исполнительного механизма и датчика частоты вращения NDv1 коленчатого вала двигателя. По заданной программе в блоках A1-A3, с учетом ограничений блока A5 рассчитывается положение исполнительного механизма, которое поступает в блок A6. Изменения положения исполнительного механизма приводят к перемещению рейки ТНВД, как следствие – к изменению величины цикловой подачи G_c топлива и изменению частоты вращения коленчатого вала двигателя. Изменённая цикловая подача может быть использована в программном модуле «дизель», описание этого модуля в статье не приводится. Двигатель реагирует на изменения цикловой подачи изменением частоты вращения, которая возвращается в модель электронной САРЧ как сигнал датчика NDv1.

Входные параметры положения педали Fir1, коэффициента вибраций Vibr являются безразмерными величинами, которые изменяются в диапазоне от 0 до 1. Частота вращения коленчатого вала NDv1 задается в мин^{-1} .

Выходной сигнал цикловой подачи G_c топлива дизеля рассчитывали в граммах за цикл.

Для настройки модели под различные типы двигателей и для учёта эксплуатационных особенностей введен ряд констант. Константа Nnom1 задает максимальное значение частоты вращения коленчатого вала двигателя. Константа Angle – угол наклона регуляторной ветви. Константа Нр_max ограничивает максимальное перемещение рейки ТНВД.

Блок Look-up table задает характеристику ТНВД в графически-матричной форме. Размер матрицы для дизелей был задан матрицей «цикловая подача - перемещение рейки» (размерность матрицы 8x8). Блоками Speed_limit_hi и Speed_limit_low задавались ограничения хода рейки ТНВД, которые формируют внешнюю скоростную характеристику и характеристику холостого хода соответственно.

К значению положения электронной педали управления f1 в сумматоре добавляется поправка f2 на угол наклона регуляторной ветви. Поправка f2 рассчитывается по текущему и максимальному значению положения рейки ТНВД, имеет безразмерное значение. Диапазон коррекции для f2 от 0 до 1.

Благодаря константе Nnom1 безразмерное значение Fir1 пересчитывается в мин⁻¹ и сравнивается с текущим значением частоты вращения. Разница частот f6 с учетом опорного значения f7 частоты вращения превращается в безразмерную величину, которые изменяются от -1 до 1. Этот сигнал поступает в блок А1 ПИД-регулятора. Выходной сигнал f9 было представлено в виде напряжения питания исполнительного механизма (от - 4,5 до + 4,5 В).

В функциональном блоке А6 исполнительного механизма Act_motor1 значение силы тока превращает в крутящий момент f10 на выходном валу ИМ. Этот блок базируется на уравнении исполнительного механизма

$$M_{ИМ}(i_{ИМ}) = a \cdot i_{ИМ}^2 + b \cdot i_{ИМ} + c, \quad (2)$$

где a , b , c – коэффициенты аппроксимации характеристики ИМ; $M_{ИМ}$ – нагрузка на валу ИМ; $i_{ИМ}$ – сила тока ИМ.

Значение крутящего момента f10 поступают в блок интегрирования уравнения

$$\frac{d\varphi}{d(i_{ИМ})} = \frac{M_{ИМ}(i_{ИМ}) - M_{ПР}}{m_E r_B^2}, \quad (3)$$

где φ – угол поворота вала ИМ; $M_{ПР}$ – сопротивление пружины ИМ; m_E – приведенная к оси ИМ масса подвижных частей ТНВД и ИМ; r_B – длина рычага на оси ИМ.

После интегрирования угол поворота вала ИМ пересчитывается в перемещение f11 рейки ТНВД.

Это значение определяется в миллиметрах хода рейки.

Далее положение рейки ТНВД ограничивается в зависимости от текущей частоты вращения коленчатого вала. В блоке А5 с помощью ограничительных кривых Speed_limit_hi и Speed_limit_low происходит коррекция значения f5 частоты вращения и превращение в предельные значения f12 и f13, соответственно. Рассчитанное в блоке А2 значение f11 положения рейки ТНВД корректируется с учетом предельных значений f12 и f13.

На рис. 2 изображена графическая интерпретация алгоритма выбора системой САРЧ дизеля положения рейки ТНВД, т.е. иллюстрация алгоритма расчета цикловой подачи топлива при все-режимном регулировании.

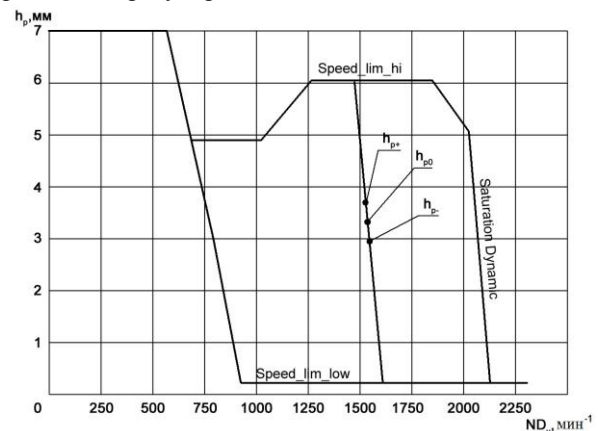


Рис. 2. Графическая интерпретация алгоритма выбора системой положения рейки ТНВД

Текущее положение рейки h_{p0} , рассчитывается в блоках А1 и А2 (рис. 1), корректируется в блоках Speed_limit_hi и Speed_limit_low (рис. 2) – ограничивающие кривые максимального и минимального рабочего положения рейки. Saturation Dynamic (рис. 2) – ограничение максимальной частотой вращения с учетом угла наклона регуляторной ветви.

Если на валу дизеля увеличивается нагрузка, значение h_{p0} растет по регуляторной ветке. С учетом коррекции угла наклона регуляторной ветви (блок А3 на рис. 1) рабочая точка системы переходит в положение h_{p+} . В случае уменьшения нагрузки на валу двигателя, значение положения рейки уменьшается, и система переходит в точку h_{p-} на регуляторной ветви. Изменения положения рейки ТНВД приводят к изменению цикловой подачи топлива в цилиндры дизеля, и как следствие – к изменению частоты вращения коленчатого вала.

Математическая модель при помощи А4 предполагает имитацию вибраций, которая осуществляется генератором случайных колебаний и коэффициентом вибраций Vibr. Генератор Vibr

задает период колебаний, а коэффициентом можно изменять амплитуду. Безразмерное значение f_4 коэффициента V_{ibr} благодаря константе H_{p_max} через связь f_3 превращается в колебания рейки ТНВД. Заданные внешние возмущения из-за связи f_8 добавляются к определенному положению f_{14} рейки ТНВД. Далее в блоке А6 с помощью графически-матричной программы Look-up table рассчитывается цикловая подача G_c топлива дизеля, с учетом вибраций.

Заключение

Введение в модель внешних вибраций приближает результаты расчета к действительным условиям работы САРЧ двигателя, что повышает вероятность правильного выбора рациональных параметров ПИД-регулятора, оценки устойчивости системы. В первую очередь влияние внешних вибраций необходимо учитывать для автотракторных двигателей с электронной САРЧ, которые эксплуатируются в широком скоростном и нагрузочном диапазонах. Вибрации могут восприниматься электронным блоком управления как ложный сигнал на изменение положения органа дозирования топлива.

Список литературы:

1. Прохоренко А.А. Математическое моделирование и расчетно-экспериментальное исследование механизма регулирования подачи ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля [Текст] / А.А. Прохоренко, И.Г. Пожидаяев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №2. –

С. 3–8. 2. Прохоренко А.А. Математическая модель САРЧ дизеля с аккумуляторной ТС в пространстве состояний [Текст] / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №1. – С. 14–19. 3. Лисовал А.А. Микропроцессорный регулятор дизеля и расчет цикловой подачи топлива [Текст] / А.А. Лисовал, С.В. Костица, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 58–61. 4. Лисовал А.А. Всережимный электронный регулятор дизеля колесного транспортного средства [Текст] / А.А. Лисовал, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С. 49–52.

Bibliography (transliterated):

1. Prohorenko A.A., Pozhidaev I.G. (2014), "Mathematical modeling and computational and experimental investigation of the mechanism of regulation of the fuel supply pump of the storage system of a diesel engine", Internal combustion engines, [Matematicheskoe modelirovaniye i raschetno-eksperimentalnoye issledovaniye mehanizma regulirovaniya podachi TNVD akkumulyatornoy toplivnoy sistemyi dizelya, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 2, pp. 3-8. 2. Prohorenko A.A. (2015), "Mathematical model ATS diesel engine with common rail system in the state space", Internal combustion engines, [Matematicheskaya model SAR dizelya s akkumulyatornoy TS v prostranstve sostoyaniy, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 1, pp. 14-19. 3. Lisoval A.A., Kostitsya S.V., Verbovskiy A.V. (2010), "The microprocessor control of diesel and calculation of the cycle fuel supply", Internal combustion engines, [Mikroprotsessornyiy regulyator dizelya i raschet tsiklovoy podachi topliva, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 2, pp. 58-61. 4. Lisoval A.A., Verbovskiy A.V. (2012), "All-speed electronic control diesel wheeled vehicle", Internal combustion engines, [Vserezhimnyiy elektronnyiy regulyator dizelya kolesnogo transportnogo sredstva, Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 1, pp. 49-52.

Поступила в редакцию 12.07.2016

Лисовал Анатолий Анатольевич – докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета, Киев, Украина, e-mail: li-dvz@bigmir.net.

Вербовский Алексей Валериевич – аспирант Национального транспортного университета, младший научный сотрудник Института газа НАНУ, Киев, Украина, e-mail: verbov@bigmir.net.

Свистун Юрий Анатольевич – аспирант Национального транспортного университета, Киев, Украина, e-mail: svystun_yurec@ukr.net.

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ЕЛЕКТРОННОГО ПІД-РЕГУЛЯТОРА ШВИДКОСТІ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

А.А. Лісовал, О.В. Вербовський, Ю.А. Свистун

Описано структуру та принцип роботи моделі електронного ПІД-регулятора швидкості дизеля, спільно з паливним насосом високого тиску. Дана модель разом з моделлю дизеля і при врахуванні зовнішнього навантаження дозволяє досліджувати вплив ПІД-параметрів регулятора швидкості на перехідні процеси і показники роботи двигуна. Незалежно від архітектури включення ПІД-параметрів відтворюється робота електронного блоку управління, яка задається електронною педалью управління та виконавчим механізмом, який впливає на орган дозування палива. Модель може враховувати вібрації різного рівня, які передаються на орган дозування палива.

MODELING OF ELECTRONIC SPEED PID-CONTROLLER OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

A.A. Lisoval, A.V. Verbovskiy, Yu.A. Svistun

Describes the structure and working principle of electronic model PID speed controller, in conjunction with diesel fuel pump of high pressure. This model, together with a model of a diesel engine and given external load allows you to explore the influence of PID speed controller parameters for transients and the performance of the engine. Describes the electronic control unit that defines electronic pedal control, actuator, which affects the body dispensing fuel. Model may take into account the different levels of vibration, which are transmitted to the body dispensing fuel.

**В.А. Пылев, А.В. Белогуб, О.Ю. Линьков, В.В. Пылев, С.В.Лыков, П.С. Баглай,
И.С. Романенко, А.А. Терно**

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПОРШНЯ ФОРСИРОВАННОГО БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

В работе рассмотрена проблема обеспечения надежной работы поршня форсированного дизеля в части возникновения задиров на его юбке в специфичных зонах. Проведено исследование процесса ползучести и релаксации напряжений для поршневого алюминиевого сплава АЛ25. Определен порог ползучести сплава на краткосрочной временной базе. Установлена зона ползучести материала на поверхности поршня. Предложен подход по устранению задиров в исследуемой зоне.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Общие тенденции развития транспортных дизелей предполагают повышение их экологических и экономических показателей, а также надежности элементов конструкции при увеличении уровня форсирования. При этом одной из возможных проблем является возникновение задиров поршня.

Задир или даже прогары могут возникать от целого ряда влияющих факторов, как конструктивных, так и регулировочных, при нарушениях в работе систем, влияющих на температурное состояние поршня. Наиболее часто встречающимся типом задир является задиры опорной поверхности юбки (рис. 1), к которому приводит как рост температуры поршня, так и увеличивающаяся при увеличении давления газов сила, действующая нормально к стенке цилиндра.



Рис. 1. Распространенный тип задир поршня [1]

В ряде случаев при форсировании двигателя по мощности может появляться задиры в зоне отверстия под поршневой палец (рис. 2). Такой специфичный тип задир объяснить сложнее, но без объ-

яснения причины его возникновения невозможно выработать рекомендации по обеспечению работоспособности поршня.



Рис. 2. Специфичный вид задир поршня [1]

Цель исследования – поиск причин неспецифичного задир поршня при форсировании транспортного дизеля.

Изложение основного материала

На основе анализа тепловых потоков в двигателе [2] известно, что тепловой поток от газов в поршень составляет до 6 % от теплоты сгорания топлива. При этом известно, что поршни из алюминиевых сплавов форсированных дизелей в ряде случаев работают на границе прочности [3]. В транспортных двигателях, вследствие частых изменений режимов эксплуатации, интенсифицируются процессы усталости и ползучести материалов. В первую очередь это относится к кромкам камер сгорания. Можно предположить, что явление ползучести материала с ростом форсирования двигателя либо его перегрева может возникнуть также и в зоне, представленной на рис.2.

Тогда циклическое деформирование материала будет отвечать условной диаграмме, представ-

ленной на рис. 3. Здесь при набросе нагрузки материал поршня сначала подвергается упругому деформированию на участке 0-1. Далее, не достигнув предела текучести σ_T , материал, вследствие ползучести, деформируется во времени, как это показано на участке 1-2. После сброса нагрузки материал переходит в новое состояние по отрезку 2-3. При этом после прохождения цикла сброса-наброса нагрузки по участкам 0-1, 1-2, 2-3 в материале будет иметь место накопленная деформация. Она возникает в связи с тем, что расширение материала не ограничено с внешней стороны поршня. В дальнейшем, при повторных нагружениях, величина накопленных деформаций ползучести будет увеличиваться, см. участки 3-4(2), 4-5, 5-6.

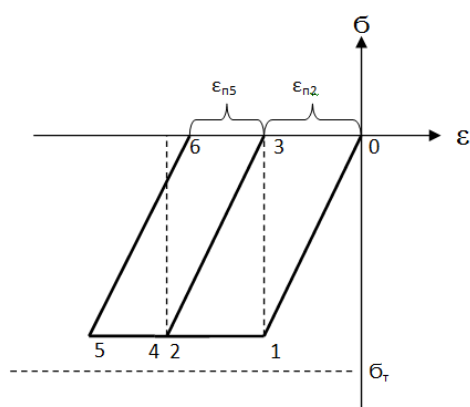


Рис. 3. Процесс деформирования материала:
 $\varepsilon_{n2}, \varepsilon_{n5}$ – деформация ползучести

Из рис. 4 видно, что зоны поршня в районе бобышек под палец имеют большие температуры, чем зоны в перпендикулярной плоскости. Таким распределением температур в сочетании с предложенным процессом деформирования юбки поршня форсированного дизеля можно объяснить появление задиров.

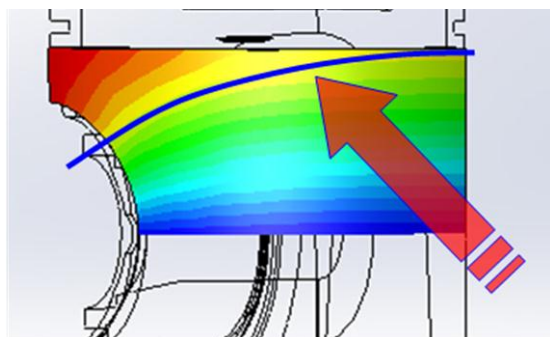


Рис. 4. Температурное состояние юбки поршня в зоне бобышки поршневого пальца

С учетом представленных данных следует ожидать формоизменение юбки поршня в зонах, изображенных на рис. 5. В реальных конструкциях все четыре зоны на юбке поршня симметричны, имеют одинаковый вид. Это обстоятельство также свидетельствует в пользу выдвинутых предположений о деформации ползучести.

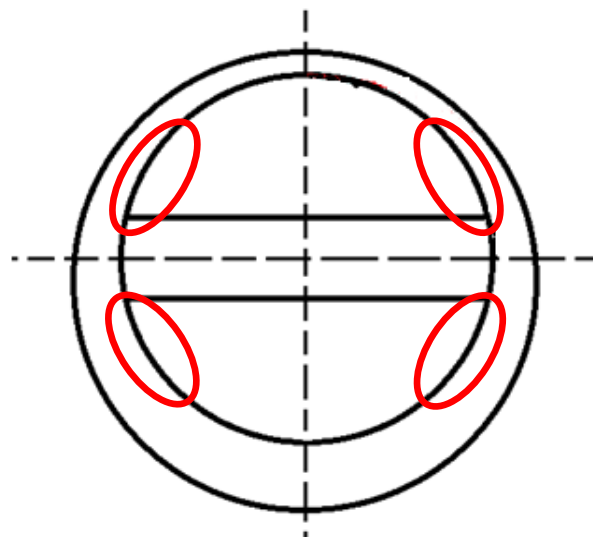


Рис. 5. Схема расположения задиров в реальных конструкциях

Типичная кривая ползучести материала представлена на рис. 6. Здесь участок I характеризует упрочнение материала вначале нагружения; участок II – деформацию ползучести с неизменной скоростью; участок III – последующее разупрочнение материала.

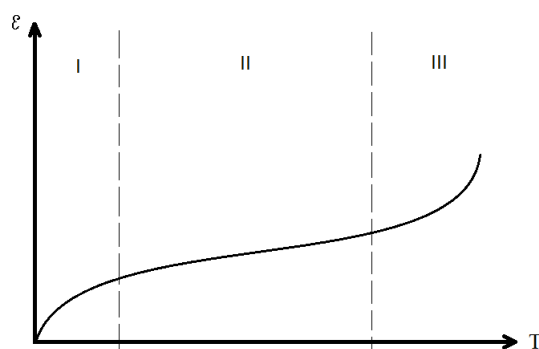


Рис. 6. Характерные участки деформации ползучести материала во времени

Для описания этого процесса в [3] использованы следующие зависимости.

Скорость ползучести:

$$\dot{\varepsilon} = A[\sigma/(1-\omega)]^r \cdot (1 + De^{-a}), \quad \varepsilon(0) = 0; \quad (1)$$

$$\dot{\omega} = B[\sigma/(1-\omega)]^r, \quad \omega(0) = 0 \quad (2)$$

где ε – деформация ползучести;

$\dot{\varepsilon}$ – скорость ползучести материала;

σ – действующее напряжение;

D, α – константы материала, характеризующие первый участок кривой ползучести (рис. 6);

A, n – константы материала, характеризующие второй участок кривой ползучести (рис. 6);

r – константа материала, характеризующая процесс накопления повреждений в материале на третьем участке кривой ползучести (рис. 6);

ω – показатель, характеризующий степень поврежденности материала (вначале равняется 0, при разрушении равняется 1).

B – константа материала, характеризующая третий участок кривой ползучести.

Для учета влияния температуры на процесс ползучести использованы следующие зависимости [3]:

$$A = A_0 \cdot \exp(-K_1 / T); \quad (3)$$

$$B = B_0 \cdot \exp(-K_2 / T), \quad (4)$$

где A_0, B_0, K_1, K_2 – константы материала, не зависящие от температуры; T – температура.

Релаксация напряжений может быть рассчитана на основе выражения:

$$\frac{d\varepsilon}{d\tau} = -\frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{d\tau}; \quad (5)$$

На основе (1)-(5) можно установить порог ползучести конкретного материала. Здесь важно, что на различной временной базе нагружения материала эта характеристика будет изменяться. Поэтому для сплава АЛ25 нами установлен порог ползучести на временной базе, не превышающей 1 час. Значения коэффициентов ползучести приняты для условия сжатия по данным [3]. Полученная зависимость представлена на рис. 7.

Модельный эксперимент, нацеленный на установление возможности появления зоны ползучести на юбке поршня, осуществлен применительно к поршню диаметром 120 мм. Зона возможного возникновения специфического задира была разбита на сетку, представленную на рис. 8. Значения температур и термических напряжений на поверхности

поршня для случая превышения порога ползучести сведены в табл. 1.

$t, ^\circ\text{C}$

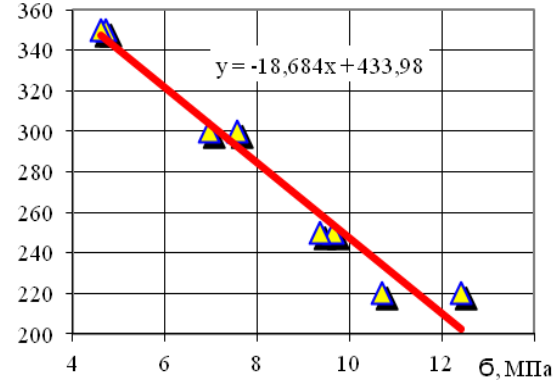


Рис. 7. Порог ползучести сплава АЛ-25: Δ – расчётные значения; — - аппроксимирующая прямая

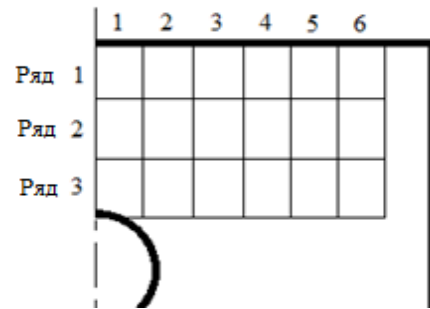


Рис. 8. Исследуемая зона термонапряженного состояния боковой поверхности поршня

Здесь ползучесть имеет место для ячеек, выделенных шрифтом.

Полученный результат свидетельствует, что для исключения специфических задилов на юбке поршня возможно применение известных мероприятий, направленных на снижение уровня и перепадов действующих температур. Кроме этого следует рассматривать возможность применения материалов с более высоким порогом ползучести.

Эффективность применяемых мероприятий может быть установлена расчетными методами.

Таблица 1. Вариант термонапряженного состояния юбки поршня в зоне пальцевого отверстия

Номер зоны	Температура, $^\circ\text{C}$ / Напряжение, Н/м^2					
	1	2	3	4	5	6
Ряд 1	254,19/1,791·10 ⁷	253,41/1,451·10 ⁷	253,2/1,346·10 ⁷	245,6/7,461·10 ⁶	243,27/4,744·10 ⁶	241,3/1,287·10 ⁶
Ряд 2	253,45/1,391·10 ⁷	252,72/1,256·10 ⁷	250,31/1,281·10 ⁷	243,78/5,339·10 ⁶	241,7/9,955·10 ⁵	239,87/2,146·10 ⁶
Ряд 3	252,93/1,866·10 ⁷	250,32/1,451·10 ⁷	245,42/1,045·10 ⁷	240,51/9,368·10 ⁶	237,85/9,245·10 ⁶	235,5/2,82·10 ⁶

Заключення

В работе выполнено исследование, поясняющее возникновение задигов на юбке поршня в зоне пальцевого отверстия.

Представлена схематизированная диаграмма нагружения поверхности юбки поршня с учетом процесса ползучести материала.

Установлен порог ползучести поршневого сплава АЛ25 на временной базе до 1 часа нагружения в условиях сжатия.

Установлена зона возникновения процесса ползучести материала на поверхности поршня.

Представленные результаты свидетельствуют, что наряду с традиционными направлениями повышения надежности поршней форсированных дизелей следует рассматривать применение материалов с более высоким порогом ползучести.

Дальнейшее направление работ связано с углубленными исследованиями процесса ползучести поршневых алюминиевых сплавов и условий его вызывающих на поверхности юбки поршня.

Список литературы:

1. Повреждения поршней – как выявить и устранить их / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 2 изд., – 2010. – 92 с.
2. Чайнов Н.Д. Влияние масляного охлаждения на тепловое состояние поршней ДВС [Текст] / Н.Д. Чайнов, Л.Л. Мяков, А.В. Кареньков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 2. – С. 66-70.
3. Пильов В.О. Автоматичне проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності [Текст]: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ»: 2001. – 332 с.

Bibliography (transliterated):

1. Motor Marketing (2010) "Piston damages - how to identify and eliminate them", 2nd edition ["Povrezhdeniya porshney – kak vyivayt' y ustranyt' ykh" 2-e izd.], DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 92 p.
2. Chaynov M.D., Mjagkov L.L., Karenkov A.V. (2005) "The impact of the oil cooling of ICE pistons thermal state", Internal combustion engines, ["Vplyv maslyanoho okholodzhennya na teplovyy stan porshniv DVZ", Dvyhuny vnutrishn'oho z-horyannya], № 2, pp. 60 – 70.
3. Pylov V.A. (2001) Automatic design of speed diesel engines piston with a specified level of long-term strength : Monograph [Avtomatychne proektuvannya porshniv shvydkokhidnykh dyzeliv iz zadanyim rivnem tryvaloyi mitsnosti : Monohrafiya], Kharkiv: Publishing center of NTU "KPI", 332 p.

Поступила в редакцию 15.07.2016 г.

Пылев Владимир Александрович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a_belogub@mail.ru

Линьков Олег Юрьевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: linkov@ukr.net

Пылев Вячеслав Владимирович – канд. техн. наук, мл. научн. сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: vv3pylyov@i.ua

Лыков Сергей Валентинович – начальник отдела КП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», Харьков, Украина

Баглай Павел Сергеевич – магистрант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Романенко Игорь Сергеевич – студент кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Терно Александр Анатольевич – магистрант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПОРШНЯ ФОРСОВАНОГО ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

В.О. Пильов, О.В. Білогуб, О.Ю. Линьков, В.В. Пильов, С.В. Ликов, П.С. Баглай, І.С. Романенко, О.А. Терно

В роботі розглянуто проблему забезпечення надійної роботи поршня форсованого дизеля в частині виникнення задирів на його юбці в специфічних зонах. Проведено дослідження процесу повзучості і релаксації напружень для поршневого алюмінієвого сплаву АЛ25. Встановлено поріг повзучості сплаву на короткотерміновій базі. Встановлено зону повзучості матеріалу на поверхні поршня. Запропоновано підхід з усунення задирів в досліджуваній зоні.

IMPROVING THE RELIABILITY OF THE PISTON OF HIGH-SPEED DIESEL BOOSTED

V.O. Pylyov, O.V. Bilogub, O.U. Linkov, V.V. Pylyov, S.V. Likov, P.S. Baglay, I.S. Romanenko, O.A. Terno

The problem of a piston reliability ensuring in the high-power diesel engine service and specifically the tear in particular areas of the piston skirt is discussed in the paper. The creep process and stress relaxation simulation for aluminium silicon alloy Al-25 is performed. The alloy creep threshold in a short-time term is ascertained. The material creep area on the piston surface is determined. The approach for tear elimination in the investigated area is suggested.

В.А. Пылев, Р. Ариан

ВЛИЯНИЕ ФОРМОИЗМЕНЕНИЯ ВЫБОРОК В ЗОНЕ КРОМКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ КРОМКИ

В работе на основе экспериментальных данных выполнена идентификация температурного состояния поршня для условий изменения уровня форсирования дизеля и угла опережения подачи топлива. На этой основе установлено влияние формоизменения выборок в огневом днище поршня в зоне кромки камеры сгорания на температурное состояние кромки. Показано, что это влияние соизмеримо с эффектом масляного охлаждения конструкции. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости учета локальных изменений геометрии поршня в зоне кромки камеры сгорания при выполнении оценок ресурсной прочности поршня при форсировании дизеля.

Введение

Общей тенденцией развития двигателестроения является постоянное повышение уровня форсирования двигателей. При этом показатель скорости повышения литровой мощности достаточно велик и составляет, например, для дизелей грузовых автомобилей 0,5 кВт/л в год. Это обстоятельство определяет направление работ по обеспечению ресурса основных нагруженных деталей. В полной мере сказанное относится к поршню, показатели физической и параметрической надежности которого во многом влияют на уровень критериев качества двигателя.

Анализ проблемы

Надежная работа поршня, в целом, определяется совокупностью его критических зон, характеризующихся различными условиями термомеханического нагружения. Соответственно, в различных работах рассматриваются различные аспекты обеспечения высоких показателей надежности конструкции [1-3]. При этом значительное внимание уделяется вопросу отсутствия растрескивания кромки камеры сгорания (КС) [4].

Время до растрескивания кромки определяется множеством влияющих факторов, связанных с особенностями конструкции поршня, уровнем форсирования двигателя, эффективностью теплоотвода через кольца, интенсивностью масляного охлаждения, очередностью и частотой смен режимов работы двигателя в эксплуатации [5]. При этом в практических расчетах, особенно на начальных стадиях проектирования либо доводки конструкции, часто осуществляют упрощение геометрии детали. В [6] показано, что учет в геометрической модели поршня имеющих место выборок под клапана приводит к существенному уточнению температурного состояния поршня в зоне кромки КС.

При рассмотрении реальных вариантов конструкций указанные выборки могут иметь в зоне кромки КС поршня различные геометрические исполнения, что вызывает необходимость дальней-

шего исследования указанного фактора.

Цель и задачи исследования

Целью работы является анализ влияния формы выборки в днище поршня на температурное состояние кромки КС.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие основные задачи:

- осуществить идентификацию граничных условий задачи теплопроводности поршня исходно конструкции;
- на основе численного моделирования с учетом принятых допущений установить температурное состояние кромки КС поршня при формоизменении выборок под клапана;
- выполнить анализ влияния формы выборки на температурное состояние кромки КС при изменении уровня форсирования двигателя и угла опережения подачи топлива.

Основная часть

Для достижения поставленной цели на основе проведенного экспериментального исследования в работе выполнена идентификация температурного состояния поршня дизеля 4ЧН12/14. Объектом исследования был выбран поршень, изготовленный из алюминиевого сплава АК12М2МгН [7]. На огневом днище поршня выполнены выборки под клапаны.

На рис. 1 представлены места размещения хромель-алюмелевых термопар. Термопары заглублены на 1 мм в тело поршня от его поверхности. На данном этапе исследований рассмотрена осесимметричная постановка задачи и неизменность частоты вращения КВ, $n=1800$ мин⁻¹. На первом этапе исследования был принят угол опережения подачи топлива Θ , равный 24 градуса поворота коленчатого вала (КВ). Как видно из рис. 1 исходный поршень не имеет кольцевой полости для охлаждения маслом.

Рассмотрены уровни форсирования дизеля, приведенные в табл. 1. При этом идентификация модели осуществлена для уровней нагружения ди-

зеля 1,3 кВт и 75 кВт. Сравнение результатов эксперимента и расчета также выполнены для уровня нагружения 38 кВт.

Для прогнозирования температурного состояния поршня граничные условия (ГУ) теплообмена задавались для 24 либо 25 зон поршня, представленных на рис.2 и в табл. 2.

Аналогичные результаты получены для угла опережения подачи топлива, равному 18 градусов поворота КВ.

Вариант расчетного распределения температур в теле поршня при исходной геометрии выбоков под клапана представлен на рис. 3.

Результаты идентификации модели приведены в табл. 3. Видно, что расхождение между расчетными t_p и экспериментально установленными значениями температур $t_{\text{эсп}}$ для всех исследованных точек во всем исследованном диапазоне не превышает 8°C (6%), а на нагруженных режимах – 4°C (2%).

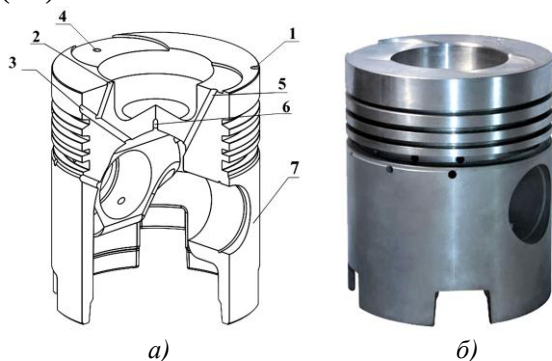


Рис. 1. Места размещения термодпар (а) поршне дизеля 4ЧН12/14 (б)

Таблица 1. Уровни форсирования дизеля 4ЧН12/14

Показатель	Натурный и численный эксперимент			Численный эксперимент
Нл, кВт/л	0,2	5,9	11,85	23,7
Ne, кВт	1,3	38	75	150

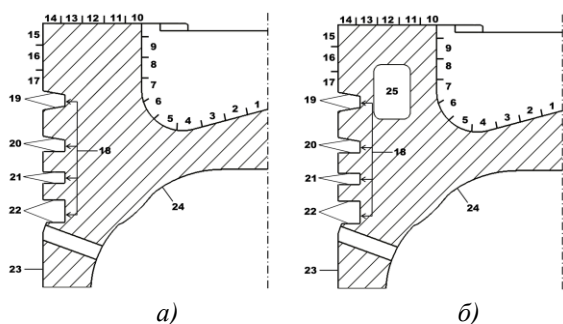


Рис. 2. Зоны задания ГУ для модели поршня без полости масляного охлаждения (а) и с полостью масляного охлаждения (б)

Таблица 2. Значение ГУ теплопроводности поршня дизеля 4ЧН12/14

№ зоны	Ne=1,3 кВт, $\Theta=24^\circ$		Ne=75 кВт, $\Theta=24^\circ$	
	α , Вт/м ² К	$t_{\text{ос}}$, °C	α , Вт/м ² К	$t_{\text{ос}}$, °C
1	169	660	354	770
2	198		415	
3	223		466	
4	242		506	
5	256		537	
6	266		557	
7	271		567	
8	271		567	
9	266		557	
10	256		536	
11	242		506	
12	222		465	
13	198		414	
14	169		353	
15	120	330	195	385
16		219		260
17		109		134
18	200	105	200	130
19	16000	101	16000	125
20	12000	98	12000	120
21	6000	94	6000	116
22	3000	90	3000	111
23	500	83	500	102
24	2200	79	2200	97
25	2200	79	2200	97

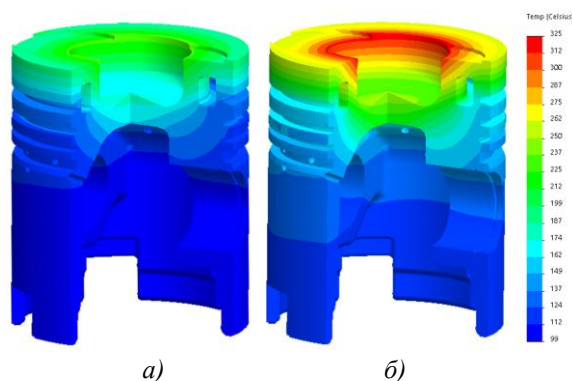


Рис. 3. Температурное состояние поршня исходной конфигурации выбоков под клапана и с полостью масляного охлаждения при $\Theta=24^\circ$: а - Ne = 75 кВт; б - Ne = 150 кВт

На втором этапе исследований было принято допущение о малом изменении значений ГУ в зоне кромки КС при малом изменении геометрии поршня в данной зоне. Принятая для исследования модель поршня с измененной геометрией выбоков под клапана представлена на рис. 4.

Рассмотрены следующие варианты сравниваемых конструкций:

– модель I – поршень с исходной геометрией выбоков без полости масляного охлаждения (см. рис.1);

Таблица 3. Сравнение экспериментальных данных и расчетных результатов

№ точки	Ne= 1,3 кВт			Ne= 38 кВт			Ne= 75 кВт		
	$t_{\text{экс}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{р}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{экс}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{р}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{экс}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{р}}, ^\circ\text{C}$	$\Delta t, ^\circ\text{C}$
1	139	136	-3	171	168	-3	205	201	-4
2	141	149	8	185	187	2	224	228	4
3	117	118	1	141	138	-3	159	161	2
4	132	140	8	170	172	2	210	209	-1
5	137	140	3	175	174	-1	213	210	-3
6	114	114	0	143	139	-4	169	166	-3
7	88	82	-6	95	92	-3	104	103	-1

– модель II – поршень с исходной геометрией выборок и с полостью масляного охлаждения (см. рис.3);

– модель III – поршень с измененной геометрией выборок без полости масляного охлаждения;

– модель IV – поршень с измененной геометрией выборок и с полостью масляного охлаждения (см. рис.4).

Для каждого варианта модели при сопоставимых ГУ устанавливалось максимальное значение температуры в зоне кромки КС. Исследования выполнены для углов опережения подачи топлива 24 и 18 градусов поворота КВ. Результаты расчетов представлены в табл. 4.

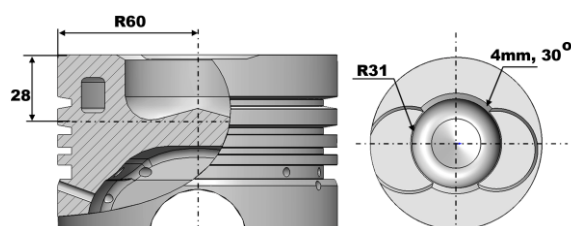


Рис. 4. Модель поршня с измененной геометрией выборок под клапана

Таблица 1. Максимальная температура поршня в зоне кромки КС, $^\circ\text{C}$

Варианты сравниваемых моделей	$\Theta=24^\circ$		$\Theta=18^\circ$	
	Ne, кВт			
	75	150	75	150
I	240	331	234	322
II	234	325	227	314
III	233	321	228	313
IV	227	315	220	305

Из представленных данных видно, что незначительное внесение изменений в геометрию поршня может повлечь существенное изменение температурного состояния кромки КС. Для различных рассмотренных условий теплоподвода и теплоотвода эти изменения влекут изменение температурного состояния поршня на 6-11 $^\circ\text{C}$. Такие значения температур соответствуют эффекту масляного охлаждения конструкции.

Выводы

Форсирование дизелей приводит к необходимости выполнения достоверного анализа ресурса кромки КС поршня на стадии его проектирования либо доводки. При этом одной из важных стоит задача достоверных оценок влияния геометрии поршня в зоне кромки КС на температурное состояние этой зоны.

Выполненный в работе анализ свидетельствует, что распространение зоны выборок под клапана в окружном направлении КС поршня приводит к снижению температуры кромки КС на величину, соизмеримую с эффектом масляного охлаждения поршня.

Дальнейшее направление работ связано с исследованием термических напряжений в зоне кромки КС и установлением влияния локальных формоизменений в исследуемой зоне на ее ресурсную прочность.

Список литературы:

1. Зотов А.А. Разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания / А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - № 1. с. 40-46.
2. Шпаковский В. В. Науково-технічні основи поліпшення показників ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.05.0 „Двигуни та енергетичні установки” / Шпаковський В. В. – Харків, 2010. – 37 с.
3. Бабич А.А. Расчётная оценка теплового состояния поршня транспортного дизеля / А.А. Бабич, С.А. Грозов, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. - 2016. - № 1. С. 47-51.
4. Анализ повреждений деталей ДВС, DFCDIESEL / [Электронные ресурсы]: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>.
5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ “ХП”, 2001. – 332 с.
6. Ариан Р. Оценка теплонпряженности поршня с учётом конструктивных особенностей в зоне кромки камеры сгорания/ Р. Ариан, В.А. Пылёв, // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. №2. – С. 47-51.
7. Марочник сталей и сплавов / [Электронные ресурсы]: http://www.splav-kharkov.com/en/e_mat_start.php.

Bibliography (transliterated):

1. Zotov A.A., Gusev Yu.A. Belogub A.V. (2007) “Development and scientific substantiation of methods of efficient design of Pistons of internal combustion engines” [Razrabotka i nauchnoe obosnovanie

metodiki effektivnogo proektirovaniya porshney dvigateley vnutrennego sgoraniya] *Internal combustion engines*, №.1 pp. 40-46. 2. Shpakovsky V. (2010) Scientific and technical basis of improved-performance of internal combustion engines use pistons with corundum layer: autoref. Dis. on competition sciences. Doctor degree. Sc. Sciences specials. 05.05.03 "Engines and Power Plants" [Naukovo-tehnichni osnovy polipshennya pokaznykiv DVZ zastosovannyam porshniv z korundovym sharom: avto-ref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya dokt. tekhn. nauk : spets. 05.05.03 „Dvyhuny ta enerhetychni ustanovy“], Kharkiv, 37 p. 3. Babich A.A. (2016) "The estimated score of piston thermal condition of transport diesel" [Raschyotnaya otsenka teplovogo sostoyaniya porshnya transportnogo dizelya] *Internal combustion engines*, №.1 pp. 47-51, DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.09. 4. Damage analy-

sis of details of ICE, DFCDIESEL available at: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>. 5. Pylyov V.A. (2001) Computer-aided design piston speed diesel engines with a specified level of long-term strength [Avtomatyizovane proektuvannya porshniv shvydkokhidnykh dyzeliv iz zadanyim rivnem tryvaloyi mitsnosti] Kharkiv: Publishing Center of NTU "KhPI" 332 p. 6. Pylyov V. A. Aryan R. (2015) Evaluation thermal-stress piston taking into account its constructive especially in the zone edges combustion chamber [Otsenka teplotnapryazhennosti porshnya s uchytom konstruktivnykh osobennostey v zone kromki kamery sgoraniya] *Internal combustion engines*, №.2 pp 47-51. 7. Database of Steels and Alloys (Russian title is the Marochnik) / available at: http://www.splav-kharkov.com/en/e_mat_start.php.

Поступила в редакцию 14.07.2016 г.

Пылёв Владимир Александрович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: pylyov@meta.ua.

Ариан Расул – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

ВПЛИВ ФОРМОЗМІНИ ВИБІРОК В ЗОНІ КРОМКИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ НА ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ КРОМКИ

В.О. Пильов, Р. Ариан

У роботі на основі експериментальних даних виконана ідентифікація температурного стану поршня для умов зміни рівня форсування дизеля і кута випередження подачі палива. На цій основі встановлено вплив формозміни вибірок в вогневому днищі поршня в зоні кромки камери згоряння на температурний стан кромки. Показано, що цей вплив можна порівняти з ефектом масляного охолодження конструкції. Отримані результати свідчать про необхідність врахування локальних змін геометрії поршня в зоні кромки камери згоряння при виконанні оцінок ресурсної міцності поршня при форсуванні дизеля.

INFLUENCE OF FORMING SAMPLING IN THE ZONE OF THE EDGE OF THE COMBUSTION CHAMBER OF DIESEL PISTON THERMAL STATE EDGES

V. Pylyov, R. Aryan

In the work on the basis of experimental data is made identifying the thermal state of the piston for the conditions of changes in the level of forcing the diesel and fuel supply advance angle. On this basis, the effect of forming sampling in piston firing into combustion chamber at the edge zone thermal State edges. It is shown that this effect is comparable with the effect of oil cooling design. The results suggest the need to incorporate local changes the geometry of the piston in the edge zone combustion chamber when performing assessments of resource strength piston forcing the diesel.

І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, В.О. Хижняк, Г.В. Каракуркчі

ПІДВИЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ ДИЗЕЛІВ ШЛЯХОМ ВНУТРІШНЬОЦИЛІНДРОВОЇ НЕЙТРАЛІЗАЦІЇ ТОКСИЧНИХ РЕЧОВИН ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Розглянуто основи технології формування каталітичних покриттів на поверхні поршня, виготовленого з алюмінієвого сплаву АЛ-25. Приведено результати проведених досліджень одноциліндрового дизеля 1Ч12/14 з поршнем з нанесеними каталітичними покриттями на поверхні КЗ. При використанні каталітичних покриттів на поверхні КЗ поршня відбувається збільшення швидкості окиснювальних та відновних реакцій, що дозволяє інтенсифікувати процес згоряння палива, внаслідок чого покращується паливна економічність та знижуються викиди оксидів азоту в навколишнє середовище. Проаналізовано отримані результати досліджень по диференційному тепловиділенню, які показують, що використання на дизелі поршня з нанесеним каталітичним покриттям на основі оксиду кобальту призводить до скорочення першого піку тепловиділення, внаслідок чого відбувається зменшення максимальних тиску та температури в циліндрі, а також скорочення емісії оксидів азоту.

Вступ

Тенденція зростання кількості ДВЗ викликає збільшення викидів токсичних речовин з відпрацьованими газами (ВГ) у навколишнє середовище, що, в свою чергу, призводить до посилення обмежень їх викидів.

Резерви зменшення концентрацій токсичних речовин у ВГ ДВЗ при вдосконаленні робочого процесу практично вичерпані. Саме тому, актуальним і пріоритетним напрямком забезпечення ефективності нейтралізації токсичних речовин з ВГ ДВЗ може розглядатися *внутрішньоциліндровий каталіз*. Внутрішньоциліндровий каталіз дозволяє підвищити швидкість протікання окиснювальних і відновлювальних реакцій під дією каталітичного шару покриття, яке наноситься на поверхню камери згоряння (КЗ) поршня. В результаті каталітичних процесів на такті розширення відбувається перетворення продуктів неповного згоряння палива, а саме монооксиду вуглецю (СО), вуглеводнів (C_nH_m) в нешкідливі речовини, зниження температури згоряння, і відповідне скорочення емісії оксидів азоту (NO_x).

Фундаментальні дослідження з цього напрямку проводяться фахівцями різних країн, але інформація про комплексні дослідження такі, як: створення вискоєфективних каталітичних покриттів на основі перехідних металів і вивчення їх реакційних властивостей в умовах КЗ ДВЗ; розробка технології отримання міцного і термічно стійкого пористого носія покриття; дослідження робочого процесу ДВЗ в присутності каталізаторів практично відсутня.

Основи технології нанесення каталітичних покриттів

Найбільш поширеним та перспективним серед гальванічних методів обробки алюмінію та його сплавів є плазмове електролітичне оксидування

(ПЕО). Це обумовлено як технологічністю і можливістю формування покриттів варійованої товщини, так і фізико-хімічними та фізико-механічними властивостями одержуваних покриттів [1]. Вказаний метод забезпечує включення каталітично активних компонентів в матрицю оксиду алюмінію завдяки суміщенню у високоенергетичних режимах електрохімічних та термохімічних реакцій. Отримані покриття міцно з'єднуються з основним матеріалом (алюмінієвим сплавом), не потребують додаткової обробки, їм притаманна висока когезійна міцність [2].

Визначальною ознакою технології ПЕО щодо одержання каталітично активних покриттів і їх функціональних властивостей є висока температура в розрядних каналах при анодному формуванні покриттів, яка, в свою чергу, приводить до випаровування розчинів електролітів і переплавлення їх мінеральної складової. Технологія ПЕО застосовується для створення покриттів на поверхні вентильних металів (Ti, Al, Zr, Mg тощо), саме тому як матеріал підкладки було використано поршень з алюмінієвого сплаву АЛ-25 [3].

Поверхня підкладки поміщається в скляну термостатовану комірку з подвійними стінками, між якими для охолодження циркулює проточна вода. У внутрішню порожнину комірки заливається лужно-перманганатний розчин (для покриття на основі оксиду марганцю) $NaOH + KMnO_4$, вертикально по центру розташовують катод – сталь марки Х18Н10Т, забезпечують постійне примусове перемішування (рис. 1).

Реалізують ПЕО в гальваностатичному режимі в дві стадії. На першій стадії при густині струму $J = 20 \text{ А/дм}^2$ оксидування проводять до досягнення стану стабільного іскріння ($\tau \approx 8-10 \text{ хв.}$). На цьому етапі стрімке зростання напруги відповідає утворенню фазового оксиду алюмінію, а висока густина

струму сприяє видаленню з поверхневого шару легуючих компонентів (Si, Cu, Ni, Fe). Після досягнення іскріння переходять до другої стадії формування шляхом зменшення густини струму до 10-15 А/дм², в результаті отримують якісне покриття, товщина шару покриття залежить від часу оксидування і складає від 5 до 30 мкм. Встановлено, що загальний технологічно оптимальний час для проведення оксидування складає 40-50 хв. Аналогічно відбувається нанесення покриття на основі оксиду кобальту, але на першому етапі оксидування проводять в кобальто-пірофосфатному розчині $K_4P_2O_7 + CoSO_4 \cdot 5H_2O$, а другий етап у лужно-перманганатному розчині $NaOH + KMnO_4$. Такий двохстадійний режим оксидування дозволяє формувати матеріал з вищою істиною площею поверхні, що якісно впливає на каталітичні властивості, а також цей режим є менш енерговитратним [4].



Рис. 1. Установка по нанесенню каталітичного покриття методом ПЕО

Результати досліджень

Для встановлення впливу каталітичного покриття поверхні КЗ поршня на протікання процесу згоряння та каталітичне перетворення токсичних речовин в циліндрі ДВЗ в лабораторії кафедри ДВЗ НТУ «ХП» були проведені дослідження одноциліндрового безнаддувного дизеля 1Ч12/14 за навантажувальними характеристиками при частоті обертання колінчастого валу 1400 хв⁻¹ [5]. В ході проведення досліджень використовувалося обладнання для індиціювання робочих процесів, вимірювання концентрації токсичних речовин ВГ, витратомір повітря фірми «Bosch», п'єзокварцові датчики, тощо.

Методика індиціювання двигуна передбачає отримання вихідних сигналів аналого-цифровим перетворювачем фірми AVL (Австрія) від датчиків, що встановлені на одноциліндровому дизелі та подальшому їх спрямовуванні у програмний ком-

плекс PowerGraph 3.2 Pro, який встановлено на персональному комп'ютері. Після цього проводиться обробка файлів даних у програмному комплексі Analiz 5.2_1cyl, що розроблена на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП».

За результатами проведених досліджень було визначено, що покращується паливна економічність на 1-3%, відбувається зниження концентрації токсичних речовин з ВГ. Покриття поршня оксидом кобальту забезпечує зменшення викиду NO_x на режимах, де концентрація NO_x найбільш значна. Викиди CO при використанні каталізаторів на поверхні КЗ в поршні на основі оксидів марганцю та кобальту дещо збільшуються. Зростання емісії CO пов'язано з особливостями протікання реакцій у пристінкових зонах КЗ в присутності каталізатора [5].

Використання індикаторних діаграм дозволяє провести аналіз впливу нанесених на поверхні КЗ поршня каталітичних покриттів на процес згоряння в циліндрі двигуна та каталітичне перетворення токсичних речовин з ВГ.

Індикаторна діаграма одноциліндрового дизеля на режимі максимального навантаження при частоті обертання колінчастого валу 1400 хв⁻¹ приведена на рис. 2.

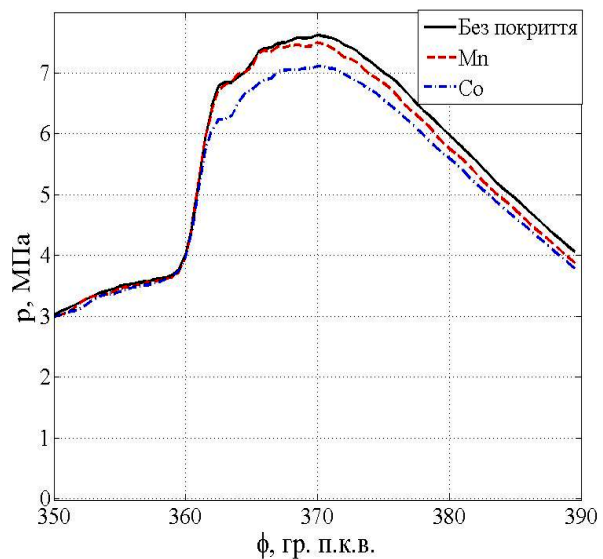


Рис. 2. Індикаторна діаграма на режимі максимального навантаження при частоті обертання колінчастого валу, 1400 хв⁻¹

З індикаторної діаграми видно, що найбільші значення максимального тиску циклу (P_z) були отримані для дизеля з поршнем без нанесеного покриття і з каталітичним покриттям на основі оксиду марганцю. Найменше значення P_z отримане для

дизеля з поршнем з каталітичним покриттям на основі оксиду кобальту.

Графік швидкості підвищення тиску $(dP/d\phi)_{\max}$ наведено на рис. 3. Видно, що значення $(dP/d\phi)_{\max}$ є найбільшими для дизеля з поршнем без нанесеного покриття та з каталітичним покриттям на основі

оксиду марганцю. Для дизеля з поршнем з каталітичним покриттям на основі оксиду кобальту значення $(dP/d\phi)_{\max}$ є меншим.

Графік змінення температури в циліндрі дизеля наведено на рис. 4.

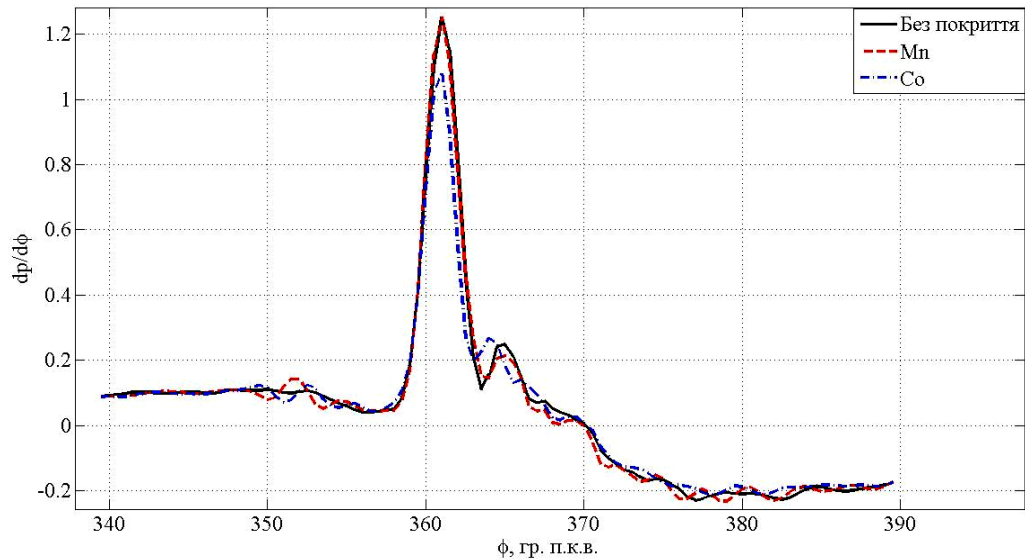


Рис. 3. Швидкість підвищення тиску на режимі максимального навантаження при частоті обертання колінчастого валу, 1400 хв^{-1}

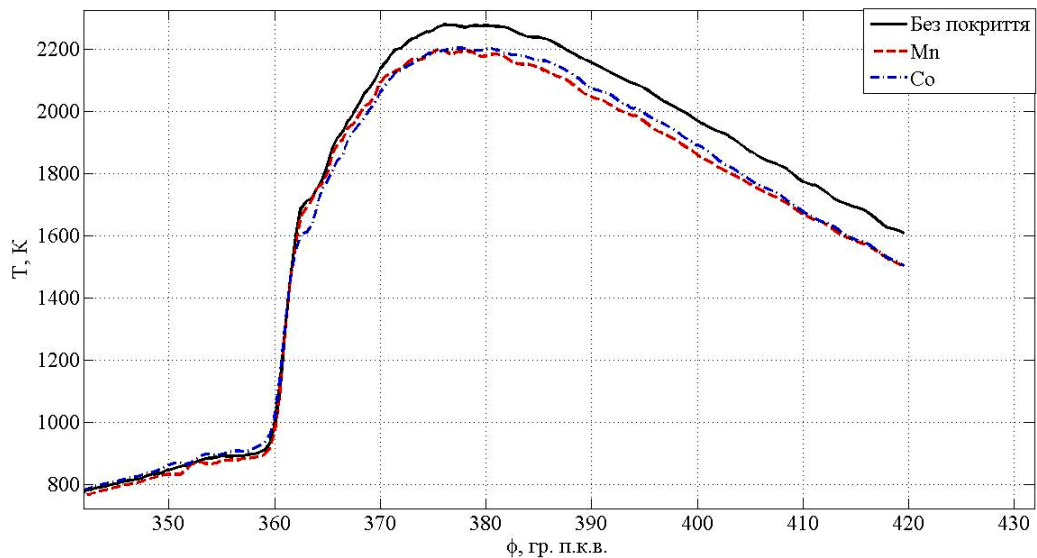


Рис. 4. Змінення температури в циліндрі на режимі максимального навантаження при частоті обертання колінчастого валу, 1400 хв^{-1}

З діаграми (рис. 4), можна побачити, що найбільше значення температури в циліндрі відповідає дизелю з поршнем без нанесеного покриття і складає близько 2280 К. Зростання температури в циліндрі для дизеля з поршнем з каталітичними покриттями відбувається дещо повільніше. Для каталі-

тичних покриттів на основі оксиду марганцю та кобальту значення максимальної температури в циліндрі знаходиться на рівні 2200 К при 375°ПКВ . В подальшому відбувається поступове зниження температури в циліндрі, із збереженням суттєвої різниці між показниками максимальної

температури для дизеля з поршнем без покриття та з каталітичними покриттями. Варто відзначити, що при використанні каталітичних покриттів відбувається зниження максимальної температури в циліндрі на 70-75 К. Отриманий ефект від зниження

температури в циліндрі двигуна впливає на зменшення концентрації оксидів азоту у ВГ, що було підтверджено вимірюваннями [5].

Графік диференційного тепловиділення представлено на рис. 5.

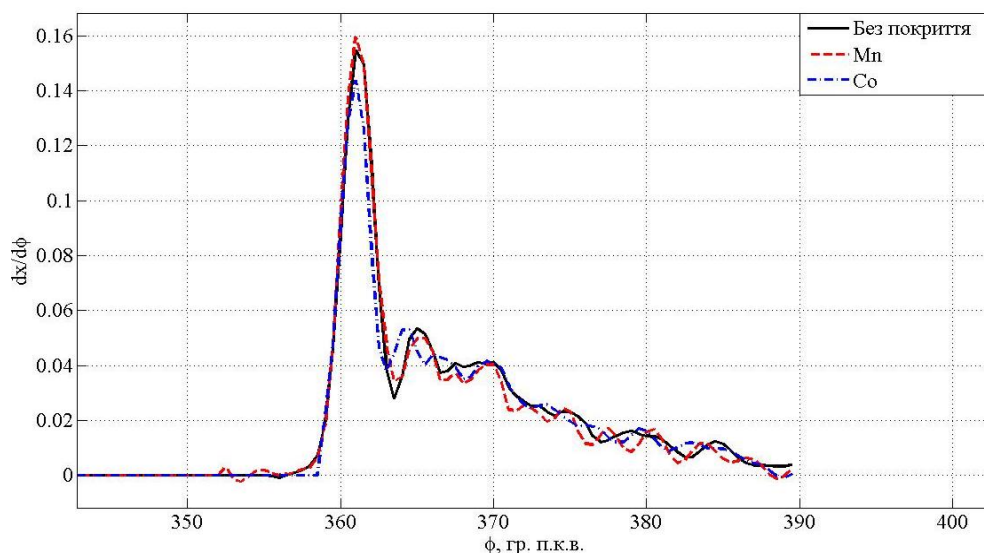


Рис. 5. Диференційне тепловиділення на режимі максимального тепловиділення при частоті обертання колінчастого валу, 1400 хв^{-1}

З графіку можна побачити, що швидкість згоряння для дизеля з поршнем з каталітичним покриттям на основі оксиду марганцю є дещо більшою, в порівнянні з дизелем з поршнем без нанесеного покриття. Для дизеля з поршнем з каталітичним покриттям на основі оксиду кобальту швидкість згоряння є найменшою. Скорочення тривалості згоряння відбувається для дизеля з поршнем з каталітичним покриттям на основі оксиду кобальту, внаслідок цього початок дифузійного згоряння відбувається дещо раніше.

Висновки

Запропонована технологія нанесення каталітичних покриттів методом ПЕО є найбільш технологічно виправданою за фізико-хімічними і фізико-механічними властивостями одержуваних покриттів та можливості формування покриттів варійованої товщини. Саме за рахунок ПЕО відбувається включення каталітично активних компонентів в поверхневі шари алюмінієвого поршня. В результаті отримують якісні каталітичні покриття, які не поступаються за своїми властивостями групі благородних металів, таких як Pt, Pd тощо.

Експериментальні дослідження одноциліндрового дизеля показали, що використання каталітичного шару покриття дозволяє впливати на особливості протікання фізико-хімічних явищ під час

процесу згоряння та каталітичні процеси нейтралізації токсичних речовин в циліндрі дизеля.

Результати аналізу процесу згоряння показали, що внаслідок використання на поверхні КЗ поршня каталітичних покриттів на основі оксиду кобальту та марганцю відбувається зниження максимальних тиску та температури в циліндрі дизеля.

Використання на дизелі поршня з нанесеним каталітичним покриттям на основі оксиду кобальту призводить до скорочення фази некерованого згоряння, зменшення тривалості згоряння, при цьому відбувається зменшення максимальних тиску та температури в циліндрі, що призводить до скорочення емісії оксидів азоту.

Список літератури:

1. Sudheer B., Comparison of Micro Arc Oxidation and Friction Stir Processed Coatings on Aluminum Alloy / B. Sudheer, R.R. Raghu, P.L. Anand, R.K. Prasad, K.S. Raja M. Mirsa // Chemical & Metallurgical Engineering. – 2010. – Vol. 33. – № 5. – р. 37-41.
2. Ведей М.В. Формирование каталитически активных покрытий на рабочих поверхностях камер сгорания / М.В. Ведей, Н.Д. Сахненко, Д.С. Андрощук, Т.П. Ярошок // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 2. – с. 73-76.
3. Ведей М.В. Каталитичні та захисні покриття сплавами і складними оксидами: електрохімічний синтез, прогнозування властивостей [Текст] : монографія / М. В. Ведей, М. Д. Сахненко ; Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. - Харків : НТУ "ХПІ", 2010. - 272 с.
4. Андрощук Д.С. Формування покриттів оксидами маргану на високолегованих сплавах

алюмінію / Д.С. Андрощук, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, Т.П. Ярошок // *Вопросы химии и химической технологии*. – 2015. – № 1 (99). – с. 38-43. 5. Парсаданов І.В. Дослідження дизеля з каталітичним покриттям поверхні камери згорання / І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, І.М. Карягін, В.О. Хижняк, Д.С. Андрощук // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2015. – № 2. – с. 69-72.

Bibliography (transliterated):

1. Sudheer, B., Raghu, R.R., Anand, P.L., Prasad, R.K., Raja, K.S., Mirsa, M. (2010), "Comparison of Micro Arc Oxidation and Friction Stir Processed Coatings on Aluminum Alloy", *Chemical & Metallurgical Engineering*, vol. 33, No 5, pp. 37-41. 2. Ved', M.V., Sahnenko, N.D., Androshhuk, D.S., Yaroshok, T.P. (2014), "Active catalytic coating formation on the working surface of combustion chambers in ICE", *Internal Combustion Engines*, ["Formirovanie kataliticheski aktivnyh pokrytij na rabochih

poverhnostjah kamer sgoranija", *Dvigateli vnutrennego sgoranija*], No. 2, pp. 73-76. 3. Ved', M.V., Sahnenko, M.D. (2010), *Catalytic protective coatings and alloys, oxides and complex: electrochemical synthesis, forecasting properties: monograph* [Katalitychni ta zakhysni pokryttya splavamy i skladnymy oksydamy : elektrokhimichnyy syntez, prohnozuvannya vlastyivostey: monogr.], NTU "KhPI", Kharkiv, 272 p. 4. Androshhuk, D.S., Sahnenko, M.D., Ved', M.V., Yaroshok, T.P. (2015), "Formation of manganese oxide coatings on high alloys of aluminum", *Questions of Chemistry and Chemical Technology* ["Formuvannya pokryttiv oksydamy manhanu na vysokolehovanykh splavakh alyuminiyu", *Voprosy himii i himicheskoy tehnologii*], No. 1, pp. 38-43. 5. Parsadanov, I.V., Sakhnenko, M.D., Ved', M.V., Kariagin, I.M., Khyzhniak, V.O., Androshhuk, D.S. (2015), "The research of the diesel engine with a catalytic coating on the surface of the combustion chamber", *Internal Combustion Engines* ["Doslidzhennya dyzelya z katalitychnym pokryttyam poverkhni kamery zhoryannya", *Dvigateli vnutrennego sgoranija*], No. 2, pp. 69-76.

Поступила до редакції 06.07.2016 р.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, професор, заст. зав. кафедри двигунів внутрішнього згорання з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua, тел.: (057) 707-60-89.

Сахненко Микола Дмитрович – доктор техн. наук, професор, зав. кафедри фізичної хімії Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: sakhnenko@kpi.kharkov.ua, тел.: (057) 707-63-27.

Хижняк Володимир Олександрович – аспірант, кафедра двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Leo_18@ukr.net, тел.: (063)-794-94-40.

Каракуркчі Ганна Володимирівна – канд. техн. наук, старший науковий співробітник кафедри загальної та неорганічної хімії Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: anyutikukr@gmail.com, тел.: (057) 707-64-01.

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧНОСТИ ДИЗЕЛЕЙ ПУТЕМ ВНУТРИЦИЛИНДРОВОЙ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ТОКСИЧЕСКИХ ВЕЩЕСТВ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ

И.В. Парсаданов, Н.Д. Сахненко, В.А. Хижняк, А.В. Каракуркчи

Рассмотрены основы технологии формирования каталитических покрытий на поверхности поршня, изготовленного из алюминиевого сплава АЛ-25. Приведены результаты проведенных исследований одноцилиндрового дизеля 1Ch12/14 с поршнем с нанесённым каталитическим покрытием на поверхности КС. При использовании каталитических покрытий на поверхности КС поршня происходит увеличение скорости окислительных и восстановительных реакций, что позволяет интенсифицировать процесс сгорания топлива, вследствие этого, улучшается топливная экономичность и снижаются выбросы оксидов азота в окружающую среду. Проведен анализ полученных результатов исследований по дифференциальному тепловыделению, который показывает, что применение на дизеле поршня с нанесённым каталитическим покрытием на основе оксида кобальта приводит к сокращению первого пика тепловыделения, вследствие чего происходит уменьшение максимального давления и температуры в цилиндре, а также сокращение эмиссии оксидов азота.

IMPROVING THE ENVIRONMENTAL PERFORMANCE OF ENGINES BY INTRA-CYLINDER NEUTRALIZATION OF TOXIC EXHAUST GASES

I.V. Parsadanov, M.D. Sakhnenko, V.O. Khyzhniak, G.V. Karakyrchi

Fundamentals of forming technology of catalytic coatings on the surface of the piston is made of an aluminum alloy AL-25. Shows the results of studies of single cylinder diesel engine 1Ch12/14 with a plunger with a catalytic coating on the surface of the COP. When using catalytic coatings on the surface of the piston, the COP is going to increase the speed of oxidation reactions and recovery that allows to intensify the process of fuel combustion, therefore, improves fuel economy and reduces emissions of nitrogen oxides in the environment Wednesday. The analysis of the received results of studies on differential heat dissipation, which shows that the use of the diesel engine piston with a catalytic coating on the basis of cobalt oxide leads to a reduction of the first peak of the heat, resulting in a decrease of maximum temperature and pressure in the cylinder, as well as a reduction in emissions of nitrogen oxides.

А.Н. Кондратенко

КОНЦЕПЦИЯ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТЬЮ ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК С ПОРШНЕВЫМ ДВС

Приведены предпосылки и общая концепция создания критерия эффективности функционирования системы управления экологической безопасностью процесса эксплуатации энергетических установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания. Критерий является основой реализации последнего уровня такой системы управления, замыкая ее обратной связью, путем применения мониторинга показателей экологической безопасности окружающей природной среды и урбосистем, а также контроля эффективности работы самой системы. Определено иерархическое место критерия в структуре жизненного цикла и состава энергетической установки, обоснован выбор его составляющих.

Постановка проблемы

Процесс эксплуатации энергетической установки (ЭУ), источником механической энергии в которой является поршневой двигатель внутреннего сгорания (ПДВС), представляет собой лишь часть жизненного цикла такого объекта. Однако, именно эта часть, и только она, представляет интерес для конечного потребителя, так как только в течение ее ЭУ и ее ПДВС выполняют возложенные на них функции – производят полезную работу, приносят доход и т.д. Протекание и особенности этапов жизненного цикла, предшествующих эксплуатации – разработки, испытаний, доводки и производства – интереса для потребителя не представляют, а только лишь их результаты – техническая характеристика новых, не бывших в эксплуатации, ЭУ и ПДВС, а также их стоимость. Именно по соотношению этих показателей с показателями других, конкурирующих, предложений на рынке потребитель и отдает свое предпочтение при выборе необходимого для него оборудования. Обеспечение конкурентоспособных значений показателей работы ПДВС для ЭУ, перечень которых образует техническую характеристику, и их стоимости – задача специалистов в отрасли двигателестроения. Протекание и особенности этапов жизненного цикла, следующих за эксплуатацией, то есть после достижения ЭУ с ПДВС предельного технического состояния – утилизация, обезвреживание и захоронение – интереса для потребителя не представляют абсолютно никакого. Только законодательное принуждение собственника таких объектов, исчерпавших свой ресурс и представляющих в связи с этим несомненную и существенную экологическую опасность для окружающей природной среды (ОПС) и урбосистем, к обеспечению комплекса мер по их переработке и постоянный контроль за исполнением таких мер является действенным способом повысить уровень экологической безопасности (ЭБ) ОПС и урбосистем. Обеспечение законодательно установленных показателей этих этапов

жизненного цикла ЭУ с ПДВС – задача специалистов в области ЭБ.

Обеспечение определенного уровня ЭБ урбосистем, источником опасности в которых являются объекты техносферы, должно базироваться на соответствующем методологическом обеспечении. Для количественной оценки эффективности применения мероприятий по обеспечению ЭБ урбосистем с учетом техногенной нагрузки на них требуются соответствующие критерии. Также с помощью таких критериев представляется возможным сравнивать конкурирующие разработки и отдельные технические решения для одной разработки.

Таким образом, разработка критериев эффективности функционирования системы управления экологической безопасностью (СУЭБ) процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС, обладающих как можно большей универсальностью и учитывающих, в связи с этим, как можно больше факторов экологической опасности, является актуальной задачей, обладающей научной новизной.

Цель исследования

Создание общей концепции разработки критерия эффективности функционирования СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС, обладающего как можно большей универсальностью.

Объект исследования – эффективность функционирования СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС.

Предмет исследования – концептуальные основы критерия, характеризующего объект исследования.

Анализ публикаций

В работе [1] на основе системного подхода, принципа многоуровневой декомпозиции и теории иерархических структур создана СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС. Разработанная СУЭБ методологически и структурно подобна СУЭБ, использующей многофазные дисперсные структуры из работы [2], СУЭБ процесса утилизации твердых углеродсодержащих бытовых и производственных

отходов из работы [3], методологии процесса утилизации деталей авиационной техники из работы [4]. В работе [5] предложен комплексный топливо-экологический критерий для оценки качества и конкурентоспособности дизелей, приведена методика его расчета и результаты применения для разных моделей эксплуатации дизеля, нашедший широкое применение в работах других исследователей. Необходимость изменения общих подходов к качественной и количественной идентификации состава отработавших газов ПДВС как источников экологической опасности, в частности введением понятия супертоксикантов, описана и обоснована в работе [6]. Понятийный аппарат таких областей научного знания, как гражданская защита, экологическая и техногенная безопасность раскрыт в работе [7].

Общая концепция создания и применения критерия эффективности функционирования СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС

Разработанная авторами [1] СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС состоит из четырех последовательно реализующихся функционально завершенных этапов, каждый из которых разбит на два уровня, следующих один за другим. В этой работе приведены подходы и некоторые варианты к решению задач Этапа 1 «Исходные данные для создания СУЭБ» и Этапа 2 «Усовершенствованные и новые технологии для обеспечения ЭБ, используемые СУЭБ». Так, предложены классификация факторов экологической опасности, источником которых является ПДВС, классификации способов и средств очистки потока отработавших газов (ОГ) дизелей от твердых частиц (ТЧ) и регенерации фильтров твердых частиц (ФТЧ). При этом применены системный подход, принцип многоуровневой декомпозиции и теория иерархических структур, а также принцип десятичного деления.

В данном исследовании приведена общая концепция решения задач Этапа 4 такой СУЭБ – «Результаты использования СУЭБ», в частности Уровня 8 «Система мониторинга и контроля уровня ЭБ», завершающего в структуре СУЭБ и замыкающего ее обратной связью путем применения мониторинга показателей ЭБ и контроля эффективности работы самой СУЭБ.

Решение такой задачи предлагается путем разработки критерия эффективности функционирования СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС, обладающего как можно большей универсальностью.

Функция всей СУЭБ и рассматриваемых в данном исследовании ее Уровня 8, описаны следующими вербальной-логическими формулами [1]:

$$F_j^i \{N\} = [A, B, C] = F \{ \text{система обеспечения ЭБ} \} = [\text{показатели ЭБ (А) технологического процесса извлечения и обработки отходов и поллютантов, источником которых является ПДВС (В), по рациональным организационно-техническим параметрам путем применения новых или усовершенствованных технологий обеспечения ЭБ (С)}]; \quad (1)$$

$$F^8 \{ \text{Система мониторинга уровня ЭБ и контроля работы СУЭБ} \} = [\text{мониторинг и контроль уровня показателей ЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС (А) в процессе функционирования соответствующей СУЭБ (В), при рациональных организационно-технических параметрах с использованием новых и усовершенствованных технологий обеспечения ЭБ (С)}], \quad (2)$$

где А – действие системы (компонента), которое приводит к необходимому результату; В – наименование объекта, на который направлено действие системы; С – формулирование особых условий и ограничений, при которых выполняется действие системы (компонента); i – номер уровня СУЭБ; j – номер структурного элемента уровня СУЭБ; N – наименование структурного элемента СУЭБ.

Предлагаемая концепция разработки критерия эффективности функционирования СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС и алгоритма его применения предполагает:

- количественную оценку в абсолютных и/или относительных единицах уровня значений комплекса технико-экономических и экологических порежимных и/или среднеексплуатационных показателей базового варианта ЭУ с ПДВС, то есть до внедрения разработанных мероприятий по повышению уровня ЭБ;

- количественную оценку уровня значений такого комплекса для модернизированного варианта того же объекта, то есть после разработки и внедрения мероприятий по повышению уровня ЭБ на основе новых и усовершенствованных способов и средств (технологий);

- установление абсолютного и относительного значения разности величин комплекса для базового и модернизированного вариантов;

- сравнение полученного значения разности величин комплекса с ее пороговым значением или разработанной шкалой значений и заключение определенных выводов на основе результатов сравнения;

- корректировка вида или последовательности мероприятий по обеспечению ЭБ у структуре СУЭБ либо объекта, интенсивности, характера воздействия отдельно взятого мероприятия.

Предлагается такую разность величин комплекса технико-экономических и экологических показателей базового и модернизированного вариантов ЭУ с ПДВС и считать критерием эффективности функционирования СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС – $K_{ЭСУЭБ}$.

Состав комплекса технико-экономических и экологических показателей работы ПДВС, учитываемых таким критерием, должен быть как можно более полным, что определяет уровень универсальности критерия.

В качестве единиц измерения абсолютных значений комплекса технико-экономических и экологических показателей, участвующего в определении $K_{ЭСУЭБ}$, рационально использовать денежные затраты $З$ на разработку и внедрение мероприятий по обеспечению нужного уровня ЭБ, затраты на компенсацию негативного влияния факторов экологической опасности на ОПС или урбосистему.

Таким образом:

$$K_{ЭСУЭБ} = (З_M - З_B) / З_B, \quad (3)$$

где $З_M$ и $З_B$ – соответственно, затраты для модернизированного и базового вариантов ЭУ с ПДВС.

Такое решение обусловлено, во-первых, исходя из определения денежных средств как товара максимальной ликвидности и универсального эквивалента стоимости товаров и услуг. Во-вторых, по аналогии с известным подходом к оценке технико-экономических и экологических показателей ПДВС, разработанным проф. И.В. Парсадановым как часть методики расчетного определения топливо-экологического критерия $K_{ТЭ}$ [5]. В третьих, как станет ясно из дальнейших рассуждений, не все составляющие вышеуказанных затрат возможно привести к виду безразмерной величины β и, тем более, наделить их физическим смыслом $g_{\text{ср}}$, как в случае $K_{ТЭ}$ [5].

В работе [5] затраты, входящие в структуру критерия $K_{ТЭ}$, выражаются в гривнах (₴). Однако в таком случае возникает проблема оценки эффективности мероприятий по обеспечению уровня ЭБ для ЭУ с ПДВС, находящихся в эксплуатации продолжительное время. Так, для случая повышения уровня ЭБ дизеля 2С10,5/12 путем оборудования его выпускной системы ФТЧ, разработанным в отделе поршневых энергоустановок ИПМаш НАНУ [8, 9], непосредственное сравнение величин критерия $K_{ТЭ}$ для базового (дизель без ФТЧ) и модернизированного (дизель с ФТЧ) варианта выполнить в гривне затруднительно. Это обусловлено следующими обстоятельствами. Во-первых, дизель Д21А1 (2С10,5/12), использовавшийся как генератор аэрозоля ТЧ в ОГ в этих исследованиях, выпущен в середине 80-гг XX века, современная его

модификация, выпускаемая Владимирским тракторным заводом, имеет существенные конструктивные отличия (например, электронную систему управления топливоподачей). При этом точно оценить его общую наработку и оставшийся моторесурс, предысторию и особенности его эксплуатации, мероприятий по обслуживанию и ремонту и, соответственно, текущее техническое состояние и соотнести его с каким-либо стоимостным показателем затруднительно. На момент его выпуска такой денежной единицы как гривна не существовало, та единица, в которой выражались его стоимостные показатели – рубль СССР – не существует ныне, а нынешняя модификация этого дизеля оценивается в российских рублях. Во-вторых, в силу определенных причин, курс гривны по отношению к основным свободно конвертируемым (так называемым, твердым) валютам крайне нестабилен. Так, на момент введения в оборот гривны (1996 г.) ее курс по отношению к доллару США (\$) составлял менее 2 ₴/\$, на момент начала разработки концепции ФТЧ (2008 г.) – около 5 ₴/\$, на момент получения экспериментальных данных для исследований [8, 9] (2013 г.) – около 8 ₴/\$, на момент создания математических моделей из [8, 9] (2014 г.) – 12 ₴/\$, в данный момент – 25 ₴/\$.

В связи с вышеприведенными соображениями, представляется рациональным выражение величины затрат, формирующих значение $K_{ЭСУЭБ}$, в одной из широкодоступных в Украине свободно конвертируемых мировых резервных валют – Евро или доллар США. Однако только последний имеет историю, полностью охватывающую историю ПДВС от зарождения идеи (1807 г. двигатель де Риваса, 1860 г. двигатель Ленуара, 1863 г. двухтактный двигатель Отто, 1876 г. четырехтактный двигатель Отто, 1880 г. двигатель Костовича, 1897 г. двигатель Дизеля) и по сегодняшний день. При этом следует учесть, что покупательная способность доллара США в течение его существования от момента создания первого ПДВС и по сегодняшний день также не была постоянной в силу проявления инфляции. На основе вышесказанного можно заключить, что величины затрат в формуле (3) следует выражать в долларах США, а учет инфляции самого доллара следует учесть специальным коэффициентом, например на основе индекса потребительских цен – Consumer Price Index CPI [11].

Для обеспечения возможности проведения сравнительных исследований различных источников энергии, например ПДВС и комплекса из фотоэлектрического преобразователя и суперконденсатора на основе наноструктурированных полупроводников [12], в структуре разрабатываемого кри-

терия затраты на топливо следует преобразовать в единицы энергии или мощности.

Следует также обратить внимание, что оборудование дизеля ФТЧ сказывается на значении $K_{ТЭ}$ одновременно позитивно – за счет уменьшения массового выброса ТЧ с потоком ОГ (и соответствующих денежных затрат на компенсацию воздействия данного фактора экологической опасности на ОПС), и негативно – за счет повышения расхода топлива, расходуемого на преодоление гидравлического сопротивления ФТЧ [10].

Весь жизненный цикл ЭУ с ПДВС традиционно делят на последовательную цепочку этапов, которые в свете специфики рассматриваемой проблематики и вышесказанного рационально объединить в следующие блоки:

- I – разработка и производство;
- II – эксплуатация;
- III – утилизация.

Также не стоит упускать из виду тот факт, что одни и тот же ПДВС может использоваться для привода разнотипных ЭУ (например, автотракторные дизели), и одна ЭУ может содержать более одного ПДВС (например, передвижной бетоносмеситель с приводом миксера от отдельного ПДВС).

Сами же ЭУ, без учета наличия в их составе ПДВС и агрегатов их систем, вынесенных за пределы подкапотного пространства, также являются источниками экологической и техногенной опасности, и должны качественно и количественно характеризоваться своими собственными факторами, критерии для оценки которых возможно также нуждаются в разработке и/или доработке.

В связи с вышеприведенным, особо следует отметить, что рассматриваемый критерий эффективности СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС $K_{ЭСУЭБ}$ в предлагаемой постановке занимает следующее иерархическое место в структуре жизненного цикла и состава ЭУ:

- характеризует лишь II блок жизненного цикла ЭУ с ПДВС – эксплуатацию;
- характеризует ЭБ лишь части ЭУ, а именно ПДВС и агрегатов систем его обслуживающих.

Разрабатываемый критерий эффективности СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС $K_{ЭСУЭБ}$, в отличие от комплексного топливно-экологического критерия проф. И.В. Парсаданова $K_{ТЭ}$, также должен учитывать такие факторы экологической опасности, источником которых является ПДВС, как шум и вибрация, а в идеале – и энергетическое загрязнение ОПС и урбосистем (тепловое, электромагнитное и информационное) [1]. Загрязнение ОПС и урбосистем жидкими поллютантами

(моторными топливами и маслами) и твердыми отходами (детальными, исчерпавшими ресурс или вышедшими из строя аварийно) ПДВС в процессе эксплуатации ЭУ с ними происходит либо при техническом обслуживании и ремонте, либо в аварийной ситуации [1]. Вероятностный характер проявления последних факторов обуславливает применения для их оценки понятийного аппарата и инструментария экологических рисков.

При этом сам комплексный топливно-экологический критерий проф. И.В. Парсаданова $K_{ТЭ}$ может быть прообразом, составной частью и основой разрабатываемого критерия эффективности функционирования СУЭБ процесса эксплуатации ЭУ с ПДВС $K_{ЭСУЭБ}$.

Выводы

Таким образом, в данном исследовании в наиболее общем виде приведены предпосылки и общая концепция создания и алгоритма применения критерия эффективности функционирования системы управления экологической безопасностью процесса эксплуатации энергетических установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания.

Критерий служит основой реализации последнего уровня такой СУЭБ, замыкая ее обратной связью, путем применения мониторинга показателей экологической безопасности ОПС и урбосистем, а также контроля эффективности работы самой СУЭБ.

Определено иерархическое место критерия в структуре жизненного цикла и состава энергетической установки, обоснован выбор его составляющих.

Список литературы:

1. Сучасні способи підвищення екологічної безпеки експлуатації енергетичних установок: монографія [Текст] / С.О. Вамболь, О.П. Строков, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко. – Х.: Стиль-Издат (ФОП Бровін О.В.), 2015. – 212 с.
2. Вамболь С.А. Системы управления экологической безопасностью, которые используют многофазные дисперсные структуры: монография [Текст] / С.А. Вамболь. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2013. – 204 с.
3. Vambol' V.V. The systematic approach to solving the problem of management of ecological safety during process of biowaste products utilization [Текст] / V.V. Vambol', V.M. Shmandij, S.O. Vambol', O.M. Kondratenko // Науковий журнал «Екологічна безпека». – Кременчук: КрНУ, 2015. – № 1 (19). – С 7 – 11.
4. Утилизация летательных аппаратов [Текст]: монография / Н.В. Нечипорук, В.Н. Кобрин, В.В. Вамболь, Е.А. Полищук. – Х.: НАКУ «ХАИ», 2014. – 304 с.
5. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография [Текст] / И.В. Парсаданов – Х.: Центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
6. Канило П.М. Глобальное потепление климата. Антропогенно-экологическая реальность: монография [Текст] / П.М. Канило. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 312 с.
7. Екологічна безпека, природно-техногенна безпека і цивільний захист

в Україні [Текст]: навч. посібн. / В.М. Кобрин, П.М. Куліков, М.В. Нечипорук й ін.; Мін-во освіти і науки України. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т ім. М.С. Жуковського «Харк. авіац. ін-т», 2007. – 406 с. 8. Кондратенко А.Н. Математическая модель гидравлического сопротивления фильтра твердых частиц дизеля. Часть 1: настроечный коэффициент [Текст] / А.Н. Кондратенко // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2014. – № 18(1061). – С. 68 – 80. 9. Кондратенко О.М. Математична модель ефективності роботи фільтра твердих частинок дизеля [Текст] / О.М. Кондратенко, О.П. Строчков, С.О. Вамболь, А.М. Авраменко // Науковий вісник НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ, 2015. – № 6 (150). – С. 55 – 61. 10. Кондратенко О.М. Оцінка впливу гідравлічного опору ФТЧ на паливну економічність дизеля [Текст] / О.М. Кондратенко, О.П. Строчков, С.О. Вамболь // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – 2014. – № 14 (1057). – С. 57 – 66. 11. Матвеева Т.Ю. Введение в макроэкономику [Текст] / Т.Ю. Матвеева. – М.: Изд. дом ГУ-ВШЭ, 2004. – 512 с. 12. Дейнеко Н.В. Гібридний пристрій для забезпечення енергоефективності використання сонячного випромінювання [Текст] / Н.В. Дейнеко, Я.О. Сичикова // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XXIV Міжнародної науково-практичної конференції MICROCAD, Ч. II (18 – 20 травня 2016 р.). – Харків: НТУ "ХПІ", 2016. – С. 14.

Bibliography (transliterated):

1. Vambol S.O., Strokov O.P., Vambol V.V., Kondratenko O.M. (2015), "Modern methods for improving the ecological safety of power plants exploitation: monograph" [Suchasni sposoby pidvyshchenn'a ekologichnoi bezpeky ekspluatatsii energetychnykh ustanovok: Monografija] [Text], Kharkiv, Publ. Styl-Izdat, 212 p. [in Ukrainian]. 2. Vambol S.A. (2013), "Systems of management of ecological safety, which using multiphase dispersed structures: monograph" [Sistemy upravlenija ekologicheskoi bezopasnost'ju, kotoryje ispol'zujut mnogofaznyje dispersnyje struktury: monografija] [Text], Kharkiv, Publ. NAKU "KhAI", 204 p. [in Russian]. 3. Vambol V.V., Shmandij V.M., Vambol S.O., Kondratenko O.M. (2015), "The systematic approach to solving the problem of management of ecological safety during process of biowaste products utilization" [Text], Scientific journal «Ecological safety», Kremenchuk, Publ. KrNU, № 1 (19), pp. 7 – 11. 4. Nechiporuk N.V., Kobrin N.V., Vambol V.V., Polishchuk E.A. (2014), "Utilization of aircrafts: monograph" [Utylizatsiya letatel'nykh apparatov: monografija] [Text], Kharkiv, Publ. NAKU "KhAI", 304 p. [in Russian]. 5. Parsadanov I.V. (2003), "Improving the quality and competitiveness of diesel fuel in an integrated and ecological criteria: monograph" [Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija: monografija] [Text], Kharkiv, Publ. NTU "KhPI", 244 p. [in Ukrainian]. 6. Kanilo P.M. (2015), "Global warming. Anthropogenically-ecological reality: monograph" [Global'noe poteplyenie klymata. Antropogennno-ekologicheskaya real'nost': monografija] [Text], Kharkiv, Publ. KhNADU, 312 p. [in Russian]. 7. Kobrin V.M., Kulikov P.M., Nechiporuk M.V. et al. (2007), "Environmental safety, natural and technogenic safety and civil defense in Ukraine: training manual" [Ekologichna bezpeka, pryrodno-tekhnohenna bezpeka i tsyvil'nyy zakhyst v Ukrayini: navch. posibn.] [Text], Kharkiv, Publ. NAKU "KhAI", 406 p. [in Ukrainian]. 8. Kondratenko O.M. (2014), "Mathematical model of the hydraulic resistance of the diesel particulate matter filter. Part 1: adjusting coefficient" [Matematicheskaja model' gidravlicheskogo soprotivlenija fil'tra tverdykh chastic dizelja. Chast' 1: nastroecnyj koefficient] [Text], Kharkiv, Herald of NTU "KhPI". Series: Mathematical modeling in engineering and technology, Publ. NTU "KhPI", № 18 (1061), pp. 68 – 80 [in Russian]. 9. Kondratenko O.M., Strokov O.P., Vambol S.O., Avramenko A.M. (2015), "Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter" [Matematychna model' efektyvnosti roboty fil'tra tverdykh chastynek dyzelja] [Text], Dnipropetrovsk, Scientific Bulletin of NMU, Publ. NMU, Issue 6 (150), pp. 55 – 61 [in Ukrainian]. 10. Kondratenko O.M., Strokov O.P., Vambol S.O. (2014), "Estimation of influence of hydraulic resistance of DPf on the fuel efficiency of diesel engine" [Ocinka vplyvu gidravlicheskogo oporu FTCh na palyvnu ekonomichnist' dyzelja] [Text], Kharkiv, Herald of NTU "KhPI". Series: Transport Machine building, Publ. NTU "KhPI", № 14 (1057), pp. 57 – 66 [in Ukrainian]. 11. Matveeva T.Ju. (2004), "Introduction to macroeconomics" [Vvedenie v makroekonomiku] [Text], Moscow, Publ. GU-VShE, 512 p. [in Russian]. 12. Deyneko N.V., Sychikova Ja.O. (2013), "Hybrid device for ensuring of using solar energy efficiency" [Gibrydnyj prystrij dlja zabezpechennja energoeffektivnosti vykorystannja sonjachnogo vyprominennja] [Text], Materials for XXIV International scientific and practical conference MICROCAD "Information technology, science, engineering, technology, education, health", Part 2 (18 – 20 may 2016), Kharkiv, Publ. NTU "KhPI", p. 14 [in Ukrainian].

Поступила в редакцію 04.07.2016 г.

Кондратенко Александр Николаевич – канд. техн. наук, доцент кафедры прикладной механики, Национальный университет гражданской защиты Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: kharkivjanyn@i.ua.

КОНЦЕПЦІЯ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ УПРАВЛІННЯ ЕКОЛОГІЧНОЮ БЕЗПЕКОЮ ПРОЦЕСУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК З ПОРШНЕВИМ ДВЗ

О.М. Кондратенко

Наведено передумови і загальна концепція створення критерію ефективності функціонування системи управління екологічною безпекою процесу експлуатації енергетичних установок з поршневи́ми двигунами внутрішнього згорання. Критерій є основою реалізації останнього рівня такої системи управління, замикаючи її зворотним зв'язком, шляхом застосування моніторингу показників екологічної безпеки навколишнього природного середовища і урбосистем, а також контролю ефективності роботи самої системи. Визначено ієрархічне місце критерію в структурі життєвого циклу і складу енергетичної установки, обґрунтовано вибір його складових.

THE CONCEPT OF EVALUATION OF THE EFFECTIVENESS OF ENVIRONMENTAL SAFETY MANAGEMENT PROCESS OPERATING POWER PLANTS WITH INTERNAL-COMBUSTION ENGINE PISTON

A.N. Kondratenko

Are the prerequisites and the general concept of the criterion of efficiency of functioning of the system of environmental safety management process operating power plants with internal combustion piston engines. The criterion is the basis of the last level of such closing her feedback, through the application of environmental indicators, monitoring environmental security Wednesday and urbane systems, as well as controlling the efficiency of the system itself. Defined hierarchical place criteria in the structure and composition of the life cycle power installation, justified the choice of its components.

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

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

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

Вступ

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

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

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

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

Аналіз публікацій

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Мета роботи

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

Основний матеріал

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

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

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

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

$$i = 1, 2, \dots, z,$$

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

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

$$f_i = (g_{\text{NO}_x i}, g_{\text{TЧ} i}, g_{ei}, t_{ni}); \quad x_i = (\varphi_{\text{охл} i}, \Theta_i), \quad (2)$$

де $g_{\text{NO}_x i}, g_{\text{TЧ} i}$ – відповідно, питомі масові викиди оксидів азоту та ТЧ з ВГ дизеля на i -ому представницькому режимі, г/(кВт·год); g_{ei} – питома ефективна витрата палива на i -ому представницькому режимі, г/(кВт·год); t_{ni} – критерій ТСП на i -ому представницькому режимі; $\varphi_{\text{охл} i}$ – параметр регулювання охолодження поршнів; Θ_i – значення КВВП на i -ому представницькому режимі, град. п. к. в. до ВМТ.

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

$$D_i = \sqrt[4]{d_{g_{\text{NO}_x np i}} \cdot d_{g_{\text{TЧ} np i}} \cdot d_{g_{ei}} \cdot d_{t_{ni}}}, \quad (3)$$

де $d_{g_{\text{NO}_x np i}}, d_{g_{\text{TЧ} np i}}, d_{g_{ei}}$ та $d_{t_{ni}}$ – відповідно, часткові функції бажаності викидів оксидів азоту та ТЧ з ВГ дизеля, паливної економічності та ТСП на i -ому представницькому режимі.

Зв'язок між частковими функціями бажаності $d_{g_{\text{NO}_x np i}}, d_{g_{\text{TЧ} np i}}, d_{g_{ei}}$ та дійсними значеннями критеріїв якості здійснюється залежностями:

$$d_{k i} = \exp[-\exp(a_{k i} + b_{k i} \cdot r_{k i})]; \quad (4)$$

$$k = \{g_{\text{NO}_x np}, g_{\text{TЧ} np}, g_e\},$$

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

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

$$g_{m np i} = A_m \cdot g_{m i}; \quad m = \{\text{NO}_x, \text{TЧ}\}, \quad (5)$$

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

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

$$t_{ni} = (t_{nk}, t_{nop}, d_{fs}), \quad (6)$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Для всіх розрахунків в роботі (7) за результатами проведеного експерименту виконується умова забезпечення надійності конструкції за критерієм $d_{t_{ni}}$.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

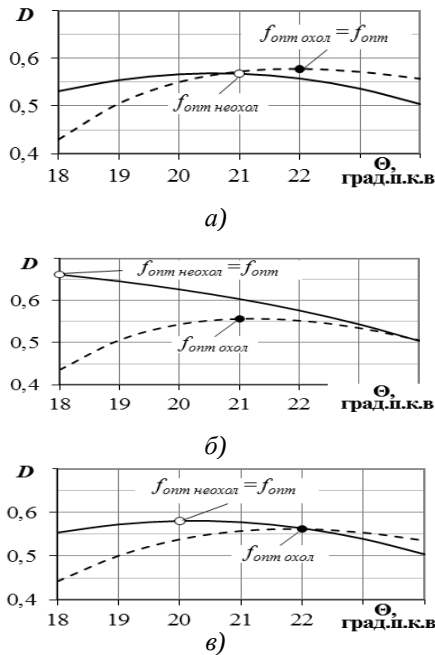


Рис. 1. Бажаність параметрів регулювання:

а – режим $n = 1233 \text{ хв}^{-1}$; $N_e = 48,8 \text{ кВт}$;

б – режим $n = 1233 \text{ хв}^{-1}$; $N_e = 22 \text{ кВт}$;

в – режим $n = 1643 \text{ хв}^{-1}$; $N_e = 64,9 \text{ кВт}$;

--- охолодження поршнів ввімкнено;

— охолодження поршнів вимкнено

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

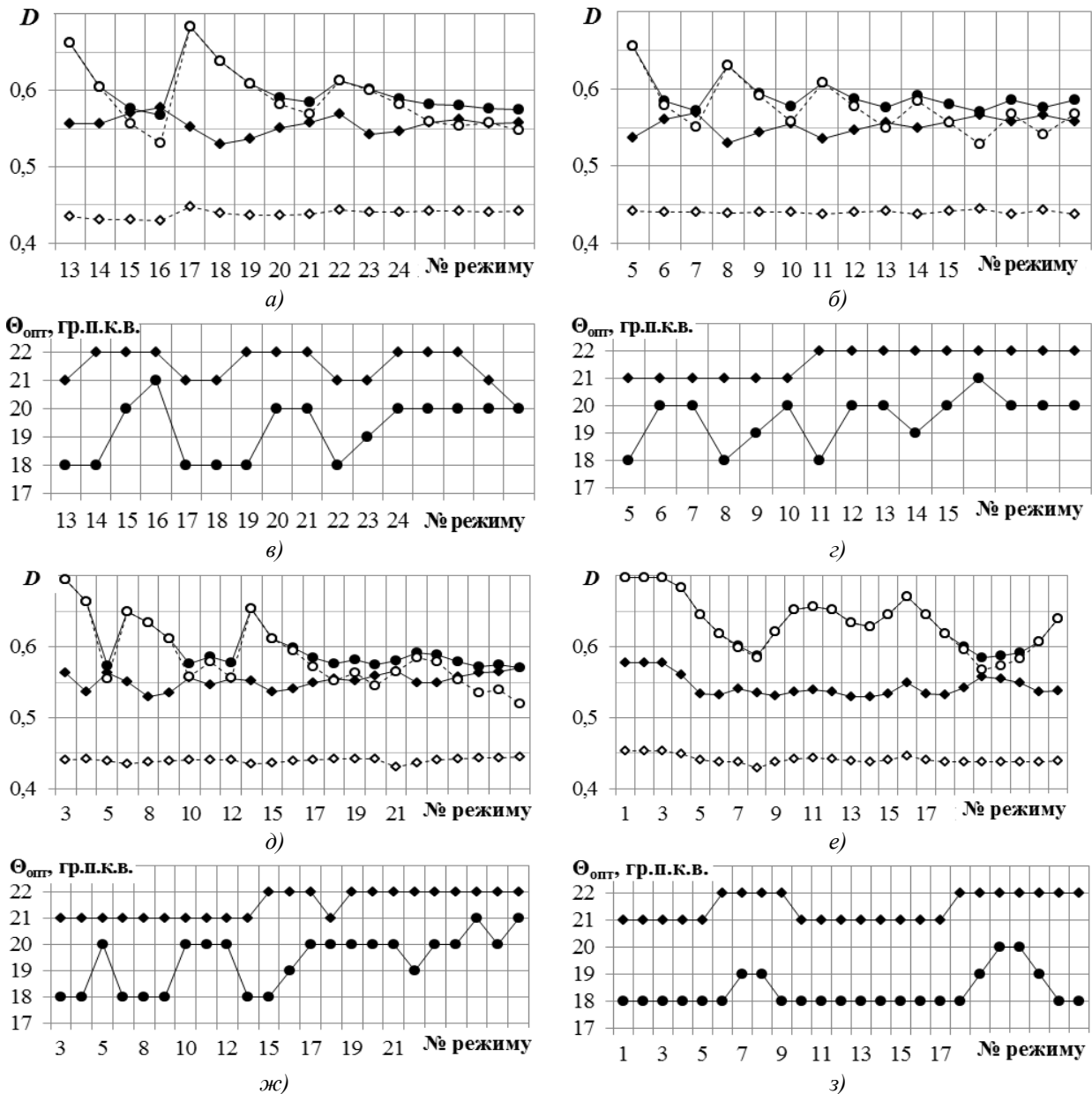


Рис. 2. Результати розв'язання оптимізаційної задачі. Узагальнена бажаність керуючих параметрів (а, б, д, е) та відповідні оптимальні значення КВВП (в, г, ж, з):

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

◆ поршні охолоджуються, кероване КВВП;

● поршні не охолоджуються, кероване КВВП;

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

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

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

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

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

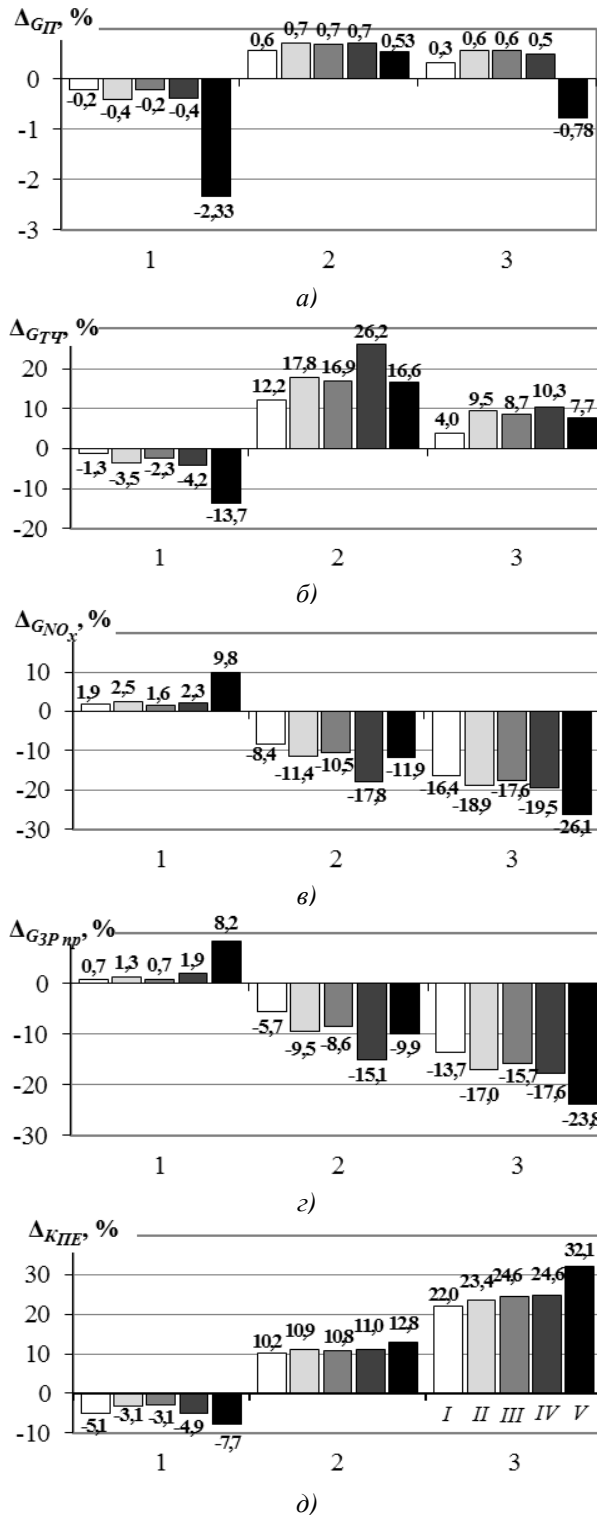


Рис. 3. Вплив регулювання ТСП на техніко-економічні показники дизеля: 1 – регулювання ТСП при незмінному КВВП; 2 – керування КВВП при ввімкненому охолодженні поршнів; 3 – комплексне керування ТСП та ВВП; I – вантажний автомобіль; II – колісний трактор; III – гусеничний трактор; IV – комбайн; V – дизель-генератор

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

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

Висновки

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

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

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

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

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

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

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

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

Список літератури:

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

- тракторного дизеля : автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» — Харьков, 1978. — 47 с. 11. Парсаданов И. В. Оценка влияния угла начала подачи топлива на показатели токсичности отработавших газов быстроходного дизеля / И. В. Парсаданов, С. И. Третьяков // Двигатели внутреннего сгорания. — 2004. — № 2. — С. 92–95. 12. Volkswagen Technical Site. Двигатели Audi TFSI 1,8 л и 2,0 л семейства EA888 (поколение 3) — [Электронный ресурс]. — Режим доступа. http://vwts.ru/pps/pps_606_dvig_audi_tfsi_18_20_ea888_rus.pdf. 13. Patent US 8997698 B1 USA, Int. Cl. F01P 1/04, F01P 7/14. Adaptive individual-cylinder thermal state control using piston cooling for a GDCI engine / Gregory T. Roth, Harry L. Husted, Mark C. Sellnau; assignee Delphi Technologies, Inc., USA. — № 14/096,119; filed 04.12.13; published 07.04.15. 14. Пильов В. О. Експериментальне дослідження впливу регулювання теплового стану поршня на показники дизеля / В. О. Пильов, О. М. Клименко, С. В. Обозний // Двигуни внутрішнього згорання. — 2014. — № 2. — С. 24–27. 15. Експериментальне дослідження можливості покращення еколого-економічних показників та надійності транспортного дизеля / О. М. Клименко, В. О. Пильов, С. В. Обозний, О. М. Ломакін // Двигатели внутреннего сгорания. — 2015. — № 2. — С. 35–41. 16. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності : монографія / В. О. Пильов. — Х. : Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. — 332 с. 17. Harrington E. C., Jr. The Desirability Function / E. C. Harrington // Industrial Quality Control. — 1965. — № 21 (10). — Р. 494–498. 18. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография. — Харьков: Изд. Центр НТУ «ХПИ», 2003. — 244 с. 19. Подбор комплектации мини-ТЭС. — Режим доступа: <http://www.vadogroup.com/index.php/ru/подбор-комплектации-мини-тэц.html>.

Bibliography (transliterated):

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

turboporshnevo dizelja], Engine building, No.6, pp.20-21. 8. Ibragimov, S.A., Kas'janov, A.V., Rozenblit, G.B., (1981), «Research of composite piston temperature state diesels 8CHN26/26» [Issledovanie temperaturnogo sostojanija sostavnogo porshnja dizelej 8ChN26/26], Internal combustion engines: abstract. Inf., No.17, pp. 1-4. 9. Matveenko, V.V., (2012) Prediction of resource strength of forced speed diesel engines pistons in CAD: dissertation [Dvigateli i jenergeticheskie ustanovki: dis. kand. tech. nauk], Kharkiv, 176 p. 10. Shehovcov, A.F., (1978), Investigation of the thermal state of a tractor diesel engine piston: Author's thesis [Issledovanie teplovogo sostojanija porshnja traktornogo dizelja: avtoref. dis. ... doct. tehn. nauk], Kharkiv, 47 p. 11. Parsadanov, I.V., Tretjakov, S.I., (2004) «Assessment of the impact angle of the start of the fuel supply to the exhaust emission performance of high-speed diesel» [Ocenka vlijanija ugla nachala podachi topliva na pokazateli toksichnosti otrabotavshih gazov bystrohodnogo dizelja], Internal Combustion Engines, No. 2, pp. 92-95. 12. Volkswagen Technical Site. Engines Audi TFSI 1,8 l and 2,0 l EA888 family (generation 3) available at: http://vwts.ru/pps/pps_606_dvig_audi_tfsi_18_20_ea888_rus.pdf. 13. Patent US 8997698 B1 USA, Int. Cl. F01P 1/04, F01P 7/14. Adaptive individual-cylinder thermal state control using piston cooling for a GDCI engine / Gregory T. Roth, Harry L Husted, Mark C. Sellnau; assignee Delphi Technologies, Inc., USA. – № 14/096,119; filed 04.12.13; published 07.04.15. 14. Pil'ov, V.O., Klimenko, O.M.,

Oboznij, S.V., (2014) «Experimental study of the impact of state regulation of heat of piston on the performance of diesel» [Eksperimental'ne doslidzhennja vplivu reguljuvannja teplovogo stanu porshnja na pokazniki dizelja], Internal Combustion Engines, No. 2, pp. 24-27. 15. Klimenko, O.M., Pil'ov, V. O., Oboznij, S. V., Lomakin, O.M., (2015) «Experimental study of possibilities for improving ecological and economic performance and reliability of transport diesel» [Eksperimental'ne doslidzhennja mozhlivosti pokrashennja ekologo-ekonomichnih pokaznikov ta nadijnosti transportnogo dizelja], Internal Combustion Engines, No. 2, pp. 35-41. 16. Pil'ov, V. O., (2001), Automated designing of speed diesel engines piston with a given level of long-term strength: monograph [Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti : monografija], Vidavnicij centr NTU «HPI», Kharkiv, 332 p. 17. Harrington, E.C., (1965), The Desirability Function, Industrial Quality Control, No. 21 (10), pp. 494-498. 18. Parsadanov, I.V., (2003), Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on an integrated fuel and environmental criteria: Monograph [Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija: Monografija], Vidavnicij centr NTU «HPI», Kharkiv, 244 p. 19. «Selection of complete mini-thermal power plant» available at: <http://www.vadogroup.com/index.php/ru/nodbor-komplektaicii-mini-tmz.html>.

Надійшла до редакції 06.07.2016 р.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Л.П. Клименко, В.І. Андрєєв, О.Ф. Прищепов, В.В. Шугай, О.І. Случак

КОНСТРУКЦІЯ КРИШКИ КОКІЛЮ ДЛЯ ВІДЦЕНТРОВОГО ЛИТТЯ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ

У статті авторами запропоновані нові методи отримання матеріалів для ізолюючого шару, та принципово нова конструкція кришки для кокілю відцентрового лиття, де фланці виготовляються з одного матеріалу, а ізолятор – з іншого, які між собою будуть з'єднані механічним способом. Комбінування різних матеріалів з губчастим титаном дає змогу знайти необхідну суміш для теплоізолюючого шару. Удосконалено пропорційний склад та методи комбінування наповнювачів та матриці жаростійкого композитного матеріалу з корундовим наповнювачем. Встановлено, що оптимальною є роз'ємна конструкція кришки, яка дозволяє замінювати зношені елементи конструкцій, забезпечуючи раціональне використання матеріалів та просту роботу.

Вступ

Розробка складових жаростійких конструкцій є одним з напрямків покращення експлуатаційних характеристик типових схем обладнання для лиття.

В ЧНУ імені Петра Могили проводяться дослідження структуроутворення та технології отримання поверхневих високоміцних структур з перемінною стійкістю. В рамках даної тематики проводиться розробка матеріалів та конструкцій. Однією з перших розробок в даному проекті став спосіб виготовлення роз'ємного кокілю, із пористого композиційного матеріалу на основі губчатого титану (рис. 1). Було визначено ряд недоліків існуючих технологій виробництва даного матеріалу з застосуванням наповнювача 4,7% $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ (корунд): високий відсоток браку внаслідок обсіпання формувальної суміші, висока вірогідність розкрашування при механічному впливі на заготовку кришки, складність виймання заготовки після пресування через відсутність змазки, погані санітарно-гігієнічні умови в ливарному цеху.

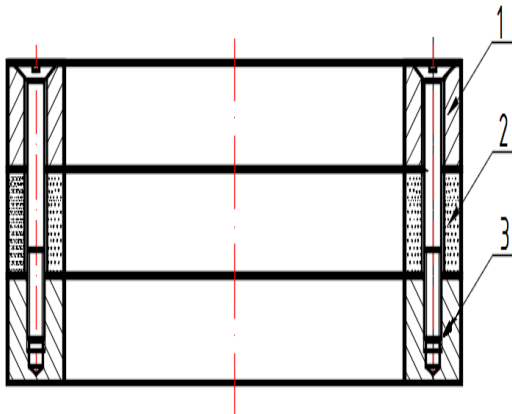


Рис. 1. Схема конструкції кришки кокілю:
1 – кришки із сплаву титану; 2 – пористий ізолятор; 3 – штифтовий з'єднувальний вузол

Дана розробка є продовженням досліджень у сфері застосування пористих титанових композитів, як елементів ливарного обладнання.

Формування задачі

Метою даного дослідження є удосконалення конструкції кришки для кокілю відцентрового лиття за рахунок об'єднання пористого теплоізолюючого шару з фланцями металічного титану.

Об'єктом даного дослідження є конструктивні особливості кришок для кокілів відцентрового лиття.

Предметом дослідження визначено складені конструкції кришок для кокілів відцентрового лиття.

В процесі дослідження поставлено ряд завдань.

1. Розробити конструкцію кришки для кокілю відцентрового лиття.
2. Визначити оптимальний матеріал для фланців кришки.
3. Обрати оптимальний матеріал для ізолюючого шару між фланцями.

Зниження теплопровідності кришки, та ріст її міцності відбувається, як за рахунок комбінованої структури конструкції, так і за рахунок властивостей пористого матеріалу, що слугуватиме ізолятором.

Розроблена конструкція кришки з тепло ізолюючим шаром дозволяє вирішити проблему розподілу тепла по площі матеріалу. За рахунок монометалічних титанових фланців виключається вплив капілярного ефекту на теплоізолюючий шар кришки, характерного для кокілів з пористого матеріалу.

Вибір титану в якості матеріалу для фланців обумовлено доступністю, хімічною стійкістю та високою жаростійкістю. Вибір пористого ізолятора обумовлений високою ефективністю ізоляційного шару та низькою, в порівнянні з металічним титаном, вартістю. До недоліку даної конструкції відноситься складність з'єднання елементів кришки даної конструкції. До переваг конструкції можна віднести легкість заміни теплоізолюючого шару, який виходить з ладу швидше ніж фланці кришки.

Матеріал теплоізолюючого шару здійснює значний вплив на його термодинамічні властивості. При стиканні з титану ізолюючим шаром відбува-

ється спайка. У наслідок цього спаювання компонентів кришки відбувається з високою швидкістю [1].

Введення подібної конструкції дозволить знизити теплопровідність кришки в 1,5-3 раз в залежності від матеріалу ізолятора та зменшити її ціну на порядок, за рахунок зниження кількості металу титану в конструкції. Дана схема може бути використана, для виробництва кришок кокілів, що є елементом конструкцій для лиття поршневих кілець у кокіль, або відцентрового лиття гільз циліндрів двигунів, насосів або компресорів.

Метод виготовлення теплоізолюючого шару

Розробка композитних матеріалів з заданими трибологічними характеристиками є одним з найбільш перспективних напрямів в трибології та матеріалознавства [2].

Першим етапом даного дослідження стала розробка методів зменшення браку внаслідок просипання вниз компонентів матеріалу. Для цього було запропоновано застосовувати метод вологого замішування на основі рідкого скла для рівномірного розподілу наповнювача в суміші з титановою губкою. Початково передбачалось вигорання силікатної основи в процесі спікання, але отриманий при виготовленні перших зразків композиту результат відрізнявся від передбачуваного.

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 міцність [3].

Визначено, що основні напрямки досліджень властивостей отриманої матриці будуть напряму пов'язані з умовами експлуатації матеріалу. В ході даних робіт, було розроблено керамічну матрицю у вигляді рідкого скла для металокерамічних композитних матеріалів на основі порошку губчатого титану [4, 5].

Результати досліджень

Результатом досліджень в напрямку удосконалення даного методу стала серія експериментів по застосуванню наповнювачів різного складу та фракції у складі композиційних матеріалів.

Так найкращу стійкість в умовах термічних навантажень проявила суміш титанової губки та Al_2O_3 у силікатно-спиртовій матриці, що має дещо меншу теплопровідність та вищу звязуючу здатність, ніж просто силікатна (рис 2). Не гірші властивості проявили подібна суміш з наповнювачем з базальтової смоли замість Al_2O_3 , а також їх суміш. Навіть в суміші з непризначеними для високих температур наповнювачами силікатна та силікатно-спиртова матриця підвищували жаростійкість зразків

в порівнянні з простою сумішшю титанова губка-наповнювач.



Рис. 2. Ізолюючий матеріал з титанової губки та Al_2O_3

Як і його попередники, композиційний матеріал на основі порошку титану з наповнювачем в суміші з матрицею рідкого скла виготовляється методом порошкової металургії з рівномірним розподілом наповнювача в об'ємі матриці, та подальшим спіканням у вакуумній печі при температурі 1100 °С.

При стиканні титанового порошку з сумішшю матриці та наповнювача, відбувається заповнення пор в матеріалі, утворення захисної плівки навколо часток металу, витиснення залишків суміші, що здійснює роль змазки при пресуванні. У наслідок цього спаювання часток з використанням тиску відбувається з високою швидкістю [6, 7].

Висновки

Особливістю застосування матриці є висока швидкість розпаду її на повітрі, це є наслідком, загущення суміші, що вимагає пресування заготовки не пізніше 3 годин від замішування суміші „титанова губка – наповнювач – силікатна (або силікатно-спиртова) матриця”. В той час спікання може відбуватись і значно пізніше.

Таким чином було досліджено та апробовано новий метод виробництва порошкових композитів, що полягає у вологому замішуванні суміші наповнювача з титановою губкою в рідкій керамічній матриці для оптимізації трибологічних характеристик матеріалу та підвищення його термічної стійкості. Єдиною особливістю процесу виробництва стала необхідність пресування заготовки не пізніше 3 годин від замішування.

Список літератури

1. Деклараційний патент на корисну модель № 70232, кл. B22D 23/00. 2. Мала гірнича енциклопедія [Текст] : у 3 т. / за Редкол. : В. С. Білецького. – До-

нецьк : Донбас, 2004. 3. Спорягін Е. О., Теоретичні основи та технологія виробництва полімерних композиційних матеріалів [Текст] / Е. О. Спорягін, К. Є. Варлан. – Д.: ДНУ, Дніпропетровськ 2012. – 188 с. 4. Болгов В. Ю. Автомобильные присадки и добавки [Текст] / В. Ю. Болгов. В. И. Балабанов – М., Эксмо, 2011 – 340 с. 5. Кондрачук М. В. Трибологія М. В. Кондрачук, В. Ф. Хабутель М. І., Пашечко Є. В. Корбут. – К.: Національного Авіаційного університету «НАУ-Друк», 2009. – 232 с. 6. Тимошенко С.П., Пластинки и оболочки. [Текст] / С.П. Тимошенко, С. Войновский – Кригер.– М.: Наука, 1966. – 636 с. 7. Патент США № 4,432,795, МПК C22C 14/00, Бюл. ИСМ №10, 1984

Bibliography (transliterated):

1. Patent for utility model number 70232, cl. V22D 23/00.
2. Beletsky, V. (2004), Small mining Encyclopedia, [Mala girnycha encyklopedij], Donbas Donetsk. Donbas Donetsk.
3. Sporyahin, E., Teoretychni K. (2012), Base and technology of polymer composite, teach. guidances. [Teo-retychni osnovy ta tehnologij virobnictva polimernih kompoziciinich materialiv] DNU, Dnipropetrovsk, 188 p. 4. Bolgov VY, Balabanov VI,(2009) Automotive additives and supplements, [Avtomobilnie pricadki i dobavki] Eksmo, Moscow, 340 p.
5. Kondrachuk, M., Habutel, M., Pashechko, V.(2009), Tribologiya [Tribologiya] UNAM-Druk, Kyiv, 232 p.
6. Timoshenko, S. P., Voynovskiy, S. (1966), Krieger plates and shells.[Plactinki i obolochki], Nauka, Moscow, 636 p.
7. US Patent number 4,432,795, IPC S22S 14/00, Bul. ISM №10, 1984.

Поступила в редакцію 14.07.20016 г.

Клименко Леонід Павлович – док. техн. наук, професор, ректор Чорноморського національного університету ім. Петра Моголи, Миколаїв, Україна, e-mail: rector@chdu.edu.ua.

Андрєєв В'ячеслав Іванович – канд. техн. наук, доцент кафедри екології та природокористування Чорноморського національного університету ім. Петра Моголи, Миколаїв, Україна e-mail: avi@chdu.edu.ua.

Прищепов Олег Федорович – канд. техн. наук, доцент в.о.завідувача кафедри автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій Чорноморського національного університету ім. Петра Моголи, Миколаїв, Україна e-mail: priof@mail.ru.

Шугай Віктор Васильович – аспірант Чорноморського національного університету ім. Петра Моголи, Миколаїв, Україна e-mail: drhouse36@mail.ru.

Случак Олександр Ігоревич – аспірант кафедри Чорноморського національного університету ім. Петра Моголи, Миколаїв, Україна e-mail: slu4ok@mail.ru.

КОНСТРУКЦИЯ КРЫШКИ КОКИЛЕЙ ДЛЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ЛИТЬЯ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ДВС

Л.П. Клименко, В.И. Андреев, О.Ф. Прищепов, В.В. Шугай, О.И. Случак

В статье авторами предложены новые методы получения материалов для изолирующего слоя, и принципиально новая конструкция крышки для кокиля центробежного литья, где фланцы изготавливаются из одного материала, а изолятор – из другого, которые между собой будут соединены механическим способом. Комбинирование различных материалов с губчатым титаном позволяет найти необходимую смесь для теплоизолирующего слоя. Усовершенствован пропорциональный состав и методы комбинирования наполнителей и матрицы жаростойкого композитного материала с корундовым наполнителем. Установлено, что оптимальной является разъемная конструкция крышки, которая позволяет заменять изношенные элементы конструкций, обеспечивая рациональное использование материалов и простоту ремонта.

COVER DESIGN METAL MOULDS FOR CENTRIFUGAL CASTING CYLINDER LINERS ICE

L.P. Klimenko, V.I. Andreev, O.F. Prischepov, V.V. Shugaj, O.I. Sluchak

In the article the authors suggested new methods of obtaining materials for insulating layer and a fundamentally new design covers for chill casting centrifugal casting, where the flanges are made of the same material, and on the other that the insulator between them will be connected mechanically. The combination of different materials with spongy Titanium allows you to find the necessary mixture for thermal insulation layer. Improved proportional composition and methods combining fillers and heat-resistant matrix composite material with corundum filling. It has been established that an optimal structure of the lid opening is that lets you replace worn elements of constructions providing rational use of materials and ease of repair.

Н.М. Луков, О.Н. Ромашкова, А. С. Космодамианский

АВТОМАТИЧЕСКАЯ САМОНАСТРАИВАЮЩАЯСЯ МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА ДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ЛОКОМОТИВА

Автоматические системы регулирования частоты вращения валов дизельных энергетических установок локомотивов не всегда работают устойчиво и качественно. Это обусловлено тем, что статические (коэффициенты передачи) и динамические (постоянные времени) параметры дизельных энергетических установок, как объектов регулирования частоты вращения вала, зависят от мощности и частоты вращения вала при постоянных параметрах настройки (коэффициентах передачи и постоянных времени) регуляторов частоты вращения. В рассматриваемой автоматической самонастраивающейся адаптивной микропроцессорной системе регулирования частоты вращения параметры настройки регулятора частоты вращения изменяются автоматически в зависимости от статических и динамических параметров установки, что обеспечивает требуемую устойчивость и высокие показатели качества работы системы регулирования при всех условиях и режимах работы установок.

Любая автоматическая система содержит две основные включенные встречно параллельно функциональные части: объект регулирования (ОР) и автоматический регулятор (АР). Любой АР содержит две основные соединенные последовательно функциональные части: управляющий орган (УО) и исполнительно-регулирующее устройство (ИРУ). В свою очередь ИРУ содержит две основные соединенные последовательно функциональные части: исполнительный механизм (ИМ) и регулирующий орган (РО) [1]. Объектом регулирования частоты ω_v вращения вала (регулируемой величины φ) является дизельная энергетическая установка (ДЭУ) [2]. Зависимости $\omega_v(g_{ц})$ или $\omega_v(h_p)$ при $N = \text{const}$ (называемые нагрузочными характеристиками) [4], определяют изменение частоты ω_v вращения вала (регулируемой величины) в зависимости от цикловой подачи топлива $g_{ц}$ или положения h_p органа управления подачей топлива при неизменной мощности N (возмущающее воздействие λ) ДЭУ. Эти зависимости описывают статические характеристики ДЭУ как объекта регулирования частоты ω_v вращения вала (регулируемой величины φ) по регулируемому воздействию μ - цикловой подаче топлива $g_{ц}$ или положению h_p органа управления подачей топлива при $N = \text{const}$ [3].

В регуляторах частоты вращения вала прямого действия, содержащих в качестве РО аппаратуру подачи топлива (регулирующего воздействия μ) в тепловую машину (ТМ), функции ИМ выполняет пневматический, гидравлический или электромагнитный привод реек топливных насосов высокого давления (ТНВД) или иглы форсунки [4, 5]. Системы регулирования частоты вращения вала ДЭУ, содержащие известные регуляторы (обычно регуляторы с пропорционально-интегральным (ПИ) алгоритмом работы), не всегда работают

устойчиво и качественно. Это обусловлено тем, что статические параметры - коэффициенты передачи по регулируемому воздействию (подаче топлива $g_{ц}$ или по перемещению элемента органа топливоподачи h_p) $k_{\mu} = (\partial \omega_v / \partial g_{ц})$ или $k_{\mu}' = (\partial \omega_v / \partial h_p)$ и по внешнему возмущающему воздействию (мощности N ДЭУ) $k_{\lambda} = (\partial \omega_v / \partial N)$, а также динамические параметры - постоянные времени по регулируемому воздействию T_{μ} и по внешнему возмущающему воздействию T_{λ} - объекта регулирования частоты вращения ω_v вала изменяются в широком диапазоне при изменении частоты вращения ω_v (регулируемой величины φ) и мощности N (внешнего возмущающего воздействия λ) (Рис. 1).

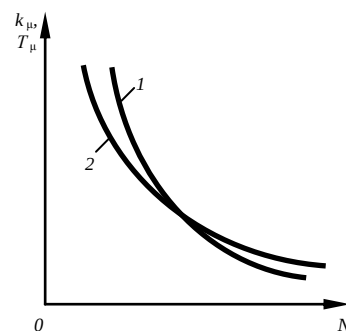


Рис. 1. Зависимости коэффициента передачи k_{μ} (линия 1) и постоянной времени T_{μ} (линия 2) ДЭУ по регулируемому воздействию μ (подаче топлива в дизельную установку) от мощности N

Часто считают, что ДЭУ обладают динамическими свойствами типового инерционного апериодического звена первого порядка [6]. Зависимости $g_{ц}(h_p)$ для ТНВД имеют линейный характер. Статические и динамические параметры ДЭУ, обладающей динамическими свойствами апериодического звена, изменяются в широком диапазоне при изме-

нения частоты вращения ω_v (регулируемой величины φ) и мощности N (внешнего возмущающего воздействия λ). Поэтому для обеспечения оптимальных настроек системы регулирования частоты вращения вала, при всех режимах работы ДЭУ, необходимо вместе с изменением статических и динамических параметров объекта регулирования автоматически изменять статические и динамические параметры настройки регулятора, то есть обеспечить самонастройку системы регулирования. Эта задача решается в разработанной системе регулирования путем изменения коэффициента передачи регулятора k_p при изменении мощности N таким образом, чтобы коэффициент передачи разомкнутой системы регулирования $k_{рс}$, равный $k_p \cdot k_{ор}$, оставался бы постоянным при всех режимах работы ДЭУ и всегда имел оптимальное значение $k_{рс\text{опт}}$, то есть такое значение, при котором обеспечивается оптимальный переходной процесс с заданными показателями качества работы системы регулирования (с минимальным относительным перерегулированием ψ и минимальным временем регулирования $\tau_{\text{пер}}$) (Рис. 2).

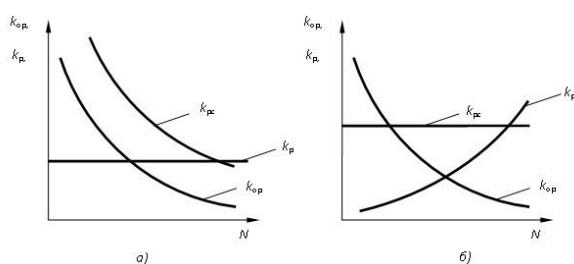


Рис. 2. Зависимости коэффициентов k_{op} , k_p и k_{pc} от мощности ДЭУ N при постоянном коэффициенте k_p (а) и при постоянном коэффициенте k_{pc} (б)

Точно так же в разработанной системе регулирования при изменении мощности N изменяется динамический параметр настройки регулятора – постоянная времени интегрирования (время изодома) $T_{\text{и}}$ таким образом, что при всех режимах работы ДЭУ этот динамический параметр имеет оптимальное значение $T_{\text{и опт}}$. Таким образом, статический параметр k_p и динамический параметр $T_{\text{и}}$ ПИ-регулятора в разработанной системе регулирования являются функциями мощности N : $k_p(N)$ и $T_{\text{и}}(N)$, то есть ПИ-регулятор в разработанной системе регулирования имеет переменные параметры настройки, изменяемые автоматически.

Для оценки качества работы автоматических систем удобно использовать коэффициент m , который получил название степени колебательности системы регулирования [7, 8]. Так, например, если требуется, чтобы в переходном процессе амплитуда

каждого последующего отклонения составляла одну десятую часть от амплитуды предыдущего, то степень колебательности должна быть выбрана равной $m = 0,366$.

В системах регулирования частоты вращения валов ДЭУ часто применяют регуляторы частоты вращения, имеющие ПИ-закон (алгоритм) работы

$$\Delta\mu = k_p \Delta\varphi + (k_p/T_n) \cdot \int \Delta\varphi \cdot dt. \quad (1)$$

Постоянная времени $T_{\text{и}}$, значение которой характеризует степень ввода в закон работы регулятора интеграла от отклонения регулируемой величины от заданного значения по времени, получила название времени изодрома. В динамическом отношении ПИ-регулятор подобен соединению из двух параллельно включенных регуляторов: пропорционального с коэффициентом передачи k_p и интегрального с коэффициентом передачи $\varepsilon_p = k_p/T_{\text{и}}$. В разработанной системе закон работы регулятора описывается зависимостью

$$\Delta\mu = k_p(N) \cdot \Delta\varphi + [k_p(N) / T_n(N)] \cdot \int \Delta\varphi \cdot dt. \quad (2)$$

Разработанная самонастраивающаяся адаптивная микропроцессорная система регулирования частоты вращения вала ДЭУ содержит следующие функциональные элементы (Рис. 3).

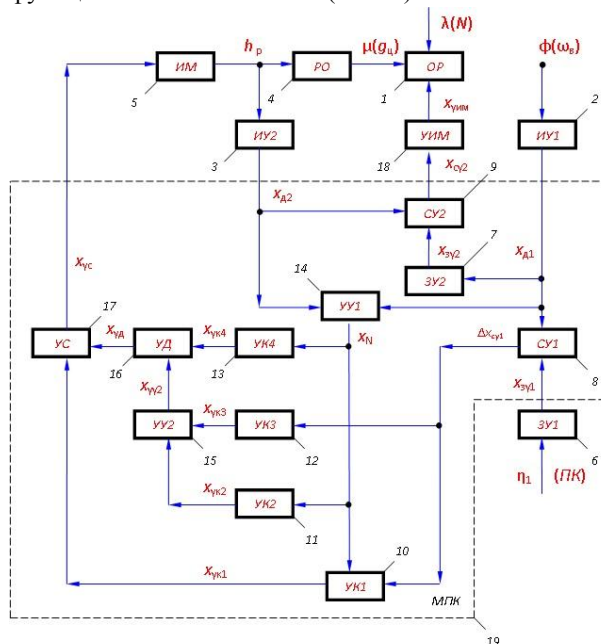


Рис. 3. Функциональная схема автоматической самонастраивающейся адаптивной микропроцессорной системы регулирования частоты вращения вала ДЭУ

Функциональная схема автоматической самонастраивающейся микропроцессорной системы регулирования частоты вращения вала содержит: объект регулирования ОР (поз.1) частоты вращения вала – ДЭУ; измерительное устройство ИУ1 (поз. 2) регулируемой величины $\phi(\omega_{\text{в}})$ – датчик частоты

вращения вала ДЭУ; измерительное устройство ИУ2 (поз. 3) регулирующего воздействия $\mu(g_{ц})$ – датчик подачи топлива в ДЭУ; регулирующий орган РО (поз. 4), функции РО выполняет топливная аппаратура ТА; исполнительный механизм ИМ (поз. 5) – привод реек ТНВД или иглы электромагнитной форсунки (привод топливной аппаратуры ПТА); задающие устройства ЗУ1 и ЗУ2 (поз. 6 и 7) с выходными сигналами $x_{з1}$ и $x_{з2}$ соответственно; сравнивающие устройства СУ1 и СУ2 (поз. 8 и 9) с выходными сигналами $\Delta x_{с1}$ и $\Delta x_{с2}$; устройства УК1 и УК2 (поз. 10 и 11) коррекции коэффициента передачи k_p с выходными сигналами $x_{ук1}$ и $x_{ук2}$; устройство УК3 (поз. 12) интегрирования по времени выходного сигнала $\Delta x_{с1}$ устройства СУ1 и устройство УК4 (поз. 13) коррекции постоянной времени интегрирования T_n регулятора частоты вращения вала с выходными сигналами $x_{ук3}$ и $x_{ук4}$ соответственно; устройства умножения УУ1 и УУ2 (поз. 14 и 15) с выходными сигналами $x_{у1}$ и $x_{у2}$; устройство деления УД (поз. 16) с выходным сигналом $x_{уд}$; устройство суммирования УС (поз. 17) с выходным сигналом $x_{ус}$; устройство изменения мощности УИМ (поз. 18) ДЭУ с выходным сигналом $x_{уим}$. Устройства СУ1 и СУ2, ЗУ2, УК1, УК2, УК3, УК4, УУ1, УУ2, УД, и УС входят в состав микропроцессорного контроллера МПК (поз.19). Устройство ЗУ1 выполняет функции органа управления ДЭУ; входным сигналом η_1 для ЗУ1 является положение (ПК) рукоятки контроллера машиниста. Все устройства системы, кроме объекта регулирования, образуют микропроцессорный ПИ-регулятор с автоматически изменяемыми параметрами настройки (коэффициента передачи k_p и постоянной времени интегрирования T_n).

В устройстве умножения УУ1 выполняется операция перемножения выходных сигналов устройств ИУ1 и ИУ2, в результате чего получается сигнал, эквивалентный мощности ДЭУ

$$x_N = x_{д1} \cdot x_{д2}, \quad (3)$$

где $x_{д1}$ и $x_{д2}$ – выходные сигналы датчиков ИУ1 и ИУ2.

В устройстве УК1 коэффициент передачи $k_{ук1}$ изменяется в зависимости от сигнала мощности и разности сигналов заданного и текущего значений мощности, в результате чего зависимость его выходного сигнала от входных сигналов описывается выражением

$$x_{ук1} = k_{10} \cdot (x_N)^{n_1} \cdot \Delta x_{с1}. \quad (4)$$

Здесь в выражении для коэффициента передачи устройства УК1 $k_{ук1} = k_{10} \cdot (x_N)^{n_1}$ значения коэффициента k_{10} и показателя степени n_1 подбираются такими, которые обеспечивают требуемую зави-

симость коэффициента передачи регулятора частоты вращения от мощности ДЭУ (см. рис. 2 (б), линия k_p).

В устройстве УК2 коэффициент передачи $k_{ук2}$ изменяется в зависимости от сигнала мощности, в результате чего зависимость его выходного сигнала от входного сигнала описывается выражением

$$x_{ук2} = k_{20} \cdot (x_N)^{n_2} \cdot x_N. \quad (5)$$

Здесь в выражении для коэффициента передачи устройства УК2 $k_{ук2} = k_{20} \cdot (x_N)^{n_2}$ значения коэффициента k_{20} и показателя степени n_2 подбираются такими, которые обеспечивают требуемую зависимость коэффициента передачи регулятора частоты вращения от мощности ДЭУ (рис. 2 (б), линия k_p).

В устройстве УК3 выполняется операция интегрирования, в результате чего зависимость его выходного сигнала от входного сигнала описывается выражением

$$x_{ук3} = \int \Delta x_{с1} \cdot dt. \quad (6)$$

В устройстве УК4 постоянная времени интегрирования T_n (время изодрома регулятора) изменяется в зависимости от сигнала мощности, в результате чего зависимость его выходного сигнала от входного сигнала описывается выражением

$$x_{ук4} = T_{из} \cdot (x_N)^{n_3} \cdot x_N. \quad (7)$$

Здесь в выражении для коэффициента передачи устройства УК4 $k_{ук4} = T_{из} \cdot (x_N)^{n_3}$ значения коэффициента $T_{из}$ и показателя степени n_3 подбираются такими, которые обеспечивают требуемую зависимость времени изодрома регулятора частоты вращения от мощности ДЭУ.

В устройстве умножения УУ2 выполняется операция перемножения выходных сигналов устройств УК2 и УК3, в результате чего получается сигнал

$$x_{у2} = x_{ук2} \cdot x_{ук3}. \quad (8)$$

В устройстве деления УД выполняется операция деления произведения выходных сигналов устройств УК2 и УК3 на выходной сигнал устройства УК4, в результате чего получается сигнал

$$x_{уд} = (x_{ук2} \cdot x_{ук3}) / x_{ук4}. \quad (9)$$

В устройстве суммирования УС выполняется операция сложения выходных сигналов устройств УК1 и УД, в результате чего получается сигнал

$$x_{ус} = x_{ук1} + x_{уд}. \quad (10)$$

Выходной сигнал $x_{ус}$ устройства УС является выходным сигналом МПК и входным сигналом исполнительного механизма ИМ, который зависит не только от отклонения регулируемой величины $\Delta x_{с1}$, но и от интеграла этого отклонения по времени. В разработанной системе регулирования эти

зависимости изменяются МПК при изменении мощности ДЭУ.

В результате действия МПК реализуется закон работы микропроцессорного регулятора частоты вращения разработанной самонастраивающейся адаптивной микропроцессорной системы регулирования частоты вращения вала ДЭУ, описываемый выражением

$$\Delta g_{\text{и}} = k_{\text{рз}} \cdot (x_{\text{Н}})^{n_1} \cdot \Delta \omega_{\text{в}} + [(k_{\text{рз}} \cdot (x_{\text{Н}})^{n_1}) / (T_{\text{из}} \cdot (x_{\text{Н}})^{n_2})] \cdot \int \Delta \omega_{\text{в}} \cdot dt, \quad (11)$$

где $k_{\text{рз}}$ и $T_{\text{из}}$ являются заданными базовыми значениями коэффициента передачи и времени издрорма микропроцессорного регулятора. Величина $\Delta \omega_{\text{в}}$ эквивалентна величине $\Delta x_{\text{сy1}}$ при $\Delta \eta_1 = 0$, то есть при постоянном значении сигнала задания η_1 .

Передаточная функция системы регулирования в замкнутом состоянии

$$W_{\text{с}}(p) = (T_1 p + 1) / (T_2^2 p^2 + T_1 p + 1), \quad (12)$$

где $T_1 = [(1 + k_{\mu} \cdot k_{\text{р}}) / k_{\mu} \cdot k_{\text{р}}] \cdot T_{\text{и}}$; $T_2 = (T_{\text{и}} \cdot T_{\mu}) / (k_{\mu} \cdot k_{\text{р}})$.

Граница области на плоскости параметров настройки $k_{\mu} \cdot k_{\text{р}}$ и $T_{\text{и}}$ регулятора частоты вращения, внутри которой степень колебательности будет не меньше заданного значения m , определяется из выражения [8]

$$T_{\text{и}} = (4m^2 \cdot k_{\mu} \cdot k_{\text{р}} \cdot T_{\mu}) / [1 + m^2(1 + k_{\mu} \cdot k_{\text{р}})^2] \quad (13)$$

или, в частности, для $m = 0,366$,

$$T_{\text{и}} = 0,475 k_{\mu} \cdot k_{\text{р}} \cdot T_{\mu} / (1 + k_{\mu} \cdot k_{\text{р}})^2 \quad (14)$$

Зависимость параметров настройки ПИ-регулятора $k_{\mu} \cdot k_{\text{р}} = k_{\text{рс}}$ от отношения $T_{\text{и}} / T_{\mu}$ приведена на рис. 4.

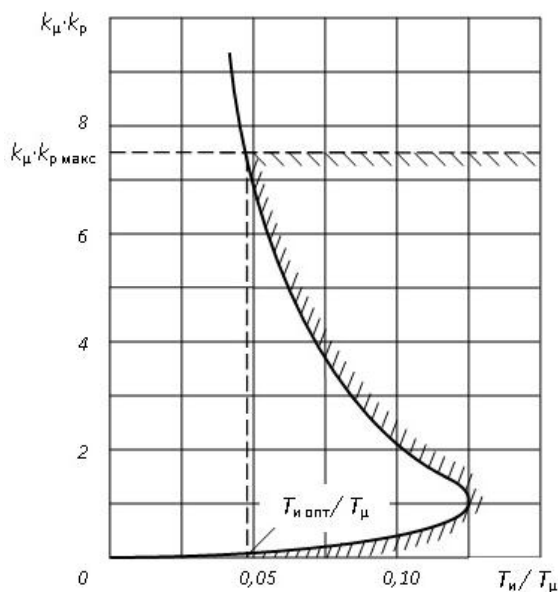


Рис. 4. Зависимость параметров настройки ПИ-регулятора $k_{\mu} \cdot k_{\text{р}} = k_{\text{рс}}$ от отношения $T_{\text{и}} / T_{\mu}$

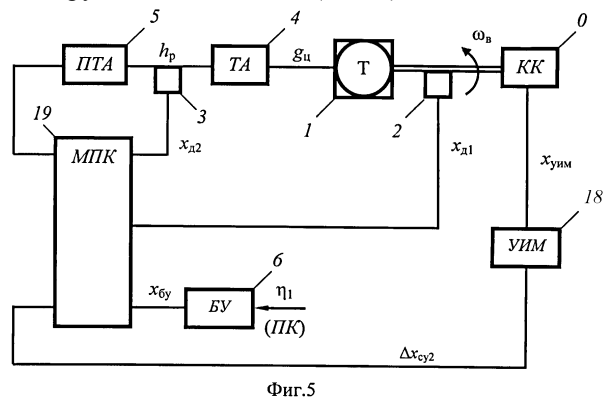
Точка, соответствующая оптимальной настройке регулятора, располагается на кривой в плоскости параметров настройки, ограничивающей область необходимой устойчивости системы регулирования, при возможно большем значении коэффициента передачи регулятора $k_{\text{р}}$. Поэтому оптимальные значения параметров настройки определяются из формул:

$$k_{\text{р опт}} = k_{\text{р макс}};$$

$$T_{\text{и опт}} = 0,475 k_{\mu} \cdot k_{\text{р опт}} \cdot T_{\mu} / (1 + k_{\mu} \cdot k_{\text{р опт}})^2 \quad (15)$$

Таким образом, ПИ-регулятор частоты вращения в разработанной системе регулирования имеет оптимальные значения параметров настройки: $k_{\mu} \cdot k_{\text{р опт}} = 7,5$ и $T_{\text{и опт}} / T_{\mu} = 0,05$ (см. рис. 4) [8] при всех режимах работы.

Разработанная самонастраивающаяся адаптивная микропроцессорная система регулирования частоты вращения вала ДЭУ содержит следующие конструктивные элементы (Рис. 5).



Фиг.5

Рис. 5. Принципиальная схема автоматической самонастраивающейся микропроцессорной системы регулирования частоты вращения вала ДЭУ: 0 – корректор компенсации мощности агрегата на нагрузки; 1 – тепловая машина; 2 – датчик частоты вращения; 3 – датчик подачи топлива; 4 – ТА; 5 – привод ТА; 6 – блок управления ТМ; 18 – устройство изменение мощности; 19 – МПК

Таким образом, разработанная самонастраивающаяся адаптивная микропроцессорная система регулирования частоты вращения вала является комбинированной. В ней осуществляется параметрическая компенсация действия мощности на статические и динамические параметры ДЭУ как объекта регулирования частоты вращения вала. При наличии информации о статических и динамических характеристиках и параметрах элементов системы регулирования МПК в соответствии с заложенной в него программой рассчитывает и изменяет параметры настройки системы таким образом,

что в результате она имеет высокие показатели качества работы при всех режимах работы ДЭУ.

Автоматическая самонастраивающаяся микропроцессорная система регулирования частоты вращения вала ДЭУ работает следующим образом (см. рис. 3 и 5). При установившемся режиме работы системы регулирования значения всех сигналов элементов системы постоянны, а отклонение $\Delta x_{cy1} = 0$. После увеличения сигнала задания η_1 появляется сигнал $\Delta x_{cy1} = x_{zy1} - x_{d1}$, который вызывает увеличение сигналов x_{yk1} в соответствии с выражением (4), x_{yk3} - в соответствии с выражением (6), x_{yy2} - в соответствии с выражением (8), x_{yd} - в соответствии с выражением (9), x_{yc} - в соответствии с выражением (10), $h_{им}(h_p)$, $g_{ц}$, ω_b и x_{d1} . Увеличение сигнала x_{d1} приводит к уменьшению сигнала Δx_{cy1} .

После увеличения сигнала задания η_1 увеличивается также и мощность N ДЭУ в соответствии с характеристикой нагружения дизеля агрегатом нагрузки. Увеличение мощности N , а значит и увеличение сигналов h_p , x_{d2} и $g_{ц}$, приводит к увеличению сигнала x_N в соответствии с выражением (3), под действием которого изменяются сигналы x_{yk2} в соответствии с выражением (5), x_{yk4} - в соответствии с выражением (7), x_{yy2} - в соответствии с выражением (8), x_{yd} - в соответствии с выражением (9) и x_{yc} - в соответствии с выражением (10). При $\Delta x_{cy1} = 0$ наступает новый установившийся режим работы системы регулирования. Таким образом, автоматическая самонастраивающаяся микропроцессорная система регулирования частоты вращения вала ДЭУ относится к классу беспоисковых адаптивных автоматических систем регулирования [9,10].

В тяговых транспортных машинах, например, в тепловозах, основная часть мощности дизеля (свободная мощность) затрачивается на передачу мощности, а меньшая часть (до 15%) – на привод вспомогательных агрегатов (вентиляторов, компрессоров, насосов и др.), которая может при работе локомотива изменяться в широком диапазоне [11]. Для использования мощности, не затрачиваемой на привод вспомогательных агрегатов, в предлагаемой системе регулирования частоты вращения в программу работы устройства ЗУ2 закладывается требуемая зависимость подачи топлива от частоты вращения вала ДЭУ $g_{ц}(\omega_b)$ для обеспечения реализации требуемой характеристики нагружения двигателя агрегатом нагрузки $N(\omega_b)$. При превышении заданного значения подачи топлива $g_{ц}$ на выходе устройства СУ2 при заданной ω_b появляется сигнал $\Delta x_{cy2} > 0$, что приводит к соответствующему изменению выходного сигнала $x_{ум}$ устройства УИМ и к уменьшению мощности агрегата нагрузки. При

подаче топлива $g_{ц}$ меньше заданного значения подачи топлива $g_{цз}$ на выходе устройства СУ2 при заданной ω_b появляется сигнал $\Delta x_{cy2} < 0$, что приводит к соответствующему изменению выходного сигнала $x_{ум}$ устройства УИМ и к увеличению мощности агрегата нагрузки.

Таким образом, регулирование частоты вращения вала ДЭУ в данном случае осуществляется по сигналу подачи топлива $g_{ц}$, то есть по мощности N – возмущающему воздействию на объект регулирования.

Выводы

1. В предлагаемой системе осуществляется регулирование частоты вращения вала ДЭУ по отклонению частоты вращения вала и по возмущению (по мощности), то есть комбинированное регулирование [1], что обеспечивает высокие показатели качества работы системы регулирования.
2. Изменения вышеназванных сигналов приводят не только к изменению выходного сигнала регулятора частоты вращения $g_{ц}$, но и к соответствующим изменениям статического k_p и динамического $T_{и}$ параметров настройки системы.
3. Применение разработанной системы обеспечивает снижение расхода топлива, увеличение моторесурса ДЭУ и уменьшение выброса вредных веществ [11].

Список литературы:

1. Луков Н.М. Автоматические системы управления локомотивов: Учебник для вузов ж.-д. транспорта [Текст]/Луков Н. М., Космодамианский А.С – М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2007.- 429 с.
2. Луков Н.М. Основы автоматики и автоматизации тепловозов. [Текст]/Луков Н. М. ; – М.: Транспорт, 1989. – 296 с.
3. Луков Н.М. Автоматизация тепловозов, газотурбозов и дизель-поездов. [Текст]/Н. М. Луков; – М.: Машиностроение, 1988. - 272 с.
4. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект [Текст]/Крутов В. И.; – М.: Машиностроение, 1978. - 472 с.
5. Ланчуковский В.И. Автоматизированные системы управления судовых дизельных и газотурбинных установок [Текст]/В. И. Ланчуковский, А. В. Козьминых ; – М.: Транспорт, 1990. – 335 с.
6. Левин М.И. Автоматизация судовых дизельных установок [Текст]/Левин М. И.; – Л.: Судостроение, 1969. – 465 с.
7. Теория автоматического управления. Ч.2. Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления. Под ред. А. А. Воронова [Текст]/А.А.; – М.: Высш. школа, 1977. – 288 с.
8. Ротач В.Я. Расчет настройки промышленных систем регулирования [Текст]/Ротач В. Я.; – Л.: ГЭИ, 1961. -344 с.
9. Справочник по теории автоматического управления/ Под ред. А.А.Красовского [Текст]/А. А. Красовский; – М.: Наука, 1987. – 712 с.
10. Козлов Ю.М., Беспоисковые самонастраивающиеся системы [Текст]/Ю. М. Козлов, Р. М. Юсупов; – М.: Наука, 1969. – 456 с.
11. Тепловозные двигатели внутреннего сгора-

ния [Текст]/А.Э.Симсон, А.З.Хомич, А.А.Куриц и др. – М.: Транспорт, 1987. – 536 с.

Bibliography (transliterated):

1. Lukov, N.M., Kosmodamiansky A.S. (2007), Locomotive automatic control systems: textbook for high educational establishments of railway transport [Avtomaticheskies systemy upravleniya lokomotivov: uchebnik dlya vuzov g.d. transporta], GOU «Uchebno-metodicheskiy center po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte», Moscow, 429 p. 2. Lukov, N.M. (1989), Foundations automation of diesel locomotives [Osnovy avtomatiki i avtomatizatsyi lokomotivov], Transport, Moscow, 296 p. 3. Lukov, N.M. (1988), Automation diesel locomotives, gas-turbine locomotives and diesel engine trains [Avtomatizatsiya teplovozov, gazoturbobovov i disel-poezdov], Mashinostroenie, Moscow, 272 p. 4. Krutov, V.I. (1978), Internal-combustion engine as regulation object [Dvigatel vnutrennego sgoraniya kak reguliruemiy obyek], Mashinostroenie, Moscow, 472 p. 5. Lanchukovsky, V.I., Kozminikh, A.V. (1990), Automatic control

systems ship's diesel and gas-turbine engines [Avtomatizirovannye systemy upravleniya sudovikh diselnykh i gazoturbinnnykh ustanovok], Transport, Moscow, 335 p. 6. Levin, M.I. (1969), Automation ship's diesel engines [Avtomatizatsiya sudovikh diselnykh ustanovok], Sudostroenie, Leningrad, 465 p. 7. Voronov, A.A. (1977), Theory automatic control. Part 2. Theory nonlinear and special automatic control systems [Teoriya avtomaticheskogo upravleniya. Ch.2. Teoriya nelineynykh i spetsialnykh system avtomaticheskogo upravleniya], Vistshaya shkola, Moscow, 288 p. 8. Rotach, V.Ya. (1961), Calculation of installation-specific settings industrial regulation systems [Raschet nastroyki promishlennikh system regulirovaniya], GEI, Leningrad, 344 p. 9. Krasovsky, A.A. (1987), Theory automatic control: reference book [Spravochnik po teorii avtomaticheskogo upravleniya], Nauka, Moscow, 712 p. 10. Kozlov, Yu.M., Yusupov, R.M. (1969), Searchless self-tuning systems [Bespoiskovye samonastroyayushchiesya sistemy], Nauka, Moscow, 456 p. 11. Simson, A.E., Khomich, A.Z., Kurits, A.A. (1987) Internal-combustion engines for diesel locomotives [Teplovoznnye dvigately vnutrennego sgoraniya], Transport, Moscow, 536 p.

Поступила в редакцию 03.06.2016 г.

Луков Николай Михайлович – доктор техн. наук, профессор, академик Академии транспорта России и Транспортной Академии Украины, профессор МГУПС (МИИТ), г. Москва, РФ, e-mail: nm-57@yandex.ru

Ромашкова Оксана Николаевна – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Прикладная информатика» Московского педагогического государственного университета г. Москва, РФ. E-mail: ox-rom@yandex.ru

Космодамианский Андрей Сергеевич – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Тяговый подвижной состав» РОАТ МГУПС (МИИТ), председатель экспертного совета ВАК РФ по транспорту, академик Академии электротехнических наук Российской Федерации, г. Москва, РФ e-mail: askosm@mail.ru

АВТОМАТИЧНА САМОНАСТРОЮВАЛЬНА МІКРОПРОЦЕСОРНА СИСТЕМА РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА ДИЗЕЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ЛОКОМОТИВА

М.М. Луков, О.М. Ромашкова, А.С. Космодамианський

Автоматичні системи регулювання частоти обертання валів дизельних енергетичних установок локомотивів не завжди працюють стійко і якісно. Це обумовлене тим, що статичні (коефіцієнти передачі) і динамічні (постійні часу) параметри дизельних енергетичних установок, як об'єктів регулювання частоти обертання вала, залежать від потужності й частоти обертання вала при постійних параметрах настроювання (коефіцієнтах передачі та постійних часу) регуляторів частоти обертання. У розглянутій автоматичній самонастроювальній адаптивній мікропроцесорній системі регулювання частоти обертання параметри настроювання регулятора частоти обертання змінюються автоматично залежно від статичних і динамічних параметрів установки, що забезпечує необхідну стійкість і високі показники якості роботи системи регулювання при всіх умовах і режимах роботи установок.

AUTOMATIC SELF-ADJUSTING MICROPROCESSOR REGULATION SHAFT SPEED DIESEL LOCOMOTIVE POWER INSTALLATION

N.M. Lukov, O.N. Romashkova, A. C. Kosmodamians'kij

Automatic shaft rotation speed regulation system of diesel locomotive power plants does not always operate stably and efficiently. This is because static (odds) and dynamic (constant time) parameters of diesel power plants as objects of regulation of shaft speed depend on the capacity and frequency of rotation of the shaft at constant settings (transmission rates and constant time) rotation speed regulators. In the automatic self-tuning Adaptive microprocessor-based system of regulation of the rotation frequency of the rotational speed regulator settings change automatically depending on the static and dynamic parameters setup that provides the necessary stability and high quality regulatory system works in all conditions and modes of operation of installations.

Л.А. Стрелковская

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проведен анализ существующих методов получения и обработки информации о состоянии судового двигателя, применяемых на флоте, которые могут быть использованы при разработке системы поддержки принятия решения. Показано, что поскольку получаемая информация носит неоднозначный характер, то для ее обработки целесообразно использовать методы нечеткой логики и нейросетевых технологий, позволяющие, несмотря на неопределенность, формировать экспертные выводы, которые судовой механик сможет учитывать при выборе окончательного решения о выборе эксплуатационного режима, а также необходимости проведения мероприятий по обслуживанию и ремонту двигателя.

Постановка проблемы

На сегодняшний день основным требованием к эксплуатации судов является обеспечение их безопасности, что, в свою очередь, непосредственно связано с обеспечением надежности работы судовых энергетических комплексов и выбором оптимальных режимов их использования. Для достижения высокого уровня надежности судовых двигателей необходимо проводить плановые проверки их технического состояния, направленные на обнаружение возникших дефектов в процессе эксплуатации и проведение необходимых мероприятий для их устранения. Принятие решения о выборе эксплуатационного режима или необходимости проведения того или иного мероприятия возлагается на одного человека – судового механика и базируется на его знаниях и опыте. В этой связи существует большая вероятность принятия неправильного решения. Снизить эту вероятность можно внедрив на флоте экспертные системы параллельного принятия решений (СППР), позволяющие на основе полученной информации, характеризующей текущее состояние двигателя, выработать альтернативное решение. Подобное решение системе позволяет сделать заложенная в нее база знаний, разработанная с учетом обобщенного опыта некоторого числа признанных экспертов.

Анализ публикаций

Попытки обработать, систематизировать и обобщить полученную информацию с использованием автоматизированных систем предпринимались неоднократно. Решением вопроса мониторинга выходных параметров на сегодняшний день занимаются производители судовых двигателей внутреннего сгорания (СДВС) и некоторые специализированные фирмы.

Так, крупнейший производитель судовых дизелей MAN B&W Diesel разработал систему компьютерного диагностирования CoCoSEDS [1]. Программный пакет разработан таким образом, что через стандартный интерфейс позволяет осуществлять интегрирование с системой централизованно-

го контроля мониторинга главного двигателя. Разработанная компьютерная система получает данные о работе двигателя, проводит их анализ и оценивает его техническое состояние. В системе предусмотрена возможность хранения данных о режимах нормальной работы дизеля, а также встроена база экспертных данных. Все это позволяет не только делать заключение о возникших отклонениях от нормального функционирования, но и осуществлять рекомендации по эксплуатации дизеля.

Программные пакеты FAKS2i и Moni Trend (Data Analysing System) выпускает компания Wartsila [2]. Алгоритм работы программы FAKS2i в некоторых аспектах аналогичен с CoCoSEDS. Данные в систему поступают непосредственно из системы централизованного контроля и мониторинга. Для оценки технического состояния также используется база экспертных данных. Пакет MoniTrend проводит анализ данных, получаемых из системы централизованного контроля и мониторинга, и в режиме реального времени выявляет тренд.

В продуктах компаний MANB&WDiesel и Wartsila предусмотрен дистанционный доступ, на основе современных веб – технологий, таких как Java и XML. Это обеспечивает доступ в базу данных в любом месте в пределах сети судна.

Диагностическая система CEDC фирмы «Зульцер» предназначена для диагностирования цилиндропоршневой группы, топливной аппаратуры, турбокомпрессоров и систем СДВС. В случае изменения контролируемых параметров, осуществляется анализ тенденций их изменения во времени и определяется необходимый для ремонта соответствующего узла или механизма срок. При появлении вероятности поломки детали или узла происходит срабатывание сигнализации, что является предупреждением о достижении предельного значения параметра. Благодаря подобной системе каждый раз производятся только те работы, которые необходимы для поддержания характеристик дизеля на заданном уровне.

Рассмотренные выше системы могут обслуживать только некоторые новые модели дизелей, для которых они и были созданы. В тоже время, имеется огромное количество судов, не оборудованных подобными системами, которые сейчас находятся в эксплуатации и будут эксплуатироваться еще на протяжении нескольких десятков лет. К числу таких судов относятся и большинство судов, принадлежащих украинским компаниям. На фоне все более возрастающих требований к безопасности судоходства и росту конкуренции в морской отрасли, становится актуальной задача снижения вероятности принятия неправильного или экономически неоправданного решения во время эксплуатации судовой энергетической установки. В значительной мере задача может быть решена внедрением на этих судах универсальных СППР, которые на основании поступающей в систему информации, вырабатывают рекомендации, связанные с проведением эксплуатационных мероприятий или с выбором режимов работы главных и вспомогательных двигателей.

Предложенное системой решение может совпадать с решением самого механика, что указывает на большую вероятность правильности принятого решения. Может не совпадать, что заставит механика еще раз проанализировать ситуацию и найти дополнительные аргументы в пользу своего решения или решения, предложенного СППР. И в том и в другом случае совместная работа человека и СППР ведет к снижению вероятности ошибок.

СППР может быть реализована в виде программного продукта, который по заложенному алгоритму обрабатывает полученную информацию и формирует альтернативное решение. Разработка СППР предполагает три основных этапа:

- отбор исходной информации, характеризующей техническое состояние объекта;
- выбор методов и алгоритмов ввода, накопления, обработки информации и ее хранения;
- разработка программного продукта и его апробация.

Данная статья посвящена анализу методов получения и обработки информации о техническом состоянии судового двигателя, которые могут быть использованы при разработке СППР. Очевидно, что исходная информация должна отвечать ряду специфических требований, которые будут рассмотрены нами далее.

Цель статьи. На основе проведенного анализа методов определения технического состояния СДВС, которые нашли применение на флоте, выделить характер и структуру наиболее информативных параметров состояния. Определить наиболее эффективные методы алгоритмизации выделенных

параметров для обработки информации и генерирования вариантов экспертных решений СППР в рамках проведения эксплуатационных мероприятий.

Изложение основного материала

Мероприятия в рамках технической эксплуатации СДВС можно разделить на две большие группы – мероприятия по техническому использованию и по техническому обслуживанию (и/или ремонту) [3].

Первая группа мероприятий направлена на сопровождение процесса функционирования судового двигателя, основная цель которых минимизировать эксплуатационные затраты в рамках поставленных перед механиком задач [3]. В качестве критериев для выбора режима работы судового двигателя можно выделить следующие:

- необходимость обеспечить заданную скорость судна;
- необходимость обеспечить максимальную мощность (в условиях экстремальной эксплуатации);
- необходимость минимизировать расход топлива, масла, воды и других эксплуатационных материалов;
- необходимость обеспечить установленные экологические показатели.

Следует понимать, что эффективное функционирование СДВС с минимальными затратами невозможно без учета текущего технического состояния двигателя. В противном случае это может привести к серьезному ухудшению его функциональных возможностей или даже к аварийным отказам. На практике, решение задачи учета технического состояния СДВС при выборе режима эксплуатации сводится к установлению долевых значений эксплуатационных факторов (нагрузка, временные режимы) с учетом персонального опыта механика.

Вторая группа мероприятий, о проведении которых принимается решение механиком, направлена на техническое обслуживание и ремонт, что позволяет восстанавливать функциональные свойства двигателя и его систем, которые ухудшились в процессе их использования [3]. Основные задачи, решаемые в рамках данных мероприятий, следующие:

- восстановление функциональных возможностей СДВС и его систем;
- обеспечение безотказной работы на установленный период до проведения следующего обслуживания или ремонта.

Номенклатура таких мероприятий в значительной степени зависит от технического состояния двигателя, интенсивности его функционирования и принятой системы технического обслужива-

ния и ремонта.

Таким образом, при планировании всех эксплуатационных мероприятий необходимо иметь объективную информацию о действительном, текущем состоянии СДВС.

На сегодняшний день для определения технического состояния (ТС) двигателей используется большое количество методов диагностики, которые направлены на выявление причин, которые могут привести к отказам. К разработанным методам комплексной оценки ТС можно отнести: методы, определяющие ТС двигателя по анализу таких параметров как мощность, среднее эффективное давление, крутящий момент, расход топлива и коэффициент полезного действия [4]; оценивание ТС по параметрам рабочих процессов [5]; методы диагностирования по параметрам отработавших газов [6] и работающего моторного масла [7].

Несмотря на это, остается целый ряд нерешенных проблем, связанных с объективной оценкой ТС.

К нерешенным частям общей проблемы следует отнести невысокую точность существующих методов определения ТС, а также отсутствие в большинстве случаев однозначных связей между контролируемыми параметрами и действительным состоянием СДВС, что затрудняет выделение причинно-следственных связей, которые могут лечь в основу алгоритмов для СППР.

К наиболее распространенным методам определения ТС, используемым при эксплуатации СДВС, можно отнести:

- оценивание технического состояния по параметрам рабочих процессов [5]. Метод основан на измерении параметров частотно-временной группы, которыми характеризуется большинство процессов дизеля. Определение ТС параметрическим методом состоит в непрерывном или периодическом наблюдении за рабочими параметрами СДВС. При этом используются штатные средства контроля. Значения рабочих параметров сравниваются с допустимыми значениями и на основании этого принимаются решения о проведении ремонтных операций или регулировочных работ. Подобную оценку проводят как на основании частных, так и обобщенных показателей. К частым показателям относятся показания, полученные штатными приборами. Сравнение ключевых частных параметров рабочих процессов с эталонными значениями может быть легко алгоритмизировано и использовано для оценки ТС в СППР. Обобщенными показателями являются выходные показатели, такие как производительность, удельный расход топлива, мощность, крутящий момент, коэффициент полезного действия и т.д. [4]. Перечисленные параметры

находятся в тесной корреляционной связи с неисправностями в работе таких систем и механизмов двигателя как: механизм газораспределения, топливная система, система воздухообеспечения, система смазки, система охлаждения, кривошипно-шатунный механизм и т.д. Недостатком использования комплексных параметров в СППР является влияние других систем СДВС на их изменение, что затрудняет разработку алгоритмов для выявления причинно-следственных связей. К тому же, большинство комплексных параметров не может быть получено в условиях эксплуатации, поэтому их использование в СППР может носить ограниченный характер;

- инструментальный метод определения ТС заключается в оценке состояния узлов и деталей СДВС с помощью специальных измерительных инструментов. При этом диагностирование осуществляется на нерабочем, а при необходимости, разобранном полностью, или частично, двигателе. Недостатком таких методов является то, что информация о действительном ТС обновляется периодически, поэтому для ее учета при выработке решения нужно иметь или массив данных, достаточных для адекватного прогнозирования, или закон изменения данного параметра во времени;

- визуальная дефектоскопия применяется для обнаружения закоксовывания и нагара, перегрева или пережога деталей, поломок и больших трещин [8]. Данным методом хорошо обнаруживаются коррозионные разрушения поверхностей, находившихся под воздействием агрессивной среды, результаты нарушения режимов смазки в парах трения. Достоинство данного метода – простота, наглядность при обнаружении дефектов, использование недорогой аппаратуры. Недостатки – данными методами можно вскрыть только макроскопические поверхностные дефекты. В большинстве случаев использование данного метода направленно на качественную оценку ТС, результаты которой могут быть алгоритмизированы и обработаны только методами нечеткой логики;

- виброакустический метод [8] основан на анализе параметров вибраций и акустических шумов. Недостатки: невысокая надежность из-за высокого уровня помех, преимущественно качественная оценка ТС;

- методы определения ТС по параметрам отработавших газов, позволяют выявить неисправности топливной аппаратуры, агрегатов наддува, цилиндропоршневой группы и др. Однако данные методы являются недостаточно объективными из-за большого количества факторов, влияющих на параметры отработавших газов, и подходят только для постановки предварительного диагноза. Но

даже в таком виде эти показатели могут быть обработаны методами нечеткой логики и учтены при принятии решения генерируемого СППР;

- трибодиагностика представляет собой набор методов и средств контроля состояния подвижных сопряжений. Контроль за состоянием пар трения может осуществляться по результатам анализа смазочного масла [9].

Методы обработки диагностической информации в рамках разработки СППР

На сегодняшний день арсенал методов получения данных о техническом состоянии двигателя сформирован, установлены причинно-следственные связи между техническим состоянием и функциональными возможностями СДВС. Однако в большинстве случаев, анализ полученной информации и принятие решения возлагается на человека, в данном случае судового механика, который берет на себя ответственность, в том числе и юридическую, за принятое решение. Не смотря на большой арсенал методов не всегда можно своевременно выявить неисправность в связи с нечеткостью и несвоевременностью поступления объективной информации о ТС двигателя в режиме реального времени [10]. Это необходимо учитывать при выборе методов обработки информации в рамках разработки СППР.

Кроме того, при создании экспертной системы необходимо учитывать, что:

1. Работа судового двигателя основана на различных физических принципах: механических, гидравлических, электронных и т.д., таким образом, получение каких-либо универсальных решений для определения технического состояния СДВС является проблематичным.

2. Не вся информация о состоянии двигателя считается постоянно.

3. Любое оборудование, находящееся на борту судна, имеет свой уровень надежности и особое внимание необходимо уделять параметрам менее надежных элементов.

4. Большинство параметров состояния не имеют четко выраженных причинно-следственных связей с техническим состоянием СДВС.

Очевидно, что в условиях неопределенности, система СППР может быть построена на основе методов информационных технологий, которые способны эту неопределенность минимизировать.

Для решения подобных задач широкое распространение получили системы нечеткого логического вывода, в основе которых лежит теория нечетких множеств [11]. Одним из перспективных методов оценки ТС является метод, основанный на использовании нейросетевых технологий [12].

В процессе эксплуатации СДВС происходит

процесс его деградации, что приводит к отклонению от нормального состояния. В связи с этим был разработан ряд методов, в основу которых положено обнаружение отклонения от нормального состояния, наиболее распространенные из них – методы, основанные на теории статистических решений и временных рядов. Одним из таких методов статистического распознавания и учета признаков различной физической природы является метод Байеса. В случаях, когда существует большой объем статистической информации его применение является целесообразным за счет его простоты, надежности и эффективности. Метод легко поддается алгоритмизации и поэтому может быть использован в СППР. К его недостаткам можно отнести: работа с большим количеством информации, а также «угнетение» редко встречающихся диагнозов [13].

Метод распознавания моделей относится к выявлению закономерностей и сходств в наборе данных. Этот метод основывается на научных исследованиях в области ИТ – технологий. Процессы автоматической классификации измеряемых сигналов по категориям основаны на распознавании особенностей, общих для всех объектов в данной категории, которые отличают их от объектов в других категориях.

Поскольку поступающая информация о состоянии двигателя в режиме эксплуатации не всегда своевременна и может носить нечеткий характер, широкое распространение получили системы нечеткого логического вывода, в основе которых лежит теория нечетких множеств [10,11]. Практическая реализация данного метода была осуществлена автором для судового двигателя Wärtsilä 6L46C. Из множества параметров, характеризующих техническое состояние судового дизеля, были выделены семь, по которым разработчики двигателя Wärtsilä 6L46C определили критические значения со срабатыванием сигнализации.

В основе системы нечеткого логического вывода лежит база знаний, включающая в себя множество входных переменных $X=\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, множество выходных переменных $D=\{d_1, d_2, \dots, d_m\}$, базовое терм-множество с соответствующими функциями принадлежности каждого терма: $A=\{a_1, a_2, \dots, a_i\}$, конечное множество нечетких правил, согласованных относительно используемых в них переменных:

$$\bigcup_{k=1}^m \left[\bigcap_{i=1}^n (x_i = a_i^k) \right] \text{ при } \omega_k \rightarrow D = d_k, \quad (1)$$

где $k = 1, \dots, m$ – количество логических высказываний; $i = 1, \dots, n$ – число используемых термов.

В качестве входных параметров были выбра-

ны: x_1 – «температура воздуха после воздухоохладителя», x_2 – «давление до двигателя (система смазочного масла)», x_3 – «давление циркуляционного насоса», x_4 – «температура перед двигателем, ном. (система смазочного масла)», x_5 – «давление до двигателя (высокотемпературный контур)», x_6 – «температура после цилиндров (высокотемпературный контур)», x_7 – «давление до двигателя (низкотемпературный контур)». Выходной параметр: y – «техническое состояние»

Причинно-следственные связи между значениями параметров и техническим состоянием двигателя формализуются в виде совокупности нечетких логических правил. Для построения базы нечетких правил была выполнена экспертная оценка комбинаций значений входных переменных с одновременной оценкой функций принадлежности. Весовым коэффициентом всех правил было присвоено значение 1. Поскольку совокупность таких правил описывает стратегию управления системой, то при их составлении было уделено особое внимание их непротиворечивости. Вычислительные эксперименты показали, что наименьшую ошибку аппроксимации дает база, состоящая из 366 правил. В ходе проверки работы системы, изменение значений входных параметров в пределах заданного диапазона вызывало изменение выходной переменной в соответствии с реальной ситуацией. Пример работы системы представлен в таблице.

Таблица. Результаты работы системы

№	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	x_7	y
1.	325	0,35	0,078	345	0,415	368	0,398	0,893
2.	325	0,35	0,060	345	0,415	368	0,398	0,887
3.	313	0,25	0,058	350	0,380	356	0,349	0,768
4.	320	0,25	0,079	352	0,260	360	0,360	0,688
5.	346	0,24	0,063	353	0,300	379	0,220	0,491
6.	342	0,35	0,050	351	0,200	365	0,200	0,407
7.	318	0,30	0,780	350	0,100	367	0,380	0,158
8.	344	0,25	0,025	352	0,260	380	0,280	0,150

Так для первого случая, когда значения $x_1=325$; $x_2=0,35$; $x_3=0,078$; $x_4=345$; $x_5=0,415$; $x_6=368$; $x_7=0,398$, что соответствует норме, значения выходной переменной $y=0,893$, что, по мнению экспертов, соответствует «хорошему» ТС при данных значениях входных параметров. При других комбинациях входных параметров по оценкам экспертов диапазон выходного параметра y от 0,8 до 1,0 соответствует «хорошему» ТС, от 0,5 до 0,8 – «приемлемое» от 0,3 до 0,5 – «допустимое» и ниже 0,3 – «недопустимое».

До разработки данной теории все объекты четко распределялись по группам и могли либо

принадлежать к ним, либо нет. Используя методы нечеткой логики можно моделировать в какой степени объект принадлежит к группе.

Выводы

Поскольку большинство данных, поступающих в СППР, носят неоднозначный характер, то в условиях такой неопределенности, для обработки этих данных наиболее целесообразно использовать методы нечеткой логики и нейросетевых технологий, позволяющие, несмотря на неопределенность, формировать экспертные выводы, которые судовым механиком сможет учитывать при выборе окончательного решения.

На основе рассмотренного примера показано, что наиболее простая модель оценки текущего технического состояния, необходимая для использования в системах управления работой судового дизеля, может быть построена на основе разработанной базы правил системы нечеткого логического вывода.

Для каждого набора контролируемых параметров существует оптимальное число правил, составляющих базу правил. Для рассматриваемого в работе случая это число правил равно 366.

При варьировании значений входных параметров от min до max, значение выходного параметра варьировалось от 0,15 до 0,893 и по оценкам экспертов адекватно характеризовало ТС СДВС для каждого случая.

Модели с использованием методов нечеткой логики могут быть построены и формализованы соответствующим образом под определенные условия с учетом практического опыта достаточно большого числа специалистов в области эксплуатации подобных двигателей.

Список литературы:

1. Faure C. Automatic perception of the structure of handwritten mathematical expressions [Text] /C. Faure, Z. Wang – Singapore: World Scientific, 1990. – pp. 340-348.
2. Faure C. Structural analysis of handwritten mathematical expressions [Text] /C. Faure, Z. Wang – Rome: Proc. Ninth Intl. Conf. on Pattern Recognition, 1988. – pp. 215-224.
3. Камкин С.В. Эксплуатация судовых дизелей [Текст]: учебник для вузов /С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.П. Шмелев. – М.: Транспорт, 1990. – 344 с.
4. Крашенников С.В. Современные подходы к диагностированию дизельных двигателей внутреннего сгорания /С.В. Крашенников //Вестник Новосибирского государственного университета. – 2012. - № 2(12). – С.59- 68.
5. Одинцов В.И. Диагностирование технического состояния дизелей по параметрам рабочего процесса [Электронный ресурс] / В.И. Одинцов, С.А. Кабыш // Вестник АГТУ - 2012. - №1. С. 123-128. – Режим доступа: <http://cyberleninka.ru/article/n/diagnostirovanie-tehnicheskogo-sostoyaniya-dizeley-po-parametram>

rabochego-protsessa/ 6. Гор Д. А. Бесконтактные методы диагностики дизельного двигателя основанные на анализе формы волны выхлопных газов [Текст] / Д. А. Гор, Г. Ж. Кук // Ряд Технических документов SAE. – 1987. - №7 – С.12 - 20. 7. Викулов С.В. Основы технической диагностики судовых дизелей по комплексу параметров работающего моторного масла [Текст] /С.В. Викулов. – Новосибирск: Изд-во Новосиб. гос. академ. вод.трансп., 2011.– 176 с. 8. Биргер И.А. Техническая диагностика [Текст] /И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с. 9. Надеждин А.В. Мониторинг работающего моторного масла в системе обеспечения безопасной ресурсосберегающей эксплуатации судовых дизелей [Текст]: автореф. дис. д-ра тех.наук: 05.08.05 / А.В. Надеждин - Владивосток, 2011. - 16 с. 10. Бабичев С.А. Система технической диагностики судовых установок на основе нечеткой логики [Текст] /С.А. Бабичев, Л.А. Стрелковская // Современные энергетические установки на транспорте, технологии и оборудование для их обслуживания: материалы научно-практической конференции, 01-03 октября 2014г., г. Херсон. – Херсон: Херсонская государственная морская академия, 2014. – С. 168 - 169. 11. Серикова, Е.А. Применение теории нечетких множеств для косвенной оценки компрессии в цилиндрах ДВС [Текст] / Е.А. Серикова, Д.Н. Леонтьев // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. - 2012. - №56. – С. 125 – 131. 12. Покусаев М.Н. Система диагностики судовых энергетических установок с применением нейросетевых моделей [Текст] /М.Н. Покусаев, Н.Н. Касимов. //Вестник АГТУ. Сер.: Управление, вычислительная техника и информатика - 2012, №2. – С. 88-93. 13. Никитин Е.А. Диагностирование дизелей [Текст] / Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. – М.: Машиностроение, 1987 – 224с.

Bibliography (transliterated):

1. Faure, C., Wang, Z. (1990), Automatic perception of the structure of handwritten mathematical expressions. – Singapore: World Scientific, pp. 340-348, DOI: 10.1142/9789814439329_0016 2. Faure, C., Wang, Z. (1998) Structural analysis of handwritten mathematical

expressions. – Rome: Proc. Ninth Intl. Conf. on Pattern Recognition, pp. 215-224, DOI:10.1109/icpr.1988.28165 3. Kamkin, S.V., Voznickij, I.V., Shmelev, V.P. (1990), Exploitation of marine diesel engines. A textbook for high schools. [E'kspluatatsiya sudovykh dizelej: uchebnik dlya vuzov], Transport, Moscow, 344 p. 4. Krashennikov, S.V. (2012), "Modern approaches to diagnostics of diesel internal combustion engines" ["Sovremennye podkhody k diagnostirovaniyu dizelej'nykh dvigatelej vnutrennego sgoraniya"], Vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo universiteta, No 2(12). – pp.59 - 68. 5. Odincov, V.I., Kabysh, S.A. (2012), "Diagnosis of the technical state of diesel on the parameters of the working process" [Diagnostirovanie tekhnicheskogo sostoyaniya dizelej po parametram rabochego processa], available at: <http://cyberleninka.ru/article/n/diagnostirovanie-tehnicheskogo-sostoyaniya-dizelej-po-parametram-rabochego-protsessa>. 6. Gor, D. A., Kuk, G. Zh. (1987), "Non-contact methods for the diagnosis of diesel engine based on the analysis of the wave form of exhaust gases" ["Beskontaknye metody diagnostiki dizelej'nogo dvigatelya osnovannye na analize formy volny vykhlopnykh gazov"], Ryad Tekhnicheskikh dokumentov SAE, No. 7, pp. 12-20. 7. Vikulov, S.V. (2011), Fundamentals of technical diagnostics of marine diesels on the complex parameters of a working engine oil [Osnovy tekhnicheskoy diagno-stiki sudovykh dizelej po kompleksu parametrov rabotayushhego motornogo masla], Novosib. gos. akadem. vod.transp. Novosibirsk, 176 p. 8. Birger, I.A. (1978), Technical diagnostics. [Tekhnicheskaya diagnostika], Mashinostroenie, Moscow, 240 p. 9. Nadezhkin, A.V. (2011), Monitoring of operating the engine oil in the system to ensure safe resource-saving operation of ship diesel engines [Monitoring rabotayushhego motornogo masla v sisteme obespecheniya bezopasnoj resursosberegayushhej e'kspluatatsii sudovykh dizelej: avtoref. dis.d-ra tex.nauk], Vladivostok, 16 p. 10. Babichev, S.A., Strelkovskaya, L.A. (2014), "Technical diagnosis system of marine plants on the basis of fuzzy logic" ["Sistema tekhnicheskoy diagnostiki sudovykh ustanovok na osnove nechetkoj logiki"], Xersonskaya gosudarstvennaya morskaya akademiya, pp. 168-169. 11. Serikova, E.A. Leont'ev, D.N. (2012), "Application of the theory of fuzzy sets for the indirect estimation of compression in the ICE cylinders" ["Primenenie teorii nechetkix mnozhestv dlya kosvennoj ocenki kompressii v cilindrax DVS"], Otkrytye informacionnye i komp'yuternye integrirovannye, No. 56, pp. 125 – 131. 12. Pokusaev, M.N., Kasimov, N.N. (2012), "Diagnosis system of ship power plants with the use of neural network models" ["Sistema diagnostiki sudovykh e'nergeticheskix ustanovok s primeneniem nejrosetevykh modelej"], Vestnik AGTU, No. 2, pp. 88 – 93. 13. Nikitin, E.A., Stanislavskij, L.V., Ulanovskij, E'.A. (1987), Diagnosing diesel [Diagnostirovanie dizelej], Mashinostroenie, Moscow, 224 p.

Поступила в редакцию 24.06.2016 г.

Стрелковская Лилия Александровна - аспирант, старший преподаватель кафедры информационных технологий, компьютерных систем и сетей, Херсонская государственная морская академия, Херсон, Украина, liliya_strelkovskaya@mail.ru, 0953056481

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ СУДНОВОГО ДВИГУНА

Л.О. Стрелковська

Проведено аналіз існуючих методів отримання та обробки інформації про стан суднового двигуна, що застосовуються на флоті, які можуть бути використані при розробці системи підтримки прийняття рішення. Показано, що оскільки отримана інформація носить неоднозначний характер, то для її обробки доцільно використовувати методи нечіткої логіки і нейронних технологій, що дозволяють, не дивлячись на невизначеність, формувати експертні висновки, які судновий механік зможе враховувати при виборі остаточного рішення про вибір експлуатаційно-го режиму, а також необхідності проведення заходів з обслуговування та ремонту двигуна.

ANALYSIS OF EXISTING METHODS OF DETERMINING THE TECHNICAL CONDITION OF THE SHIP'S ENGINE

L. Strelkovskaya

The analysis of existing methods of obtaining and processing information about the State of the ship's engine, used in the Navy, which can be used to develop a decision support system solution. It is shown that since the information is ambiguous, then it is advisable to use for processing methods of fuzzy logic and neural network technology to enable despite uncertainty form the expert's conclusions that the ship mechanic will be able to consider when choosing a final decision on the selection of operating conditions, as well as the need for engine maintenance and repair.

П.М. Канило**ЛЕДНИКОВЫЕ ЭПОХИ И ГЛОБАЛЬНОЕ ПОТЕПЛЕНИЕ КЛИМАТА**

Приводятся краткие исторические аспекты изучения ледниковых эпох, изменений климата Земли и рожденья астрономической теории. Отмечается, что современный межледниковый период по астрономическим канонам должен заканчиваться в ближайшем тысячелетии и начинаться похолодание. Однако, примерно с 1970 г., на Земле происходит глобальное потепление климата. В статье обосновывается вывод, что современное потепление климата – это антропогенная экологическая реальность, связанная с резким увеличением численности человечества и его хищническим отношением к ПРИРОДЕ, существенным повышением уровней неэффективного использования природных ресурсов и предельно опасным загрязнением среды жизни супертоксикантами, с деградацией, разрушением и уничтожением систем биосферы, включая глобальную биоту, и приводящих, соответственно, к снижению качества их функционирования, в том числе, биопродуктивности, средообразующих и климатостабилизирующих функций.

Введение

В настоящее время три экологические проблемы обосновано привлекают внимание: глобальное потепление климата на Земле, судьба озонового слоя в стратосфере, замкнутость глобальных биогеохимических круговоротов (концепция биотической регуляции окружающей среды). Парадокс состоит в том, что, несмотря на обоснованную в научной литературе первичность третьей из этих проблем и вторичность двух других, отсутствует понимание концептуально важного обстоятельства, в котором основополагающее значение имеет последовательность событий: социально-экономическое развитие (стимулируемое ростом численности населения планеты), антропогенно-экологическое воздействие на биосферу и последствия подобных воздействий на окружающую среду (климат, озоновый слой и т.д.). За последние 45 лет среднеглобальная среднегодовая приземная температура воздуха (ССПТВ) повысилась примерно на 1° С, что сопровождается таянием ледников и повышением уровня Мирового океана. Однако, до настоящего времени нет однозначности в понимании определяющих причин современного потепления климата и возможностей человечества в решении этой глобальной проблемы. Существуют также неопределенности в прогностических оценках этого явления, в том числе, по изменению подвижного баланса между естественными уровнями эмиссии в атмосферу парниковых газов (ПГ), в первую очередь диоксида углерода (CO₂), и его стоками. При этом одна из важных нерешенных составляющих состоит в отсутствии надежных количественных оценок вклада антропогенных факторов в формирование глобального климата. Особо внимания требует дальнейшее развитие исследований глобального круговорота углерода, имея в виду нерешенность проблемы «потерянного стока» CO₂, который обусловлен, в том числе, уменьшением эффективности и продуктивности функционирования деградируемых и уничтожаемых фотосинтезирующих систем суши и Мирового океана, включая снижение их регуляторных и климатостабилизирующих функций. Ранее, не уни-

чтоженные леса только России аккумулировали ~ 1200·10⁹ т CO₂ в год, т.е. в 30 раз больше, чем уровни эмиссии CO₂ при сжигании всех топлив на Земле. Современное потепление климата – это кризис варварской, по отношению к ПРИРОДЕ, технократической цивилизации, это кризис социально-демографический. При дальнейшем повышении ССПТВ возможны отрицательные последствия: усиление испарения вод Мирового океана и дальнейшая интенсификация парникового эффекта, охлаждение стратосферы и соответствующее утончение защитного озонового экрана, поднятие уровня Мирового океана и затопление прибрежных зон, где проживает более 60% населения планеты. Всемирный фонд дикой природы (WWF) прогнозирует, что к концу XXI века уровень океанов поднимется более, чем на метр. Специалисты прогнозируют: Мировой океан и его побережья входят в новую климатическую фазу. В последние годы шапка арктических льдов тает в три раза быстрее, чем 20 лет назад. Такие данные приводит Национальное управление океанических и атмосферных исследований США в ежегодном «Отчете о состоянии Арктики». На международно-политическом уровне проблему глобального потепления климата на Земле пытались и пытаются решать путем замены естественных природных стабилизаторов климата – искусственными, т.е. техносферой, что является безнадежным и лишено здравого смысла. При этом, однако, следует особо отметить основное отличие результатов последнего климатического саммита, проведенного в предместье Парижа (декабрь 2015 г.), – произошел сдвиг в геополитическом восприятии глобального потепления климата на Земле. От предостережения о рисках в далекой перспективе оно превратилось в актуальную современную угрозу для человечества.

Краткая историческая справка по изучению тайн ледниковых эпох

Существенным дополнением теоретических исследований и численного моделирования климата на Земле продолжает оставаться изучение колебаний климата, наблюдавшихся в прошлом как образцы будущих изменений. ССПТВ Земли за

последние 100 млн. лет по сравнению с современными значениями существенно изменилась (рис. 1, [1]). Колебательный характер изменения ССПТВ (Δt_B) отражал временные потепления и похолода-

ния климата на Земле. Однако на фоне этих колебаний четко видна основная тенденция – развивающееся похолодание.

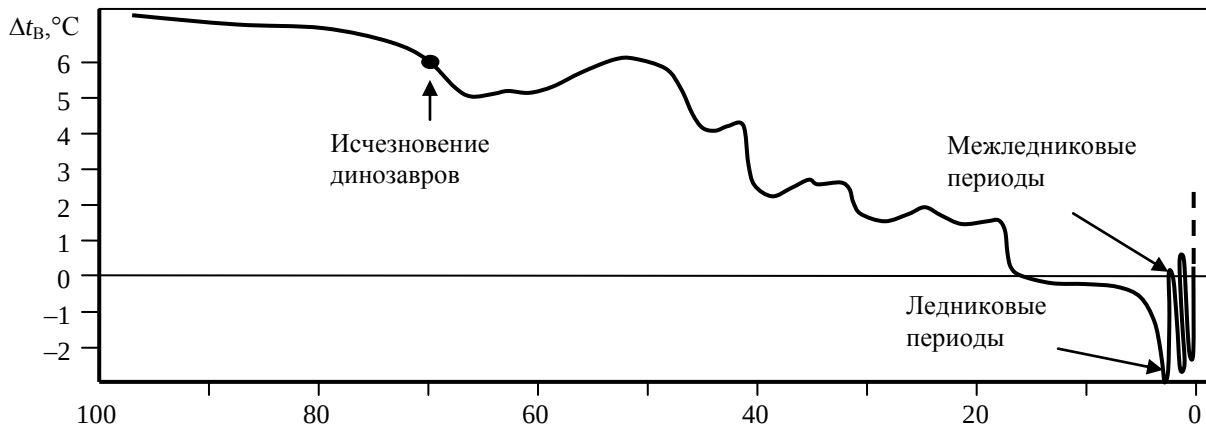


Рис. 1. Изменение глобальной температуры в последние 100 млн. лет относительно средней за 1961–1990 гг. (Информационные материалы. ЮНЕП/ОИК, Женева, 1997 г.)

Следует отметить, что известные температурные пределы существования жизни (растения сохраняют жизнеспособность в пределах от 0 °C до 60 °C) позволяют утверждать, что уровни ССПТВ в истории жизни на Земле (за последние 30 млн. лет) отличались от современных условий не более, чем на 2–3 °C [2]. В последние ~2 млн лет Δt_B приняло резко колебательный характер с амплитудой ~3 °C. Это и есть плейстоцен с развитием покровных оледенений, когда холодные фазы разрастания грандиозных ледниковых щитов сменялись более короткими теплыми межледниковыми периодами [3]. Климатическая история Земли за последние 500 тыс. лет характеризовалась чередованием ледниковых периодов, продолжавшихся ~100 тыс. лет, включая короткие теплые межледниковые периоды, длительностью не более 12 тысяч лет. Еще 20 тысяч лет назад часть планеты Земля пребывала в жестких объятиях ледникового периода. Гигант-

ские массы льда, получавшие непрерывное пополнение из арктических бастионов холода, медленно наступали на юг, безжалостно погребая под собой леса, равнины и горы. Уровень Мирового океана снижался (~на 100 метров). И, тем не менее, последнее оледенение пришло к концу. Около 14 тыс. лет назад ледниковые покровы суши стали заметно сокращаться и за последующие несколько тысяч лет достигли своих современных размеров. В Северном полушарии их остатки сегодня представлены лишь Гренландским ледниковым щитом и небольшим числом ледниковых шапок Канадской и Евразийской Арктики. Ледниковые покровы отступили и исчезли, ушли они и из памяти людей. Примерно 10 тыс. лет назад началось потепление климата. Наступивший межледниковый период называют голоценом. Колебания ССПТВ ~до 1970 г. происходило в пределах ± 1 °C (рис. 2, [1]).

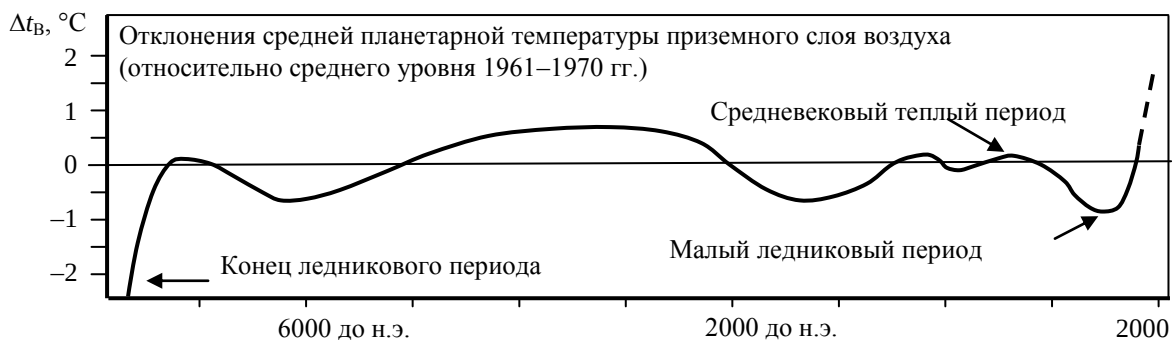


Рис. 2. Изменение ССПТВ в голоцене (Информационные материалы. ЮНЕП/ОИК, Женева, 1997 г.)

Еще в XVIII столетии новой эры геологи верили, что покров грубых несортированных «нано-

сов», выставивших сушу во многих районах Северной Европы и Америки, возник во время биб-

лейского Всемирного потопа. И лишь в начале XIX века появились ученые, которые усомнились в правильности такого объяснения. В 1837 г. на конференции Швейцарского общества естествоиспытателей молодой ученый Луи Агассис (президент общества) высказал «еретическую» гипотезу о ледниковом периоде в истории Земли. Начался околонуточный спор, ставший одним из самых ожесточенных в истории геологической науки. Он продолжался ~ 40 лет и завершился все-таки признанием существовавшей на тот период ледниковой теории, включая неоднократность древних оледенений, но без научно-фактического базиса доказательств ледниковых эпох [4].

Рождение астрономической теории

В XVI веке польский ученый Николай Коперник изложил новую гелиоцентрическую систему мира, в которой Земля и другие планеты Солнечной системы движутся вокруг Солнца. Идея, что в роли главных возбудителей древних оледенений могли выступать изменения в закономерном ходе обращения Земли вокруг Солнца, принадлежит французскому математику Жозефу Альфонсу Адемару (1842 г.). Затем последовали научные дополнения к астрономической теории математика Жана Ленера Д'Аламбера и немецкого географа А. Гумбольда. Идею Жозефа Адемара подхватил шотландец Джеймс Кролль, который в основу появления оледенений включил изменения: эксцентриситета орбиты движения Земли вокруг Солнца, наклона земной оси вращения и ее прецессии. Но вскоре большое число геологов Европы и Америки разочаровались в теории Д. Кролля. Они увидели ее несоответствие новым данным, по которым последнее оледенение завершилось не 80 тыс. лет (по теории Д. Кролля), а ~ 10 тыс. лет назад. Кроме того, свое слово сказали метеорологи, по расчетам которых изменения инсоляции, постулированное Д. Кроллем, было слишком незначительным, чтобы оказать заметное воздействие на климат планеты.

В начале XX века астрономическая теория возродилась в трудах сербского ученого-математика Милутина Миланковича. В книге «Астрономические методы исследования истории климата Земли» (1939 г.), а затем в монографии «Канон инсоляции и проблема ледниковых эпох» (1941 г.) он подвел итоги своих исследований, а результаты его многолетних трудов получили международное признание. М. Миланковичем были построены инсоляционные кривые колебаний поступления радиационного тепла для различных широт Северного полушария Земли за последние 500 тысяч лет. Каждому крупному инсоляционному минимуму должна была соответствовать особая ледниковая эпоха. Само ценное в астрономической

теории М. Миланковича – ее пригодность для прогнозирования климата прошлого, поддающаяся геологической проверке. Но к концу первой половины XX столетия астрономическая теория М. Миланковича потеряла практически всех ее сторонников. Виновником столь быстрого заката указанной теории стало развитие принципиально нового радиоуглеродного метода абсолютной геохронологии, т.е. нового подхода к проблеме датирования органических останков, извлекаемых из плейстоценовых отложений материков. Уже в 1951 г. с использованием этого метода было показано, что последний ледниковый покров Северной Америки достигал своего максимального распространения ~ 18 тыс. лет назад, а около ~ 10 тыс. лет назад он быстро деградировал.

Между тем, в осадочных образованиях материков следы древних климатов сохранялись лишь фрагментарно. Одним из первых, кто сумел понять принципиальную неполноту наземной летописи климатов, был Джеймс Кролль. Он же пророчески предсказал: «В глубочайших уголках океанов, захороненные под сотнями футов песка, ила и гравия, нас ждут растительные и животные останки, которые были во множестве вынесены туда реками из суши. А вместе с ними должны покоиться скелеты, раковины и панцири созданий, благоденствовавших тогда в самом океане». Однако, эти предсказательные слова Д. Кролля были лишь плодом абстрактных размышлений. Но океан не мог вечно хранить свои тайны. К концу первой половины XX столетия начались научные исследования осадочных пород на дне океанов. Дно океана оказалось действительно покрыто плащом осадочного материала. Вдали от материков основные площади дна, как выяснилось, были выстланы илами, целиком состоящими из окаменелостей останков мельчайших животных и растений. Образование органо-генных илов было связано с длительным процессом выпадения из водной толщи на дно скелетов организмов – типа планктоновых. К этому времени были разработаны и изготовлены ударно-поршневые трубы, с помощью которых можно было брать из дна океанов необходимые «колонки» длиной до 15 метров, что означало новую эру в изучении истории климата Земли. Был предложен метод предсказания температур вод Мирового океана в прошлом по соотношению изотопов кислорода δO^{18} и δO^{16} . Оба типа атомов кислорода присутствовали и в известковых скелетах морских организмов. Чем вода холоднее, тем более высоким было содержание тяжелого изотопа кислорода в скелетах. Этот метод стал важнейшим для проверки конкурирующих теорий, выдвинутых для объяснения плейстоценовых ледниковых эпох.

В начале 70-х годов XX века в США был подготовлен междисциплинарный междуведомственный проект (КЛИМАП), получивший финансовую поддержку из средств, ассигнованных Национальным научным фондом США на программу Международного десятилетия исследований океана. В проекте были задействованы ведущие университеты США и приглашены известные ученые из Европы, в том числе молодой геофизик Николас Шеклтон из Кембриджского университета (Англия), который существенно усовершенствовал методику

изотопно-кислородного анализа и теперь можно было делать точные определения по считанному числу особей микрофауны. Началось изучение «колонок» взятых из донных отложений в различных точках Мирового океана. На рис. 3 [4] приведен график относительного содержания стабильных изотопов кислорода в останках планктона на дне океанов, полученный участниками междуведомственного проекта КЛИМАП (1971 г.), отражающий практически относительное изменение суммарного объема ледниковых покровов Земли.

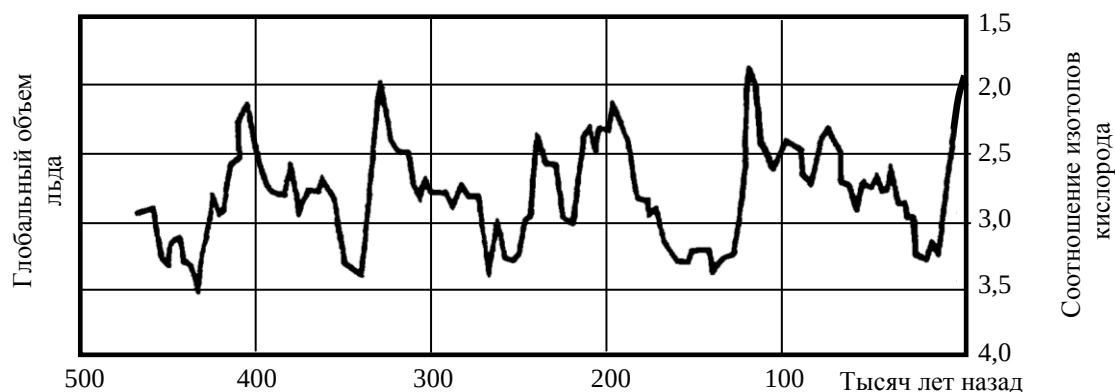


Рис. 3. Изменение относительного содержания стабильных изотопов кислорода в останках планктона на дне океанов

В климате Земли последнего полумиллиона лет ясно видны отпечатки циклов, имеющих периоды в 100000, 41000 и 22000 лет, которые были ранее предсказаны астрономической теорией. В течение этого времени на Земле происходили периодические разрастания и резкие сокращения ледниковых покровов. Было подтверждено, что первопричиной ледниковых эпох второй половины плейстоцена действительно служили изменения в эксцентриситете земной орбиты, в наклоне оси вращения Земли и ее прецессии. Джон Имбри в своей книге «Тайны ледниковых эпох» написал: «Правда, конкретные механизмы преобразования слабых «космических сигналов» в глубокие изменения климата Земли и оледенение оставались неизвестными, как были неизвестны и причины, по которым 100000-летние циклы изменений эксцен-

триситета орбиты оставили столь сильный отпечаток на всей геологической истории последнего полумиллиона лет. Но это не могло заслонить главного: после многих лет поисков и сомнений мы наконец убедились, что путь к разгадке тайн ледниковых эпох, избранный Милутином Миланковичем, этим «скитальцем по далеким мирам и векам», был правильным». Следует также отметить работу в этот период японского ученого Мотонори Матюяма, который, с помощью палеомагнитного метода, определил возраст плейстоцена, составивший ~ 1,8 млн. лет. На рис. 4 приведен график последнего большого климатического цикла, показывающего, что пульс климата Земли бился в ритме один цикл за 100 тысяч лет и в ближайшее тысячелетие по астрономическим канонам должно начаться похолодание [4].

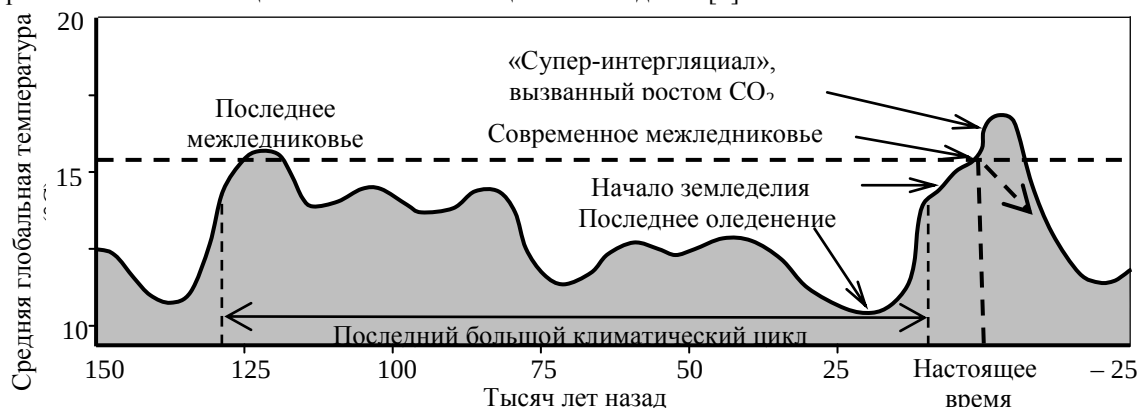


Рис. 4. Последний большой климатический цикл

Некоторые концептуальные аспекты климатической системы Земли

1. Климатическая система Земли предельно сложная. Внешние, или астрономические, климатообразующие факторы – это светимость Солнца, положение и движение Земли в Солнечной системе, наклон оси вращения Земли к плоскости орбиты и ее прецессия. Эти факторы определяют, во-первых, уровень инсоляции Земли (облучение солнечной радиацией) и, во-вторых, гравитационное воздействие внешних тел, создающее колебание характеристик орбитального движения и собственного вращения Земли, а потому и колебаний в распределении инсоляции по внешней границе атмосферы. Фактические данные современной астрофизики подтверждают вывод о стабильности светимости Солнца. Солнечная активность может проявляться лишь в колебаниях корпускулярной и жесткой электромагнитной компонент солнечного излучения, несущих очень малую долю от полной энергии Солнца, и вряд ли они могли дать основу для каких-либо выводов о генезисе колебаний климата на планете. Ко второй группе климатообразующих факторов (геофизическим), связанным со свойствами Земли как планеты, относятся: размеры и масса планеты, скорость вращения вокруг оси, собственные гравитационное и магнитное поля, внутренние геотермические источники тепла, свойства поверхности планеты, которые определяют ее взаимодействие с атмосферой. Геотермический поток тепла в настоящее время практически постоянен, составляет $\sim 0,02\%$ от ежегодного количества поступающей на поверхность Земли солнечной энергии и он также практически не может значимо влиять на современное потепление климата на Земле. При этом скорость вращения Земли оказывает значимое влияние на характер всей атмосферной циркуляции. Климат Земли зависит также от характеристик каждого из звеньев климатической системы и, в первую очередь, от характеристик атмосферы и гидросферы. Главными метеорологическими климатообразующими факторами являются масса и химический состав атмосферы. Масса атмосферы определяет ее механическую и тепловую инерцию, ее возможности как теплоносителя, способного передавать тепло от нагретых областей к охлажденным. Без атмосферы на Земле существовал бы «лунный» климат, т.е. климат лучистого равновесия. Атмосферный воздух представляет смесь газов, различных жидких и твердых аэрозолей, которые также имеют существенное значение в формировании климата. Неотъемлемой частью климатической системы является Мировой океан, который играет в ней исключительно важную роль,

в том числе, являясь емким резервуаром CO_2 , способным в одних условиях поглощать избыток CO_2 , а в других – выделять CO_2 в атмосферу. При этом вариации климата Земли рассматриваются как интегрально-нестационарные, находящиеся под действием меняющихся со временем внешних и внутренних факторов.

2. Установлено: мощность солнечной радиации, достигающей поверхности земного шара, равна ~ 120000 , фотосинтеза ~ 130 , мощность установок, производящих энергию на Земле, ~ 10 ТВт. Годовая энергия солнечной радиации соответствует $\sim 4 \cdot 10^{12}$ ТДж и превышает годовое производство энергии человечеством ($\sim 4 \cdot 10^8$ ТДж) примерно в 10000 раз. Причем, $\sim 90\%$ энергии производится на Земле за счет сжигания ископаемых топлив и примерно такая же доля массовых уровней супертоксикантов: оксидов азота (NO_x) и серы (SO_x), твердых частиц (ТЧ), канцерогенных углеводородов (КУ), индикатором наличия последних в окружающей среде (ОС) принят бенз(а)пирен (БП – $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$), выбрасывается с продуктами их сжигания. За последние 50 лет установлено: постоянство солнечной радиации на среднем расстоянии от Земли ($\sim 140 \text{ Вт/м}^2$) и практическое отсутствие влияния других астрономических факторов на уровни изменений солнечной радиации у ее поверхности. Поэтому, практическое постоянство солнечной радиации и относительно небольшие объемы энергопроизводства человечеством в указанный период не могли значимо, а тем более существенно, влиять на современное потепление климата на Земле [5–9].

3. Климатическая система Земли физически имеет только два устойчивых, но безжизненных состояния (типа планет: Венеры или Марса). Но жизнь на Земле существует. Живая материя возникла в воде $\sim 3,5$ млрд. лет тому назад. В процессе эволюции глобальная биота создала механизм фотосинтеза, наполнила атмосферу кислородом, был образован защитный озоновый экран (~ 600 млн лет тому назад) и жизнь покорила сушу (~ 300 млн лет тому назад). В итоге сложилась устойчивая цепь глобальных биогеохимических круговоротов веществ и, что самое главное, был создан уникальный биотический механизм стабилизации климата [2, 10, 11]. Именно глобальная биота превратила Землю в планету, резко отличающуюся от других планет Солнечной системы. Глобальная биота планеты, создавая экосферу и разум, контролировала содержание уровней кислорода и основного парникового газа – CO_2 в тропосфере (через изменение объемов и эффективности фотосинтеза, а также – степени растворимости их в водах Мирового океана). Кроме того, она обеспечивала регуляцию пар-

никового эффекта и альbedo Земли, в том числе, изменяя: интенсивность испарения вод Мирового океан (влияя на прозрачность воды путем выделения поверхностно-активных веществ и, таким образом, изменяя степень прогрева более глубоких слоев воды), а также – соотношений CO_2 , паров и жидких капель воды в тропосфере, т.е. регулируя отражательные и поглощательные свойства атмосферы [2, 11]. В.И. Вернадский обосновал совершенно новый взгляд на феномен жизни – как фактор геохимической организации планеты.

4. Современное потепление климата – это антропогенно-экологическая реальность. В последнем межледниковье – голоцене – возникли цивилизации и изменение концентраций CO_2 , как основного парникового газа в тропосфере, пошло совершенно иным путем. В предыдущие межледниковые периоды на климат планеты влияли только природные факторы, они и сейчас продолжают влиять аналогичным образом. Поэтому иной ход изменения концентрации CO_2 и ССПТВ в голоцене наиболее естественно объясняется появлением цивилизаций, которые сравнивают с «махровым» цветком, ибо такой живет за счет обеднения окружающей природной среды. «Очеловечиваемая» природа подвергалась интенсивным воздействиям, ведущим к структурно-организационной деградации. Леонардо да Винчи (1452 – 1519 гг.) первым фиксирует антропогенное нарушение природного равновесия. При этом взаимосвязь систем биосферы и цивилизаций превратилась из философской в практическую и вопрос, по какому пути пойдет их совместное развитие, остается открытым. Можно предположить, что неизбежное изменение климата и других природных условий на поверхности Земли явится началом движения к новому глобальному квазиравновесию. Последние 60 лет в истории человечества характеризуются трехкратным увеличением численности населения Земли. Эта «новая геологическая сила» при хищнической коммерчески-неэффективной экономике технократической цивилизации и варварском отношении к ПРИРОДЕ породила десятки суперглобальных проблем, включая: деградацию и разрушение биосферы, значимое сокращение видового разнообразия биоты, масштабное уничтожение лесов, антропогенное опустынивание земель и т.д. Все это, в основном, и привело к разбалансировке климатической системы Земли, т.е. к снижению (или отключению) природных механизмов стабилизации климата, к уменьшению уровней стоков основного парникового газа – CO_2 и его накоплению в тропосфере, а, следовательно, к потеплению климата на планете. Потепление климата будет продолжаться в XXI веке, если человечество не поумнеет [3, 5, 12–16].

5. До настоящего времени нет однозначности в понимании определяющих причин современного потепления климата на Земле и возможностей человечества в решении этой глобальной проблемы. Многие ученые считают, что относительная безуспешность раскрытия тайн глобального потепления климата на Земле объясняется сложностью изучаемой климатической системы и недостаточно полным учетом комплексного влияния на климат планеты таких динамических систем как Мировой океан, атмосфера, криосфера, биосфера, включая элементы биотической регуляции и стабилизации климата планеты, а в настоящее время – воздействием численно увеличившегося человеческого общества [3, 9, 14–16].

6. На мировом политическом уровне уже более двух десятилетий (со времени конференции в Рио-де-Жанейро в 1992 г., где была принята рамочная конвенция по изменению климата) проблематика глобального потепления климата являлась одной из наиболее дискутируемых, которая прочно вытеснила из общественного сознания десятки других суперважнейших проблем человечества. На международно-политическом уровне проблему глобального потепления климата пытаются решать путем замены естественных биотических стабилизаторов климата – искусственными, т.е. техносферой. Политиками неверно установлен диагноз проблемы потепления климата – из-за роста уровней эмиссии индустриальных парниковых газов, который, как будет показано далее, более чем на 90 % не соответствует реальности [8, 9, 14–16]. При этом, этот дезорганизующий политико-техногенный диагноз и решения, направленные как бы на ослабление глобального потепления климата на Земле путем технологического улавливания индустриальных выбросов CO_2 , был поддержан участниками климатического саммита в Париже. Согласно документу, все подписавшиеся участники (из 196 стран) обязуются сокращать выбросы основного парникового газа CO_2 в атмосферу. К 2030 г. Евросоюз намерен сократить указанные выбросы CO_2 на 40 %, США – на 26 %, а Украина – на 40 %. К этому можно добавить следующее. По прогнозам Мирового института ресурсов выбросы ПГ в России могут увеличиться к 2030 г. на 40 – 50 % по отношению к 2012 г., тогда как страна обязалась их снизить на 25 – 30 % по сравнению с 1990 г. Кроме того в соглашении отмечается, что потепление климата не должно превысить 2 °C, а идеале – 1,5 °C. Однако ученые прогнозируют рост ССПТВ на 3 – 4 °C и утверждают, что проблема изменения климата не в том, что он теплеет, а в том, что нарушен естественный механизм формирования климата разрушаемыми экосистемами планеты. Но

«безголосых» ученых-экологов не слышат или не хотят слышать «глухие» политические деятели. Исходный вариант Парижского договора, который должен заменить Киотский протокол, подписан, но его действия начнутся с 2020 года. Четыре года уйдет на то, чтобы страны-участницы ратифицировали этот договор. Кроме того, страны-участницы обязались каждые 5 лет пересматривать и корректировать план действий. Одним из самых сложных вопросов на переговорах стало принятие новой дифференциации стран в определении, кто будет предоставлять финансовую и техническую помощь, а кто ее будет получать. Развивающиеся страны будут иметь финансовую поддержку при внедрении соответствующих технологий для сокращения уровней выбросов ПГ в атмосферу. Украина во время переговоров отстояла свой особый статус страны с переходной экономикой, чтобы иметь доступ к международной поддержке в развитии топливно-энергетических и экологических технологий. Следует также отметить, что услышав о возможном «финансовом дожде» швейцарская компания «Climeworks» и канадская «Carbon Engineering» уже разрабатывают технологии по сбору CO₂ из воздуха для возможной его продажи парниковым хозяйствам или даже для производства углеводородных топлив. Указанные технологии, как и технологии по улавливанию CO₂ из дымовых газов энергетических установок, практически не смогут оказать сколь-нибудь заметное влияние на снижение уровня глобального парникового эффекта.

Реальные истоки накопления диоксида углерода и супертоксикантов в тропосфере Земли

На рис. 5 приведены данные по увеличению концентрации CO₂, а, соответственно, уровней его содержания в тропосфере и роста ССПТВ за период с 1970 по 2015 гг. Из представленных данных видна также положительная корреляционная связь между увеличением концентраций CO₂ в тропосфере и ростом численности населения Земли.

Следует при этом особо отметить, что влияние стационарной теплоэнергетики и транспорта как по уровням выбросов CO₂ в тропосферу с продуктами сжигания топлив, так и по объемам производства энергии на Земле не являются значимыми. А вот уровни супертоксикантов, выбрасываемых в ОС с продуктами сжигания топлив, как раз способствуют угнетению и деградации фотосинтезирующих систем и биосферы планеты в целом. Поэтому, без экологизации хозяйственной деятельности будущего у человечества нет и надо срочно менять подходы к решению важнейшей проблемы современности – глобального потепления климата на Земле. Рост антропогенно-экологического воздействия

численно возросшего человечества на ПРИРОДУ резко обострил множество предельно опасных для живой материи и человека явлений: ежегодно на Земле исчезают от 100 до 1000 видов биоты из миллиона; не исключено появление глобальной озоновой дыры (из-за переохлаждения стратосферы); на планете голодают более 10 % населения; практически достигнуты пределы использования объемов пресной воды и площадей обрабатываемых земель; резкий рост техногенных пустынь; исчезают лесные экосистемы – важнейшие природные источники аккумуляции CO₂ в тропосфере и т.д. [1–3, 6–16]. Поэтому своевременным, научно обоснованным и предельно важным для Украины в стратегическом векторе решения современной проблемы глобального потепления климата Земли было бы восстановление к 2030 г. (при финансовой поддержке Евросоюза) лесных экосистем Карпатских гор на своей территории с учетом воссоздания их природообразующих и климатостабилизирующих функций.

На рис. 6 представлены сравнительные данные по уровням накопления CO₂ в тропосфере, а также – уровням роста эмиссии CO₂ и супертоксикантов (СТ) в тропосферу с продуктами сжигания топлив.

Однако, на международном уровне (в основном политиками) принимаются дезориентирующие решения, направленные на узкотехнологическое снижение выбросов CO₂ в тропосферу, в том числе, путем его улавливания из дымовых газов энергоустановок, что лишено здравого смысла, учитывая, что рост промышленных выбросов CO₂ составляет менее 10 % от уровня его накопления в тропосфере (рис. 6). Если к 2020 г. будут снижены мировые уровни промышленных выбросов CO₂ на 20% (в соответствии с ранее принятыми с международно-политическими решениями), то к этому сроку растущая ССПТВ будет как-бы ниже ~ на 0,01°C, а стоимость внедрения технологий такого улавливания CO₂ может составлять более 100 млрд. долл. США в год. Это пример одной из глобально-политических афер XXI века и начало на бесконечно безнадежном пути замены естественных биосферных регуляторов климата – искусственными, т.е. техносферой. И самое страшное – уничтожение лесов, являющихся мощным природным накопителем CO₂ и, соответственно, фактором формирования устойчивого климата на Земле. Поэтому необходимо ставить совершенно другую стратегическую задачу – необходимо восстановление естественной окружающей природной среды, ее регуляторных и климатообразующих функций на всей территории планеты. Таким образом, именно человек, ввиду большой численности и огромного

надбиологического потребления природных ресурсов, а также роста (более чем на порядок) уровней загрязнения ОС супертоксикантами, стал по существу главной причиной нарушения равновесия в природе. Все это привело к разбалансировке климатической системы Земли: снижению биотической регуляции параметров ОС, уменьшению сто-

ков CO_2 и его накоплению в тропосфере, усилению парникового эффекта и росту ССПТВ. Выход же из кризиса видится в изменении вектора развития экономики и экологизации всех сфер человеческой деятельности, включая восстановление важнейших природных регуляторов экосферы, в том числе – климата планеты.

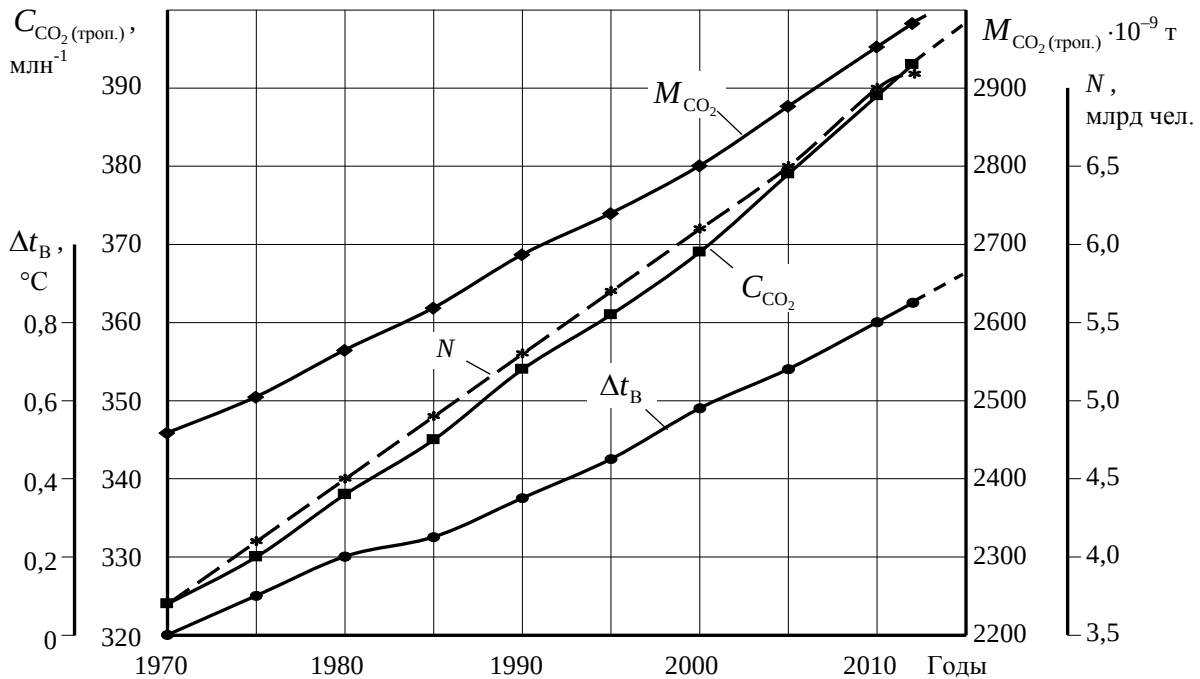


Рис. 5. Изменение параметров тропосферы и роста численности населения планеты Земля по годам, где $M_{\text{CO}_2} \approx M_{\text{троп.}} \cdot C_{\text{CO}_2} \approx 5 \cdot 10^{15} \cdot C_{\text{CO}_2} \cdot (\eta_{\text{CO}_2} / \eta_{\text{В}})$; η_{CO_2} , $\eta_{\text{В}}$ – молекулярная масса CO_2 и воздуха; $\Delta t_{\text{В}}$ – рост ССПТВ; N – изменение численности населения Земли

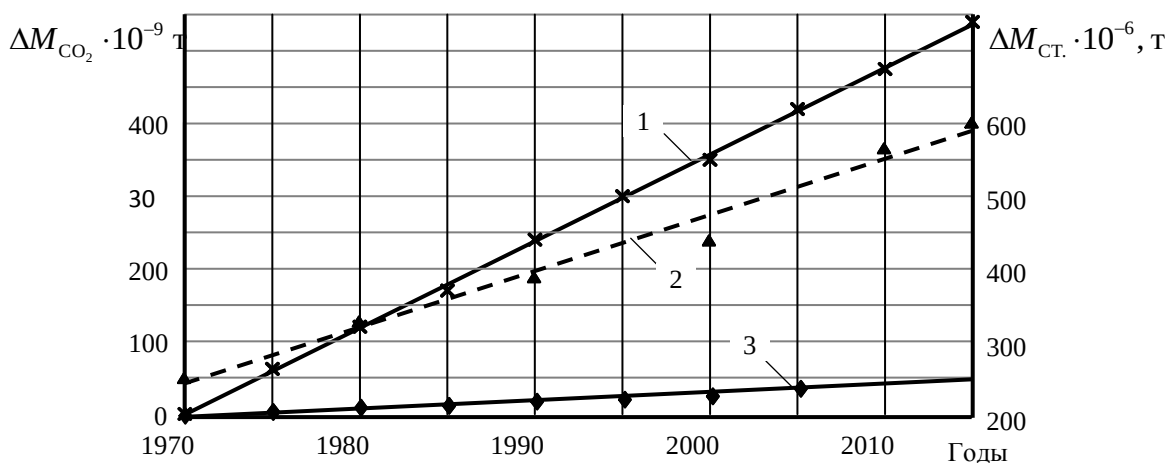


Рис. 6. Прирост уровней содержания CO_2 в тропосфере (1), увеличение уровней эмиссии супертоксикантов (2) и CO_2 (3) с продуктами сжигания топлив по годам

Заключение

1. Для стабилизации климата на планете и оздоровления ОС, а также – обеспечения дальнейшего развития цивилизации или, вернее, – выживания человеческого общества, необходимо осознать, что дальнейшее развитие общества сверхпотребления приведет к глобальной экологической катастрофе и к коллапсу цивилизации; требуются глубокие качественные изменения: технологий производств, стереотипов ценностей и обеспечение права людей на безопасную среду жизни; необходима замена мира ресурсоемкого, металло-нефтяного, машинно-технологического миром наукоемким, информационным, биотехнологическим. Без этого невозможно преодолеть топливно-энергетический и эколого-климатический кризисы.

2. Все крупные сдвиги в глобальном климате являются следствием орбитально обусловленных изменений в радиационном балансе Земли. Стабилизация климата в истории Земли имела биотическую природу. Важнейшей составляющей современного потепления климата является хозяйственная деятельность все увеличивающейся численности человечества, включая существенное повышение уровней неэффективного использования природных ресурсов, а также – предельно опасное загрязнение среды жизни супертоксикантами. Все это привело к угнетению, деградации, разрушению и уничтожению систем биосферы, изменению глобальных потоков углерода и кислорода, снижению стоков диоксида углерода и накоплению его в тропосфере и, как следствие, – к глобальному потеплению климата. Поэтому реальная экономизация и экологизация всех сфер человеческой деятельности должны стать основным социально-экономическим мотивом дальнейшего развития, а, возможно, и существования человеческого общества. Для этого потребуются объединенные усилия всех наций планеты, единство науки, экономики, политики и т.д. При бездействии человечества планета Земля может перейти в новый режим функционирования.

3. Основным вектором поддержания пригодного для жизни климата Земли является: оздоровление экосферы, восстановление видового разнообразия и климатообразующих функций биоты на большей части территории планеты, т.е. нужны принципиальные изменения в стратегии природопользования. Ресурсо- и энергосбережение – основной путь экономизации и экологизации экономики. Международным организациям (ООН, Совету Европы и т.д.), общественным организациям и религиозным конфессиям необходимо совместно подготовить и реализовать международно-мотивационную программу по снижению отрица-

тельных проблем технократической цивилизации и восстановлению природных стабилизаторов климата. Сегодня наша планета Земля и человеческое общество вступили в совершенно новый этап своего развития, когда только **коллективный Разум и общие целенаправленные усилия** позволят избежать глобальной экологической катастрофы. Фактор времени и максимальное использование достижений науки и техники играют здесь решающую роль. Назад в пещеры пути нет – нас слишком много! Мы «обречены» на прогресс, но в этом и заключается наша надежда, наш оптимизм. Именно в общем согласии и решении возникших социоэкологических проблем есть Мудрость и Будущее всего человечества.

Список литературы:

1. Подрезов О.А. Изменение современного климата / О.А. Подрезов // Вестник КРСУ. – 2009. – Т. 9, № 1. – С. 123-137.
2. Горшков В.Г. Природа наблюдаемой устойчивости климата Земли / В.Г. Горшков, А.М. Макарьева // Геоэкология, инженерная геология, гидрогеология, геокриология. – 2006. – № 6. – С. 483-495.
3. Монин А.С. Новое о климате / А.С. Монин, А.А. Берестов // Вестник РАН. – 2005. – Т. 75, № 2. – С. 126-138.
4. Имбри Дж. Тайны ледниковых эпох / Дж. Имбри, К.П. Имбри. – М.: Прогресс, 1988. – 264 с.
5. Мелешко В.П. Потепление климата: причины и последствия / В.П. Мелешко // Химия и жизнь. – 2007. – № 4. – С. 1-7.
6. Гулев С.К. Глобальное потепление продолжается / С.К. Гулев, В.М. Катцов, О.Н. Соломина // Вестник РАН. – 2008. – Т. 78, № 1. – С. 20-27.
7. Морев С.Ю. Климатические проблемы XXI века / С.Ю. Морев // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 3. – С. 65-68.
8. Канило П.М. Автотранспорт. Топливо-экологические проблемы и перспективы: Монография / П.М. Канило. – Харьков: Харьков. нац. автотранс. ун-т. – 2013. – 272 с.
9. Канило П.М. Глобальное потепление климата. Антропогенно-экологическая реальность: монография / П.М. Канило. – Харьков: ХНАДУ, 2015. – 312 с.
10. Семиноженко В.П. Энергия. Экология. Будущее: Учебник / В.П. Семиноженко, П.М. Канило, В.Н. Остапчук, А.И. Ровенский. – Харьков: Прапор, 2003. – 464 с.
11. Макарьева А.М. Парниковый эффект и проблема устойчивости среднеглобальной температуры земной поверхности / А.М. Макарьева, В.Г. Горшков // Доклады РАН. – 2001. – Т. 376, № 6. – С. 810-814.
12. Канило П.М. Влияние автотранспорта и энергетики на потепление климата / П.М. Канило, Н.В. Внукова, К.В. Костенко // Автомоб. транспорт: сб. научн. тр. – 2010. – Вып. 48. – С. 170-175.
13. Канило П.М. Антропогенно-экологические составляющие глобального потепления климата / П.М. Канило, К.В. Костенко // Проблемы машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 4. – С. 68-76.
14. Кондратьев С.М. Климат Земли и «Протокол Киото» / С.М. Кондратьев, К.С. Демырчан // Вестник РАН. – 2001. – Т. 71, № 11. – С. 1002-1009.
15. Лосев К.С. Парадоксы борьбы с глобальным потеплением / К.С. Лосев // Вестник РАН. – 2009. – Т. 79, № 1. – С. 36 – 40.
16. Канило П.М. Тепловая энергетика, ДВС и глобальное потепление климата / П.М. Канило, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания: сб. научн. тр. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. – № 2. – С. 57 – 68.

Bibliography (transliterated):

1. Podrezov, O.A., (2009), Changing the current climate [Izmenenie sovremennogo klimata], *Bulletin KRSU*, vol. 9, № 1, pp. 123-137.
2. Gorshkov, V.G., Makarieva, A.M., (2006), The nature of the observed global climate stability [Priroda nabljudaej ustojchivosti klimata Zemli], *Geocology, engineering geology, hydrogeology, geocryology*, № 6, pp. 483- 495.
3. Monin, A.S., Berastau, A.A., (2005), New about climate [Novoe o klimate], *Herald of the RAN*, vol. 75, № 2, pp. 126-138.
4. Imbrie, J., Imbrie, K.P., (1988), *Secrets of glacial* [Tajny lednikovyh jepoh], Progress, Moscow, 264 p.
5. Myaleshka, V.P., (2007), *Climate Change: Causes and Consequences* [Poteplenie klimata: prichiny i posledstvija], *Chemistry and life*, № 4, pp. 1-7.
6. Gulev, S.K., Katze, V.M., Solomin, O.N., (2008), *Global warming continues* [Global'noe poteplenie prodolzhaetsja], *Herald of the RAN*, vol. 78, № 1, pp. 20-27.
7. Morev, S.Y., (2012), *Climatic problems of the XXI century* [Klimaticheskie problemy XXI veka], *Successes of modern science*, № 3, pp. 65-68.
8. Kanilo, P.M., (2013), *Transport. Fuel and environmental problems and prospects: Monograph* [Toplivno-jekologicheskie problemy i perspektivy: Monografija], Kharkov National University Road, Kharkov, 272 p.
9. Kanilo, P.M., (2015), *Global warming. Man-ecological reality: monograph* [Global'noe poteplenie klimata. Antropogennojekologicheskaja real'nost': monografija], HNADU, Kharkov, 312 p.
10. Seminozhenko, V.P., Kanilo, P.M., Ostapchuk, V.N., Rivne A.I., (2003), *Energy. Ecology. Future: Textbook* [Jenergija. Jekologija. Budushhee: Uchebnik], Prapor, Kharkov, 464 p.
11. Makarieva, A.M., Gorshkov, V.G., (2001), *The greenhouse effect and the problem of stability of the global mean temperature of the earth's surface* [Parnikovyj jeffekt i problema ustojchivosti sredneglobal'noj temperatury zemnoj poverhnosti], *Reports of Academy of Sciences*, vol. 376, № 6, pp. 810-814.
12. Kanilo, P.M., Vnukovo, N.V., Kostenko, K.V., (2010), *Influence of transport and energy on global warming*, [Vlijanie avtotransporta i jenergetiki na poteplenie klimata], *Road Transport: collection of scientific works*, vol. 48, pp. 170-175.
13. Kanilo, P.M., Kostenko, K.V., (2010), *Anthropogenic environmental components of global climate*, [Antropogennojekologicheskie sostavljajushhie global'nogo potepljenja klimata], *Problems of mechanical engineering*, vol. 13, № 4, pp. 68-76.
14. Kondratiev, S.M., Demyrchan, K.S., (2001), *The Earth's climate and the "Kyoto Protocol"* [Klimat Zemli i «Protokol Kioto»], *Herald of the RAN*, vol. 71, № 11, pp. 1002-1009.
15. Losev, K.S., (2009), *Paradoxes of the fight against global warming*, [Paradoxy bor'by s global'nym potepleniem], *Herald of the RAN*, vol. 79, № 1, pp. 36-40.
16. Kanilo, P.M., Marchenko, A.P., Parsadanov, I.V., (2015), *Thermal energy, combustion engine and global climate* [Teplovaja jenergetika, DVS i global'noe poteplenie klimata], *Internal combustion engines: a collection of scientific papers, NTU «KhPI»*, Kharkov, № 2, pp. 57-68.

Поступила в редакцию 07.07.2016 г.

Канило Павел Макарович – доктор техн. наук, профессор, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

ЛЬОДОВИКОВІ ЕПОХИ І ГЛОБАЛЬНЕ ПОТЕПЛІННЯ КЛІМАТУ

П.М. Канило

Наводяться короткі історичні аспекти з історії вивчення льодовикових епох, змін клімату Землі і народження астрономічної теорії. Наголошується, що сучасний міжльодовиковий період за астрономічними канонами повинен був закінчуватися в найближчому тисячолітті і починатися похолодання. Однак, приблизно з 1970 р. на Землі відбувається глобальне потепління клімату. Обґрунтовується висновок, що сучасне потепління клімату – це антропогенно-екологічна реальність, пов'язана з різким збільшенням чисельності людства і його хижацьким ставленням до ПРИРОДИ, істотним підвищенням рівнів неефективного використання природних ресурсів і гранично небезпечним забрудненням середовища життя супертоксикантами, з деградацією, руйнуванням і знищенням систем біосфери, включаючи глобальну біоту, і призводять, відповідно, до зниження якості їх функціонування, в тому числі, біопродуктивності, середовищотворюючих і кліматостабілізуючих функцій.

THE GLACIER EPOCHS AND GLOBAL WARMING

P. Kanylo

Provides brief historical aspects of studying glacial epochs, changes in the Earth's climate and astronomical theory. It is noted that modern interglacial for astronomical canons should end at the nearest Millennium and start cooling. However, since about 1970, occurs on the Earth global warming. The article substantiates the conclusion that modern global warming is anthropogenic environmental reality, linked to the sharp increase in humanity and its predatory nature, significant increased levels in the inefficient use of natural resources and extremely dangerous pollution Wednesday, supertoxicants life with the degradation, destruction and destruction of the biosphere systems, including the global biota, and lead, respectively, to reduce the quality of their operation, including bio-productivity, own ecological resources and climate-stabilizing functions.

А.Э.Хрулев, Ю.В.Кочуренко

ПРОБЛЕМЫ ТЕРМИНОЛОГИИ И СУБЪЕКТИВНЫЕ ФАКТОРЫ В ИССЛЕДОВАНИИ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ДВС И ИХ РОЛЬ В ПРАВИЛЬНОМ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПРИЧИН НЕИСПРАВНОСТЕЙ

Приведен общий подход к использованию стандартов и нормативной технической документации при исследовании и описании причин неисправностей ДВС, в том числе, дан анализ противоречий в терминологии, устанавливаемой различными стандартами и нормативными документами, а также влияния этих противоречий на результаты исследований причин неисправностей. На конкретных примерах рассмотрены виды производственных дефектов ДВС, наиболее сложно выявляемых при исследованиях. Выполнен анализ влияния субъективных факторов на выявление причин производственных дефектов и показаны наиболее распространенные ошибки, препятствующие получению правильных результатов исследований. На основании практического опыта даны рекомендации о применении стандартов и нормативно-технической документации в исследовании причин неисправностей ДВС, связанных с производственными дефектами.

Постановка проблемы

В практике эксплуатации ДВС встречаются различные виды неисправностей, причины которых связаны с нарушениями при производстве, эксплуатации или обслуживании двигателя, а также с естественными процессами старения. В целом ряде практических случаев возможны споры между различными сторонами, имеющими отношение к рассматриваемому объекту, когда требуется исследование причин неисправности.

Очевидно, для понимания процессов, которые привели к неисправности, необходим правильный подход и методы исследования, а для объяснения причин неисправности требуется использовать правильную терминологию при описании объекта и его свойств, а также применять надежные данные. Но именно здесь, понятная на первый взгляд работа может натолкнуться на самые неожиданные трудности, когда вследствие различных факторов, в том числе, субъективных, неправильного понимания и/или даже использования неправильной терминологии и непроверенных данных, возникает неоднозначное толкование причин или источников неисправности и даже появляются, так называемые, "мнимые" причины неисправности ДВС, которых на самом деле не существует.

Совершенно очевидно, что в исследованиях неисправностей ДВС должна быть использована терминология, устанавливаемая стандартами и соответствующими нормативными документами. Данный принцип позволяет исследователю (в том числе, эксперту), по крайней мере, показать, что он обладает соответствующими специальными знаниями в данной области, поскольку одним из признаков этого знания является владение правильной терминологией. Напротив, если исследователь использует ошибочную терминологию, это может быть признаком недостоверности, и его заключение, составленное на основании полученных им

результатов исследования, может быть оспорено и/или отведено по формальным основаниям (например, вследствие некомпетентности исследователя).

Использование терминов, определяющих свойства продукции, включая продукцию (изделия) двигателестроения, в том числе, показатели качества и недостатки продукции, считается обязательным для применения в документации всех видов, в том числе, учебниках, учебных пособиях, технической и справочной литературе. В остальных случаях применение этих терминов рекомендуется. Это означает, что в документах и заключениях о причинах неисправностей ДВС также должна использоваться правильная и установленная стандартами терминология.

Цель работы

Показать важность использования правильной терминологии и проверенных данных нормативно-технической документации, выработать общий подход и рекомендации к исследованию причин наиболее сложных неисправностей ДВС, связанных, главным образом, с производственными дефектами.

Определение термина "дефект" и особенности его применения на практике

Как известно, стандарты определяют термин "качество продукции", как технико-экономическое понятие [1], которое охватывает только те свойства продукции, которые связаны с возможностью удовлетворения продукцией определенных общественных или личных потребностей в соответствии с ее назначением.

Показатель качества продукции количественно характеризует пригодность продукции удовлетворять определенные потребности и выражается в различных единицах. Допускаемое отклонение показателя качества продукции определяется сопоставлением фактического и допустимого значений

этого показателя. Выход фактического значения показателя за установленные пределы означает, что рассматриваемая продукция (ее единица) имеет дефект.

Согласно общетехническим стандартам [1-6], дефектом называется каждое отдельное несоответствие продукции установленным требованиям. Таким образом, если рассматриваемая единица готовой продукции имеет дефект, то это означает, что, по меньшей мере, один из показателей ее качества или параметров вышел за допустимое значение, или не выполняется (не удовлетворяется) одно из требований нормативной документации к признакам продукции.

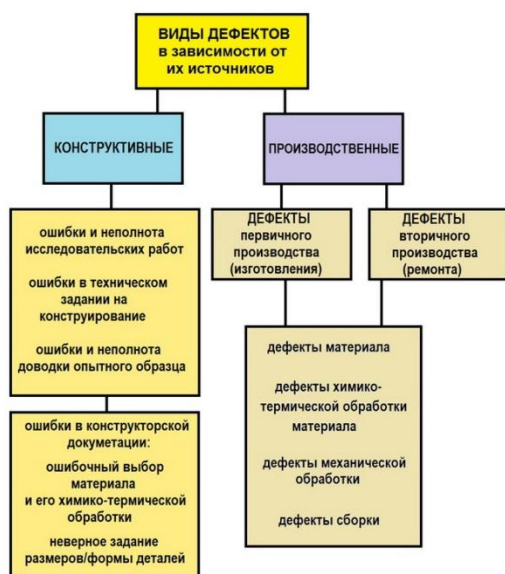


Рис.1. Источники и виды дефектов ДВС

Как известно, для производства продукции необходимо как собственно производство, так и конструкторская документация (чертежи), по которой данная продукция (изделие) изготавливается. В соответствии с этим в зависимости от источника возникновения дефектов различают конструктивные и производственные дефекты (рис.1).

Дефект сам по себе может и не приводить к полной неработоспособности изделия, однако ухудшает его потребительские свойства и снижает в той или иной степени его качество, показатели качества и параметры [1-7]. В последующей эксплуатации дефектной продукции (т.е. продукции, имеющей дефект) дефекты могут приводить к отказам (нарушению работоспособности).

Несмотря на простоту определения, на практике исследователи, выполняющие исследования причин неисправностей ДВС, нередко путают термин "дефект" с терминами "неисправность", "повреждение", "отказ". В результате в заключениях

используется терминология, по меньшей мере, не вполне соответствующая стандартам, что требует более подробного рассмотрения.

Согласно более старым стандартам (например, [1]) термин "дефект" применяется для готовой продукции промышленного производства - при контроле качества при ее изготовлении и ремонте. В то же время термин "дефект" не распространяется на последующее использование (эксплуатацию) продукции.

Напротив, термин "неисправность" применяют при использовании (эксплуатации), хранении и транспортировании продукции. Так, например, словосочетание "характер неисправности" означает конкретное недопустимое изменение в изделии, которое до его повреждения было исправным (находилось в исправном состоянии). В отличие от термина "дефект" термин "неисправность" распространяется, главным образом, на сложную продукцию, состоящую из многих узлов и деталей (в том числе, на ДВС), и не относится ко всем видам изделий, например, неисправностями не называют недопустимые отклонения показателей качества материалов, топлива, масла и т. п.

Очевидно, для ДВС, как сложной продукции, термин "дефект" связан с термином "неисправность", но не является его синонимом. Неисправность представляет собой определенное состояние изделия, вызванное определенным предшествующим этому состоянию событием – повреждением, которое заключается в нарушении исправного состояния готового изделия вследствие влияния внешних воздействий, превышающих уровни, установленные нормативно-технической документацией на изделие [1-6].

Таким образом, в отличие от дефекта, возникающего при производстве, повреждение возникает в эксплуатации (также при хранении и транспортировании готовой продукции). В то же время, находясь в неисправном состоянии, изделие может иметь один или несколько дефектов, возникших при производстве или эксплуатационных повреждениях.

При возникновении неисправности исследуемый узел (агрегат) может остаться работоспособным, когда он может выполнять заданные функции, сохраняя при этом значения заданных выходных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией, или стать неработоспособным, когда значение хотя бы одного выходного параметра не соответствует установленным требованиям.

Термин "дефект" также следует отличать от термина "отказ". Отказом называется событие в

эксплуатации, заключающееся в нарушении работоспособности изделия, которое до возникновения отказа было работоспособным. Отказ может возникнуть в результате наличия в изделии одного или нескольких дефектов (отказ возможен и без каких-либо дефектов), но появление дефектов не всегда означает, что возник отказ, т. е. изделие стало неработоспособным, или такой отказ возникнет в будущем.

Таким образом, часто встречающиеся в отчетах и заключениях фразы типа "эксплуатационный дефект" или "дефект имеет эксплуатационный характер", являются примером не вполне правильной терминологии. Возможно, более правильно было бы указывать в подобных случаях на "эксплуатационное повреждение" или на "эксплуатационный характер неисправности", т. е. на недопустимое изменение в изделии, которое произошло в эксплуатации. Это различие в терминологии может быть принципиальным, поскольку на практике может привести к совершенно различным результатам.

Различия в терминологии, применяемой в различных стандартах, их причины и последствия

Рассмотрим на конкретных примерах, как стандарты, вроде бы преследующие "благую" цель, могут запутать любого исследователя при описании им состояния исследуемого объекта. Действительно, в ряде стандартов обнаруживается как внутреннее противоречие, так и противоречие с технической литературой в области эксплуатации и ремонта ДВС. Например, в [1] указано, что "находясь в неисправном состоянии, изделие имеет один или несколько дефектов". Но если дефект возникает при производстве (ремонте), а неисправность возникает в процессе эксплуатации, то совершенно очевидно, что при неисправном состоянии изделие имеет неисправность (неисправности), вызванные повреждениями, но не обязательно дефекты.

Обращает на себя внимание, что некоторые более поздние стандарты [4] вообще дают разные определения терминам, даже не ссылаясь на уже существующие, но не отмененные (действующие) стандарты, причем используют свою собственную терминологию. Так, стандарт [2,4] в отношении неисправности указывает, что они могут быть "конструкционными" (а не "конструктивными", как в стандарте [1]), и "производственными", при этом термин "эксплуатационная неисправность" вообще не устанавливается, т. е. неисправность в результате эксплуатации, в том числе, естественных процессов старения, согласно данному стандарту, даже не возникает.

По стандартам [2,4] "неисправность – состоя-

ние изделия, характеризующееся неспособностью выполнять требуемую функцию...", "отказ – потеря изделием способности выполнять требуемую функцию", т. е. событие, а "неработоспособное состояние – состояние изделия, при котором оно не способно выполнять требуемую функцию...". Отсюда следует, что при неисправности, согласно [4], наступает отказ, и изделие становится неработоспособным. Что, вообще говоря, прямо противоречит стандарту [1].

Далее, по стандарту [4] вроде бы все правильно – при наличии повреждения нарушается исправное состояние объекта, а работоспособное состояние сохраняется. Но это не соответствует другому стандарту [5], по которому при возникновении неисправности наступает неработоспособное состояние изделия, а в определении термина "повреждение" термин "неисправность" вообще не применяется.

Таким образом, определения терминов в одних стандартах явно не соответствуют определениям в других. При этом в стандартах не говорится, что они заменяют другие, и они все могут числиться как действующие. В результате для эксплуатации вообще не остается надежных терминов для описания неисправностей, которые бы не вызвали противоречий с каким-либо из известных общетехнических стандартов.

Причины противоречий в терминологии в стандартах и технической документации связаны с несколькими процессами, проходившими в течение нескольких десятилетий. Так, стандарты требуют развития не только путем введения новых, но и отмены устаревших, поскольку одновременное действие взаимоисключающих стандартов невозможно. Однако в настоящее время, судя по всему, этого никто не делает. Если же стандарт отменяется, то найти сведения о его отмене нередко представляет собой отдельную и не всегда простую задачу. Единственным отрадным фактом тогда является лишь нынешний рекомендательный характер стандартов, в виде отсутствия указания о преследовании по закону при их несоблюдении, как это было в прошлом (что, тем не менее, не мешает некоторым исследователям трактовать стандарты как обязательные и считать любое отклонение от них дефектом).

Еще больше терминология запутывается при адаптации иностранных стандартов, когда возникают не только противоречия между разноязычной терминологией, но и просто ошибки перевода вследствие множественного значения слов. То же самое может происходить и с нормативно-технической документацией производителей.

Например, один из автопроизводителей дает для эксплуатации своих двигателей в русскоязычных странах русский перевод своего руководства по ремонту, где по смыслу должны быть использованы разные термины "зазор" и "люфт", но по факту для всех случаев в переводе дан только "зазор".

Совершенно очевидно, что зазор (clearance) находится непосредственно в сопряжении деталей, а люфт (play) может быть и вне сопряжения и в общем случае по величине даже в несколько раз больше зазора (рис.2). Такое вольное обращение с терминологией и отождествление двух разных терминов прямо ведет к "мнимому" дефекту – несоответствию зазора. Причем даже у нового двигателя.

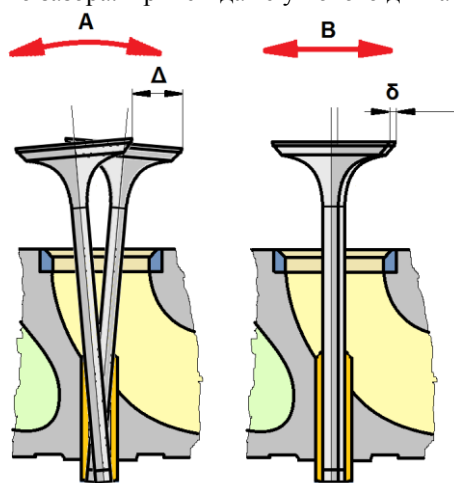


Рис.2. Люфт клапана, измеренный на головке (слева), не совпадает с зазором стержня клапана во втулке (справа)

Практические особенности некоторых характерных видов дефектов, устанавливаемых стандартами

Стандартами [1-4] установлены различные виды дефектов, среди которых необходимо выделить наиболее важные – конструктивные и производственные.

Практика показывает, что конструктивные дефекты являются наиболее сложными как с точки зрения их выявления, так и их устранения при дальнейшем выпуске продукции.

Примером конструктивного дефекта может служить заклинивание редукционного клапана маслоснасоса бензинового двигателя объемом 4,6 л автомобиля 2009г. выпуска [11,16]. Конструкция клапана представляет собой плунжер с пружиной, установленный с малым зазором в цилиндрический корпус (рис.3). Отверстие для сброса масла выполнено большого диаметра сбоку, а плунжер имеет малую относительную длину (отношение длины к диаметру).

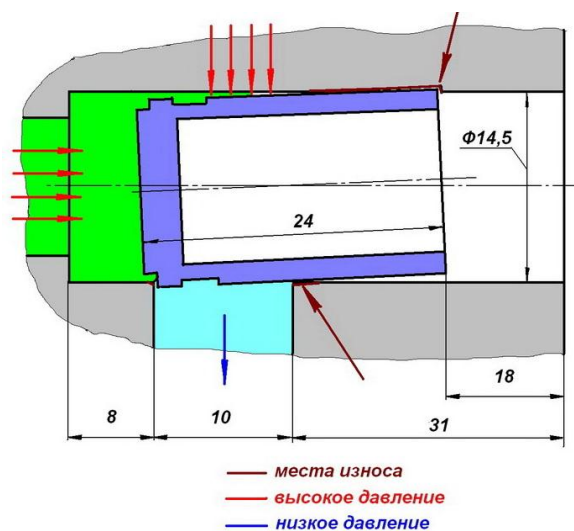


Рис.3. Диагональный износ гнезда плунжера вследствие неправильного выбора размеров узла

При работе двигателя плунжер перемещается, и в момент открытия бокового отверстия возникают силы, перекашивающие плунжер. Это вызывает характерный диагональный износ отверстия (как типичный эксплуатационный износ), проявляющийся в виде ступени. С течением времени ступень может привести к заклиниванию плунжера, значительному росту давления в системе смазки и выдавливанию уплотнительного кольца масляного фильтра (что, в свою очередь, очень похоже на ошибку при обслуживании – неправильную установку масляного фильтра или дефект фильтра).

Несоответствие продукции требованиям нормативной документации на изготовление относится к производственным дефектам. По характеру проявления производственные дефекты можно разделить в общем случае на несоответствия свойств материалов, несоответствия геометрических размеров, формы и шероховатости, и механические дефекты. Как показывает практика, производственные дефекты не менее сложны для экспертного исследования, чем конструктивные.

Примером производственного дефекта может служить разрушение выпускного клапана бензинового двигателя 2,0 л автомобиля 2008 года выпуска [15] при пробеге 18.000 км вследствие проворачивания на коленчатом валу ведущей звездочки цепи привода газораспределительного механизма по причине грубой обработки поверхностей сопряжения деталей.

При каждом запуске ДВС происходило небольшое круговое смещение звездочки, пока не появился стук от касания поршня тарелок выпускных клапанов, в результате чего на днище поршней постепенно образовались чрезмерно глубокие

плавные выемки (рис.4) от контакта с головками выпускных клапанов.



Рис.4. Выемка от ударов головки клапана на поршне при длительном воздействии (вверху) - в отличие от кратковременного при превышении допустимой частоты вращения (внизу)

Далее, после пробега с данной неисправностью около 1000 км, произошло усталостное разрушение одного из выпускных клапанов (рис.5), что привело к разрушению поршня и выходу двигателя из строя.

Термин "дефект" применяют не только при контроле качества продукции при ее изготовлении, но также при ее ремонте (обслуживании). В данном случае речь идет о ремонте, как о виде производства, который условно может быть назван вторичным производством [10]. На практике [8,9,11-16] чаще всего встречаются дефекты вторичного производства, связанные с некачественной сборкой изделия, хотя применение некачественных комплектующих также не является редкостью.



Рис.5. Типичный усталостный излом стержня клапана при длительном воздействии нештатной изгибающей нагрузки при ударах по поршню

Пример дефекта вторичного производства (ремонта) – сильный износ цилиндропоршневой группы бензинового двигателя автомобиля объе-

мом 2,5 л автомобиля 2005 года выпуска, произошедший за несколько тысяч километров пробега после капитального ремонта.

Дефект вызван некачественной мойкой и очисткой впускного коллектора от нагара и абразивных частиц, т.е. вызван ошибкой при сборке отремонтированного двигателя. В результате поступления частиц из коллектора в цилиндры верхние поршневые кольца оказались чрезвычайно сильно изношены специфическим образом (рис.6) – по верхней плоскости, что вызвало быстрое падение компрессии и увеличение расхода масла выше допустимого.

В ряде случаев на практике не удастся четко разделить все дефекты строго на конструктивные и производственные, поскольку точное определение источника дефекта – конструкторские это или производственные ошибки, нередко затруднено отсутствием необходимой для этого информации от завода-изготовителя. Чтобы точно указать вид дефекта, во многих случаях необходимо провести сравнение параметров дефектной детали с техническими требованиями чертежа на ее изготовление, который практически невозможно получить от производителей.

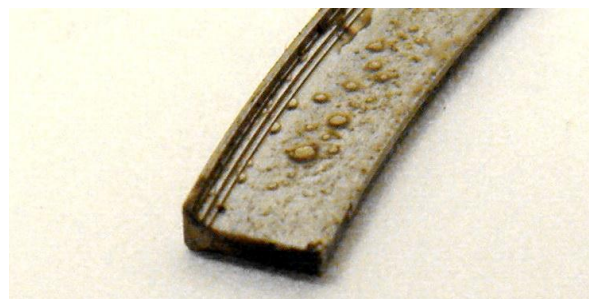


Рис.6. Чрезвычайно сильный износ верхней плоскости верхнего поршневого кольца от попадания абразивных частиц в цилиндр

В результате не всегда удастся точно установить, появился ли дефект вследствие отклонения параметров детали от требований чертежа, или в самом чертеже содержится ошибка, вызывающая дефект при определенных условиях (например, при выполнении размера детали на границе поля допуска, и т.д.).

В подобных случаях, особенно, когда на практике у одной модели ДВС один и тот же дефект встречается многократно, он может быть назван конструктивно-производственным. Пример конструктивно-производственного дефекта – проворачивание коренных вкладышей коленчатого вала в отверстиях коренных опор подшипников блока

цилиндров бензинового двигателя 2,5 л автомобиля 2008 года выпуска (рис. 7).



Рис. 7. Пример конструктивно-производственного дефекта коренных подшипников коленвала, который привел к проворачиванию вкладыша и выходу ДВС из строя

При этом никаких характерных следов масляного голодания на других вкладышах не выявлено, что свидетельствует о нормальной работе системы смазки.

Такой дефект может быть вызван особенностями материала основы вкладышей (пластичность), или даже недостаточной затяжкой крышки подшипника перед окончательной обработкой отверстия, однако проявлению дефекта в эксплуатации в значительной степени могут способствовать особенности конструкции узла – например, недостаточный натяг вкладышей в отверстиях опоры и/или отсутствие установочных замков на вкладышах, маслосборной круговой канавки в отверстиях опоры и др.

Некоторые особенности практического выявления и устранения дефектов ДВС

Практика показывает, что если выявление дефекта всегда не просто для исследователя, то его устранение нередко представляет особую сложность для производителя.

Это связано с большими трудностями методологического, технологического, организационного и экономического характера, например, в связи с большой программой выпуска продукции, высокой автоматизацией производственных процессов и нередко с жесткой привязкой используемого дорогостоящего технологического оборудования к конфигурации выпускаемых деталей. В результате при выявлении дефекта, особенно, конструктивного, его устранение может быть настолько сложным и

затратным, что будет возможно только при полном снятии продукции с производства [15].

На практике нередко производитель знает о наличии конструктивного или производственного дефекта, но он проявляется только у части агрегатов, и поскольку его устранение связано с большими техническими сложностями и затратами, то принимается решение ничего не менять до смены модели, а уже в новой модели агрегата внести соответствующие коррективы.

В качестве примера конструктивного дефекта можно привести бензиновый двигатель объемом 1,8 л автомобиля выпуска 2007 года. Данный двигатель был спроектирован производителем на базе двигателя меньшего рабочего объема путем увеличения диаметра цилиндра. При этом одно из резьбовых отверстий для болта крепления коробки передач на блоке цилиндров оказалось вблизи поверхности 4-го цилиндра, что при затяжке болтов крепления коробки передач приводило к деформации цилиндра и снижению долговечности двигателя в несколько раз. Однако производитель, получая информацию о данном дефекте, предпочел выполнять замену или ремонт дефектных двигателей в рамках заводской гарантии, как экономически более целесообразную. В дальнейшем двигатель с данным конструктивным дефектом был снят с производства только по окончании выпуска данной модели автомобиля.

При установлении причины неисправности дополнительные трудности вносит, в среднем, невысокая квалификация персонала дилеров (торговых представителей) производителя, не всегда позволяющая правильно оценить признаки, причины и последствия неисправности ряда узлов ДВС. Аналогичные проблемы возникают и при привлечении к исследованию причин неисправности независимых экспертов – практика показывает, что далеко не все из них могут надлежащим образом исследовать неисправность, установить и доказать наличие дефекта. В результате дефекты часто становятся предметом длительного судебного разбирательства потребителя с продавцом транспортного средства, на котором установлен неисправный ДВС. В таком случае информация о дефекте, особенно, имеющем единичный характер, нередко не доходит до производителя, что не позволяет производителю своевременно выполнить соответствующие мероприятия по установлению и устранению дефектов выпускаемой продукции.

Производственные дефекты нередко проявляются в начальной фазе эксплуатации ДВС – для автомобильной техники обычно при пробегах нескольких тысяч км, в виде износов и поломок дета-

лей. Однако при соответствующих условиях эксплуатации (пониженные нагрузки, частота вращения) проявление дефектов возможно и при более длительной эксплуатации. Во многих случаях, особенно при единичном (случайном) характере дефекта, это затрудняет установление причины, причем, чем более длительной была эксплуатация до появления признаков, тем это сложнее сделать.

Пример такого дефекта – разрушение верхнего поршневого кольца бензинового двигателя объемом 2,3 л автомобиля 2008 г. выпуска при сборке на заводе-изготовителе [14].

В связи с использованием в эксплуатации преимущественно режимов пониженных нагрузок и частоты вращения дефект начал проявляться только при значительном пробеге в 40.000 км в виде возрастания расхода масла.

При исследовании двигателя было установлено, что кольцо было сломано у замка и не выполняло свои уплотнительные функции с самого начала эксплуатации, что подтверждалось не только сильным "размыванием" канавки на поршне (рис.8), но и полным отсутствием следов приработки на самом кольце (рис.9) и цилиндре.



Рис.8. Чрезвычайно сильное "размывание" верхней канавки поршня при длительной работе со сломанным кольцом



Рис.9. Разрушение поршневого кольца при сборке двигателя легко определяется по отсутствию нормальной приработки (справа) по сравнению с исправным кольцом (слева)

Однако данный дефект, ошибочно или намеренно переведенный продавцом (дилером) в разряд "имеющих эксплуатационный характер", оказался предметом длительного судебного разбирательства с потребителем, что, очевидно, могло быть препятствием для своевременного получения производителем информации о дефекте.

Все производственные дефекты в приведенных выше примерах являются скрытыми, то есть не выявляются методами, обычно применяемыми при контроле готовой продукции, что указывается в соответствующих стандартах [1]. Такие скрытые дефекты составляют большинство всех дефектов, выявляемых в эксплуатации ДВС, и представляют значительную проблему как для производителей и эксплуатантов, так и для исследователей.

Вместе с тем в отчетах и заключениях исследователей установленный стандартами термин "скрытый дефект" нередко используется совершенно недопустимо – когда под скрытым понимается такой дефект (или повреждение), который исследователь просто не смог обнаружить при внешнем, часто очень беглом поверхностном, осмотре.

При этом правила и методы контроля на самом деле существуют, и, кроме того, многие из таких мнимо "скрытых дефектов" скорее надо называть повреждениями, а не дефектами.

Свойство устранимости дефектов ДВС

При исследовании дефектов исследователю неизбежно приходится решать вопрос не только о правильных терминологии и методах исследования, но и об устранимости (или неустраимости) дефектов. Стандартами устанавливается достаточно четкое определение неустраимости, когда устранение дефекта технически невозможно или экономически нецелесообразно [1-5]. При этом устранимость или неустраимости дефекта принято определять применительно к конкретному объекту, рассматриваемым конкретным условиям его производства и ремонта с учетом необходимых затрат и других факторов. В результате один и тот же дефект может быть отнесен к устранимым или неустраимым – в зависимости от самого узла, его конструктивных особенностей и от того, обнаружен ли дефект на ранних или на заключительных этапах процесса производства (ремонта) или эксплуатации.

Действительно, дефекты могут переходить из одной категории в другую не только в связи с изменением технологии производства (ремонта) и затрат на устранение дефекта, но также при изменении состояния ДВС в эксплуатации. Так, приведенные выше примеры дефектов показывают, что некоторые из них было практически невозможно

обнаружить какими-либо доступными методами (включая разборку агрегата) длительное время до появления внешних признаков.

Поэтому на данной стадии можно говорить о неустранимости дефектов, которая, тем не менее, носит в целом условный характер (дефект нельзя устранить потому, что его нельзя обнаружить).

Далее, после обнаружения внешних признаков неисправности (стук, потеря мощности и т.д.), но до серьезных повреждений и/или поломок деталей (нарушение работоспособности агрегата) дефекты являлись устранимыми – путем замены изношенных или поврежденных деталей и ремонта или замены сопряженных с ними деталей. Однако после разрушения деталей дефекты вновь становились неустранимыми, теперь уже безусловно, поскольку вследствие полученных повреждений агрегат уже не мог подлежать ремонту (рис.10).



Рис.10. Пример скрытого производственного дефекта, имеющего "неустранимый" характер - нештатная "двойная" галтель в отверстии поршневых пальцев. Дефект было невозможно обнаружить и устранить до тех пор, пока он не привел к полному разрушению ДВС при пробеге 1000 км

Несмотря на все указанные особенности и свойства дефектов, в практике исследований причин неисправностей ДВС они нередко полностью игнорируются, в результате чего дефекту ошибочно (а иногда и намеренно) априори приписывается неустранимость, которая к тому же легко и без достаточных оснований распространяется с самого агрегата на все транспортное средство в целом. Хотя совершенно очевидно – в случае если агрегат действительно имеет неустранимый дефект, это означает, что требуется замена только данного агрегата, а не замена всего транспортного средства.

Субъективные факторы при исследовании причин неисправности ДВС

Исследователь имеет дело, как правило, с эксплуатацией ДВС, когда признаки дефекта, которые выявляются на новой продукции, могли к моменту исследования быть уничтожены в результате износа или поломки детали, произошедших при развитии дефекта в эксплуатации. В таком случае уста-

новление дефекта возможно только путем подробного анализа всей совокупности признаков неисправности и сопутствующей информации, включая полную историю эксплуатации и обслуживания узла (агрегата).

Практика исследований причин неисправностей ДВС показывает, что в общем случае для выявления производственных дефектов требуется не только высшая квалификация и опыт исследователя, но и большой объем исследований. Это связано с указанной выше неочевидностью дефектов и неоднозначностью причинно-следственных связей с признаками. В такой ситуации для определения дефекта требуется всесторонний анализ всех возможных причин с применением всего комплекса методов установления дефектов и подробного анализа всей истории ДВС.

Несмотря на это, на практике нередко применяется упрощенный подход к подобным исследованиям, при котором допускается целый ряд ошибок, не позволяющих строго доказать, что конкретная неисправность была вызвана именно дефектом, а не, к примеру, нарушением правил эксплуатации, и наоборот.

В некоторых стандартах [2,4] даже устанавливается специальный вид неисправности – так называемый "деградационный отказ", т.е. отказ, обусловленный естественными процессами старения, изнашивания, коррозии и усталости при соблюдении всех установленных правил и (или) норм проектирования, изготовления в эксплуатации, в контексте как ранних, так и поздних отказов. Якобы, ранние "деградационные" отказы происходят, когда проявляется влияние дефектов, не обнаруженных в процессе изготовления, испытаний и (или) приемочного контроля, а поздние – на заключительной стадии эксплуатации объекта, когда вследствие естественных процессов старения, изнашивания и т. п. объект или его составные части приближаются к предельному состоянию по условиям физического износа [2,4].

Опыт многочисленных исследований неисправностей и дефектов ДВС показывает, что термин "деградационный отказ" вообще не вполне отражает сути процессов ДВС. Более того, его использование в отчетах и заключениях в подавляющем большинстве случаев является попыткой прикрыть ссылкой на официальный документ неполное исследование с ошибочными выводами, в котором вообще не установлена истинная причина неисправности. Фактически данный термин уравнивает "скрытые" дефекты, но не по причине отсутствия методик и средств для их выявления, а скорее, с целью оказать помощь недостаточно ком-

патентным или даже недобросовестным исследователям.

Типичные неточности и ошибки исследователей, выполняющих работы по исследованию неисправностей и дефектов ДВС, сводятся, помимо большого количества прочих ошибок, и к таким, которые непосредственно связаны с неправильным использованием стандартов и нормативно-технической документации. Причем данные стандартов и нормативно-технической документации нередко используются не как вспомогательная информация, а непосредственно в качестве доказательства. Тогда данные принимаются априори без анализа их объективности и правильности, а также на соответствие и пригодность к рассматриваемому случаю, т.е. на наличие причинно-следственной связи между причиной (дефект) и ее последствиями (отклонение параметров, износ, разрушение).

Одним из самых распространенных примеров таких ошибок является необоснованное применение специальных металлографических и химических исследований. Так, даже если возможные причины и признаки конкретной неисправности подробно описаны в соответствующей литературе и не имеют связи с качеством топлива, исследование топлива, тем не менее, проводится, на основании чего (в случае отклонения параметров топлива от требований стандартов) делается необоснованный вывод об эксплуатационном характере неисправности, даже при отсутствии причинно-следственной связи признаков с выявленным отклонением.

Точно так же некоторые исследователи готовы списать любую поломку в ДВС на самое незначительное отклонение свойств материала детали (химический состав и твердость) от общепринятых, не проводя никакого анализа реальных условий, причин разрушения и не имея технических условий производителя.

Очевидно, установить истинную причину неисправности с таким подходом невозможно. А поскольку определение причины неисправности, вызванной дефектом, является наиболее сложной экспертно-исследовательской работой, подобные ошибки, с одной стороны, не позволяют точно установить, что данная неисправность была вызвана именно дефектом, а не эксплуатационным повреждением, а с другой – дают возможность указать на иную причину, не соответствующую имеющимся признакам дефекта.

Заключение

Выполненное исследование показывает, что определения понятий и терминов в области надеж-

ности и качества продукции в различных стандартах и нормативных документах в некоторых случаях не только не соответствуют, но даже прямо противоречат друг другу. Кроме того, в стандартах и документации, основанных на переводах иностранных источников, встречаются тривиальные ошибки перевода.

В результате анализа выявленных несоответствий и ошибок установлено, что общетехнические стандарты и нормативно-техническая документация не могут приниматься априори в качестве единственной доказательной базы при исследовании неисправностей ДВС без соответствующей проверки на достоверность и применимость.

Для получения надежных результатов исследования и достоверного определения причин неисправностей ДВС следует опираться в первую очередь на имеющийся опыт и логику, используя указанные данные лишь как вспомогательный подтверждающий материал.

Список литературы:

1. ГОСТ 15467-79. "Управление качеством продукции. Основные понятия, термины и определения" [Текст]. - М.: Стандартинформ, 2009. - 22 с.
2. Державний Стандарт України ДСТУ 2860-94. "Надійність техніки. Терміни та визначення" [Текст]. Чинний від 1996-01-01. Офіц. вид. - К.: Держстандарт України, 1995. - 92 с.
3. ГОСТ 15895-77. "Статистические методы управления качеством продукции. Термины и определения" [Текст]. - М.: Изд-во стандартов, 1991. - 49 с.
4. ГОСТ 27.002-89. "Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения" [Текст]. - М.: Изд-во "Национальные стандарты", 2007. - 24 с.
5. ГОСТ Р 53480-2009 "Надежность в технике. Термины и определения" [Текст]. - М.: Стандартинформ, 2010. - 27 с.
6. Технический регламент Таможенного союза ТР ТС 018/2011 "О безопасности колесных транспортных средств" (с изменениями на 14 октября 2015 года) [Текст]. - Официальный сайт Евразийской экономической комиссии (ЕЭК), 2015. - 465 с.
7. Косточкин В.В. Надежность авиационных двигателей и силовых установок [Текст] / В.В. Косточкин. - М.: Машиностроение, 1976. - 248 с.
8. Greuter E. Engine Failure Analysis / E. Greuter, S. Zima. - SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA, 2012. - 582 p.
9. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей [Текст] / А.Э. Хрулев. - М.: Изд-во "За рулем", 1999. - 480 с.
10. Асриянц А.И. Технология авторемонтного производства. Учебник для вузов [Текст] / Асриянц А.И., Верещак Ф.П., Кац А.М., Кошкин К.Т. // под ред. К. Т. Кошкина. - М.: Транспорт, 1969. - 568 с.
11. Хрулев А. Усталость бывает разная... или О допустимых оборотах и их превышении [Текст] / А. Хрулев // Автомобиль и сервис. - 2010. - №5. - С. 12-16.
12. Хрулев А. Об экспертизе, причинно-следственных связях и экспертах, ч. 1 [Текст] / А. Хрулев // Автомобиль и сервис. - 2008. - №6. - С. 66-69.
13. Хрулев А. Об экспертизе, причинно-следственных связях и экспертах, ч. 2 [Текст] / А. Хрулев // Автомобиль и сервис. - 2008. - №7. - С. 12-16.
14. Хрулев А. Неочевидное и невероятное [Текст] / А. Хрулев // Автомобиль и сервис. -

2011. - №8. - С. 36-40. 15. Хрулев А. Редко, но метко, или Конструктивные дефекты в современных моторах [Текст] / А.Хрулев, С.Козырев // Автомобиль и сервис. - 2012. - №05. - С. 20-22. 16. Самохин. С. Дьявол в деталях. ч.1 [Текст] / С.Самохин, А.Хрулев // Автомобиль и сервис. - 2012. - №01. - С. 22-25.

Bibliography (transliterated):

1. GOST 15467-79 (2009), Product Quality Management. Basic Concepts, Terms and Definitions [Upravlenie kachestvom produktzii. Osnovnye ponyatiya, terminy i opredeleniya], Standartinform, Moscow 22 p. 2. State Standard of Ukraine DSTU 2860-94 (1995), Reliability of the Technique. Terms and Definitions, Effective of 01.01.1996. Official edition [Derjaviy Standart Ukraini DSTU 2860-94. "Nadiynost tekhniki. Termini ta viznachennya". Chinnii vid 1996-01-01. Ofit.vid.], Derjstandart Ukraini, Kiev, 92 p. 3. GOST 15895-77 (1991), Statistical Methods of Products Quality Management. Terms and Definitions ["Statisticheskiye metody upravleniya kachestvom produktzii. Termini i opredeleniya"], Izd-vo standartov, Moscow, 49 p. 4. GOST 27.002-89 (2007), Reliability of the Technique. Basic Concepts. Terms and Definitions ["Nadejnost v tekhnike. Osnovniye ponyatiya, terminy i opredeleniya"], Izd-vo "Natsionalnye standarty", Moscow, 24 p. 5. GOST R 53480-2009 (2010), Reliability of the Technique. Terms and Definitions ["Nadejnost v tekhnike. Termini i opredeleniya"], Standartinform, Moscow, 27 p. 6. Technical Regulations of the Customs Union "On Safety of Wheeled Vehicles" (as amended on October 14, 2015). - The Official Website of the Eurasian Economic Commission (EEC) [Tekhnicheskii Reglament Tamojennogo Souza "O bezopasnosti kolesnykh

transportnykh sredstv" (s izmeneniyami na 14 oktyabrya 2015 goda). - Ofitsialnyi sait Evraziyskoy ekonomicheskoy komissii (EEK)], 465 p. 7. Kostochkin, V.V. (1976), Reliability of Aircraft Engines and Propulsion Systems [Nadejnost aviatzionnykh dvigateley i silovykh ustanovok], Mashinostroyeniye, Moscow, 248 p. 8. Greuter, E., Zima, S (2010), Engine Failure Analysis / SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA, 582 p. 9. Khrulev, A.E. (1998), Repair of foreign cars engines [Remont dvigatelei zarubejnykh avtomobilei], Izdatelstvo Za Rulem, Moscow, 480 p. 10. Asriyanzh, A.I., Vereschak, F.P., Katz, A.M., Koshkin, K.T. (1969), Technology of Automotive Repair Production. Handbook for high schools [Tekhnologia avtoremontnogo proizvodstva. Uchebnik dlya vuzov], Transport, Moscow, 568 p. 11. Khrulev, A. (2010), Fatigue can be different ... or About permissible engine speeds and their exceeding [Ustalost byvaet raznaya... ili o dopustimyykh oborotakh i ikh prevyshenii], Avtomobil i service, No.5, pp. 12-16. 12. Khrulev, A. (2008), About expertise, causal connections and experts, Part 1 [Ob expertize, prichinno-sledstvennykh svyazyakh i expertakh, ch. 1], Avtomobil i service, No.6, pp. 66-69. 13. Khrulev, A. (2008), About expertize, causal connections and experts, Part 2 [Ob expertize, prichinno-sledstvennykh svyazyakh i expertakh, ch. 2], Avtomobil i service, No.7, pp. 12-16. 14. Khrulev, A. (2011), Unobvious and improbable [Neochevidnoe i neveroyatnoe], Avtomobil i service, No.8, pp. 36-40. 15. Khrulev, A., Kozыrev, S. (2012), Rarely, but accurately, or Structural defects in modern engines [Redko, no metko, ili Konstruktivniye defekty v sovremennykh motorakh], Avtomobil i service, No.05, pp. 20-22. 16. Samokhin, S., Khrulev, A. (2012), Devil in the details. Part 1 [Diavol v detalyakh, ch.1], Avtomobil i service, No.01, pp. 22-25.

Поступила в редакцию 01.06.2016 г.

Хрулев Александр Эдуардович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., руководитель Бюро моторной экспертизы Специализированного моторного центра "АБ-Инжиниринг", член Палаты судебных экспертов, Москва, РФ, email: ab@ab-engine.ru.

Кочуренко Юрий Вильевич – руководитель Центра механической обработки "АБ-Инжиниринг", Одесса, Украина, email: osuma@mail.ru.

ПРОБЛЕМИ ТЕРМІНОЛОГІЇ І СУБ'ЄКТИВНІ ФАКТОРИ В ДОСЛІДЖЕННІ ПОРУШЕНЬ ДВЗ ТА ЇХ РІЛЬ У ПРАВИЛЬНОМУ ВИЗНАЧЕННІ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕНЬ

А.Е. Хрулев, Ю.В. Кочуренко

Наведено загальний підхід до використання стандартів і нормативної технічної документації при дослідженні і описі причин несправностей ДВЗ, в тому числі, дано аналіз протиріч в термінології, яка встановлюється різними стандартами і нормативними документами, а також впливу цих протиріч на результати досліджень причин несправностей. На конкретних прикладах розглянуто види виробничих дефектів ДВЗ, які найбільш складно виявляються при дослідженнях. Виконано аналіз впливу суб'єктивних факторів на виявлення причин виробничих дефектів і показані найбільш поширені помилки, що перешкоджають отриманню правильних результатів досліджень. На підставі практичного досвіду надано рекомендації про застосування стандартів і нормативно-технічної документації в дослідженні причин несправностей ДВЗ, пов'язаних з виробничими дефектами.

PROBLEMS OF TERMINOLOGY AND THE SUBJECTIVE FACTORS IN THE STUDY OF THE ICE FAILURES AND THEIR ROLE IN THE PROPER IDENTIFICATION OF THE CAUSES OF MALFUNCTIONS

A.E. Khrulev, Y.V. Kochurenko

Provides a common approach to the use of standards and normative technical documentation in the study and description of the causes of faults ICE, including an analysis of the contradictions in the terminology established by the various standards and regulations, as well as the impact of these conflicts on the results of studies on the causes of malfunctions. Case studies reviewed types of workmanship ICE, the most difficult identified in research. The analysis of the impact of subjective factors on the identification of the causes of manufacturing defects and showing the most common errors that prevent receipt of valid research results. Based on practical experience and recommendations on the application of the standards and normative and technical documentation in the study of the causes of ICE failures related to production defects.



**Крупному ученому и специалисту в области
термодинамической оптимизации двигателей
НИКОЛАЮ КОНСТАНТИНОВИЧУ ШОКОТОВУ –
90 ЛЕТ!**

Н.К. Шокотов родился 1 сентября 1926 года. Участник Великой Отечественной. Принимал участие во взятии Берлина.

Выпускник кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского политехнического института. Получил диплом с отличием, учился в аспирантуре, ученик профессора Н.М. Глаголева.

После защиты кандидатской диссертации принимает активное участие в педагогической, научной и общественной деятельности.

В 1978 году блестяще защитил докторскую диссертацию. В своем научном труде «Термодинамические основы оптимизации перспективных тепловозных и судовых дизелей» предложил фундаментальный метод исследования процессов в ДВС с использованием эксергии.

С 1981 г. по 1998 г. профессор кафедры ДВС Харьковского политехнического института. Возглавлял научное направление по созданию комбинированных двигателей с системами вторичного использования теплоты и модернизации выпускаемых дизелей с целью повышения эксплуатационной топливной экономичности. Заместитель заведующего кафедрой по научной работе.

Николай Константинович публиковал около 200 научных статей, имеет 15 свидетельств на изобретения. Автор монографий и учебных пособий с грифом Минвуза СССР. В 2014 году вышла его монография «Безвыбросные поршневые двигатели и генераторы стимуляторов нефтедобычи на их основ». Подготовил 3 докторов технических наук и 13 кандидатов.

Уважаемый Николай Константинович, редколлегия журнала, коллектив кафедры, Ваши коллеги и ученики искренне поздравляют Вас с Юбилеем, желают Вам и Вашим близким успехов, счастья и крепкого здоровья.

Об учителе

В составе небольшой делегации политехников из Харькова мне посчастливилось два года тому назад побывать в Германии в гостях у Шокотова Николая Константиновича – моего научного руководителя по кандидатской и научного консультанта по докторской диссертациям. Это была поездка ученика к своему Учителю. Нужно было многое сказать, почувствовать, обсудить, вспомнить... Короче, планов было много, которым помешали реализоваться и радость встречи, и недосказанность телефонных разговоров, а также писем между украинским Харьковом и немецким Хемницем, и возникшие новые идеи. Но главное, при этой встрече Николай Константинович очередной раз показал примеры научного долголетия, жизненного оптимизма, трудолюбия и устремленности к лучшему. Однако, все по порядку.

Идея побывать в гостях у Николая Константиновича возникла в связи с нашим участием в научной конференции по проблемам двигателестроения, которая проводилась городе Щецин (Польша). Тем более, именно в это время, в Харькове вышла в свет очередная монография Николая Константиновича, в которой профессор Шокотов Н.К. на многочисленных примерах предьявляет нам свое видение на один из глобальных вопросов цивилизации, а именно, на будущее двигателей внутреннего сгорания, которым он посвятил всю свою трудовую деятельность. Был большой соблазн вручить ему авторские экземпляры этой монографии, с чем мы легко справились. Безусловно, нужно читать эту монографию. Но, думаю, что некоторое представление об ученом профессоре Шокотове Н.К., о широте его научных взглядов может дать предисловие, которое я написал к этой монографии и считаю уместным привести его в нашем журнале (прилагается). И когда мы говорим о научном долголетии, жизненном оптимизме и устремленности в будущее, очевидно, данная монография и жизненные устои профессора Шокотова Н.К. могут быть ярким примером этого.

И еще об одном в этой поездке. Я был искренне удивлен причиной, по которой наша встреча задержалась на несколько часов. Оказывается, день нашей встречи совпал с экзаменом в народном университете. Чита Шокотовых – Николай Константинович и Белла Григорьевна – активные его слушатели. Экзамен, естественно, был сдан на «отлично». А результат – Николай Константинович и Белла Григорьевна ... записались на новую программу обучения в этом университете.

Активно жить и постоянно учиться – может быть в этом секрет научного долголетия, жизненного оптимизма и устремленности в будущее?

Завершая эту короткую реплику, могу утверждать о том, что мы – его ученики – с глубочайшим уважением относимся к своему Учителю. У каждого из нас свои истории отношений с Учителем, свои истории преодоления трудностей и достижения успехов. И для наших учеников (научных внуков Учителя), и для многих других профессор Шокотов Николай Константинович – пример Учителя, Ученого, Педагога.

Пожелаем Николаю Константиновичу Шокотову здоровья и благополучия, пожелаем еще долго дарить нам свои идеи, научные статьи и монографии, свой оптимизм и веру в людей.

А. Марченко – ученик профессора Шокотова Н.К., доктор технических наук, профессор, проректор по научной работе НТУ «ХПИ».

Приложение

Уважаемый читатель!

Выход в свет монографии – всегда праздник, который венчает порой многолетние научные изыскания, успехи и разочарования, обобщает предыдущий опыт. В полной мере все это присуще монографии, которую Вы сейчас держите в руках. Она посвящена одному из возможных путей развития мобильных энергетических установок для производства механической работы, среди которых наша цивилизация сегодня в подавляющем большинстве, а именно по разным источникам от 85 до 90 процентов, использует двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Такое подавляющее применение ДВС на транспорте, в аграрных технологиях, в строительстве и пр. помимо известных человеческих благ и инструментов экономики общественного разви-



тия породило и массу проблем, связанных как с тепловым загрязнением окружающей среды, так и вредными выбросами с отработавшими газами.

Совершенствование ДВС, а также введение согласованных международным сообществом и на национальных уровнях ограничений на выбросы с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания лишь частично решают проблемы негативного влияния ДВС на окружающую среду. В тоже время отказаться полностью от ДВС сегодня просто нет возможности из-за их широкого распространения и глубокого проникновения в технологические процессы жизни и

деятельность человеческого общества, а также отсутствия на сегодняшний день технического устройства, способного в полной мере заменить ДВС во всех областях его применения.

Один из кардинальных путей решения актуальной проблемы уменьшения негативного влияния ДВС на окружающую среду рассматривается в предлагаемой читателю монографии профессора Шокотова Николая Константиновича. Монография названа: **«Безвыбросные поршневые двигатели и генераторы стимулирования нефтедобычи на их основе»**. В этой монографии помимо решения основной проблемы рассматриваются и вопросы увеличения продуктивности нефтяных скважин путем предлагаемых автором технологий утилизации отработавших газов ДВС. Другими словами, фактически автором предлагаются пути решения триединой задачи:

- создания двигателя внутреннего сгорания без выбросов отработавших газов в окружающую среду;
- утилизации отработавших газов таких ДВС;
- стимулирование продуктивности нефтяных скважин с использованием этих утилизированных отработавших газов.

Причем, следует отметить, что каждая в отдельности из перечисленных задач является глобальной и затрагивает интересы всего человечества.

Построение монографии отличается от традиционного. Автор на многочисленных примерах показывает читателю и убеждает его в необходимости и возможности создания «безвыбросных» поршневых двигателей, рассматривает различные энергетические схемы таких ДВС и условия обеспечения их эффективных рабочих процессов. Автор выбрал именно такой способ предъявления читательской аудитории своих научных идей, на что, безусловно, он имеет полное право.

Предлагаемая читателю монография написана профессором Н.К. Шокотовым в Германии, где последние годы он проживает. Вместе с тем, в этой монографии пятидесятилетний опыт научных изысканий, которые были им выполнены в одном из старейших университетов Украины – Национальном техническом университете «Харьковском политехническом институте» (НТУ «ХПИ»). За время работы на кафедре двигателей внутреннего сгорания университета им были осуществлены научно-исследовательские работы по грантам практически всех предприятий двигателестроительной отрасли бывшего Советского Союза. Были написаны другие монографии в области теории рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. Одна из главных его научных заслуг связана с разработкой энерго-эксергетических методов исследования процессов преобразования теплоты сгорания топлива в цилиндрах ДВС в эффективную работу. Именно этим вопросам была посвящена его докторская диссертация. В монографии по новому направлению в двигателестроении также нашлось место для разработанных ранее профессором Н.К. Шокотовым энерго-эксергетических методов исследования процессов в ДВС. Во время работы в НТУ «ХПИ» его научные интересы тесно были увязаны с практическими проблемами дизелестроительных предприятий города Харькова и, прежде всего, ГП «Завод имени Малышева» и заводом «Серп и молот». Эти предприятия в лучшие для себя годы выпускали около трехсот тысяч дизельных двигателей в год, в каждом из которых была частица интеллекта автора монографии профессора Н.К. Шокотова.

Трудно говорить о судьбе предложенных профессором Н.К. Шокотовым идей. Безусловным есть то, что они требуют своего осмысления, новых технических решений по их реализации и глубоких экономических обоснований. И мы, его ученики, научная карьера которых складывалась под влиянием нашего Учителя профессора Николая Константиновича Шокотова, можем быть полезны ему в этом.

Читателю же пожелаем спокойного осмысления изложенных в монографии научных идей.



Генеральному конструктору

АЛЕКСАНДРУ ПЕТРОВИЧУ СТРОКОВУ – 70 ЛЕТ!

А.П. Строков родился 28 июля 1946 года. В 1971 году после окончания Харьковского политехнического института по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» начал трудовую деятельность и более 30 лет работал в Головном специализированном конструкторском бюро по двигателям средней мощности (ГСКБД). Прошел путь от инженера-исследователя до Генерального конструктора. Внес значительный вклад в создание форсированных двигателей СМД для энергонасыщенных тракторов, высокопроизводительных комбайнов и другой техники.

В 1981 году защитил кандидатскую диссертацию в 1995 г. – докторскую диссертацию.

Основное внимание в научно-технической деятельности посвятил совершенствованию топливоподающей аппаратуры и рабочего процесса быстроходных дизелей, улучшению их топливной экономичности и показателей токсичности. При его непосредственном участии создано и внедрено в производство семейство

малолитражных дизелей для автотракторной техники и средств малой механизации.

Одновременно с научно-производственной деятельностью профессор Строков А.П. вел преподавательскую работу в Украинской академии железнодорожного транспорта и Харьковском государственном автомобильном техническом университете, член ученого совета. Всего за период своей творческой деятельности Строковым А.П. опубликовано более около 150 научных и методических работ. Автор 12 авторских свидетельств и патентов на изобретения, 7 учебников.

Коллеги, друзья, ученики горячо и сердечно поздравляют Вас, Александр Петрович, с Юбилеем. Желаем Вам от всей души творческих успехов, счастья и здоровья!

О друге и коллеге

Александра Петровича (АП) знаю давно. Еще с прошлого века. Точнее с апреля 1971. Все это время рядом. В ГСКБД в одном отделе, даже секторе. Вместе исследовали, вместе обрабатывали результаты, строили планы, совместные отчеты, статьи, командировки, колхозы, конференции, общие коллеги, друзья.

И это дает мне право поделиться с Вами некоторыми, может не совсем серьезными, воспоминаниями о прошлом. Во всяком случае, хорошо зная юбиляра, уверен, что обид не будет.

Работать он не любил. Точнее его отношение к работе было специфическое, он не любил бестолковой работы. Этим, в какой-то степени, можно объяснить его переход из конструкторского подразделения в сектор рабочих процессов и топливной аппаратуры отдела исследований и испытаний двигателей. Прежде всего, его интересовал результат. Это качество настоящего исследователя! Вы, наверное, слышали: когда защищает диссертацию инженер-практик, то отмечая практическую ценность работы, говорят – здесь материала на три диссертации. И это действительно так.

А с другой стороны, защита диссертации очень не простое дело. Как-то в беседе с нашим старшим товарищем, заведующим сектором, к.т.н. Корбой Н.Я., АП высказывал свои сомнения относительно целесообразности защиты диссертации, приводя отрицательный пример одного из коллег по отделу, который был авторитетом по умению проведения экспериментальных исследований и анализу его результатов.

«Почему же он не обзавелся заветной приставкой к.т.н.?».

На что Николай Яковлевич дал обстоятельный и ироничный ответ.

«Дело в том, что этот инженер ярчайший пример неверного подхода к научной работе. Однажды, испытывая топливный насос, он обнаружил ржавчину на одной из деталей. Наждачной бумаги под рукой не оказалось. Зато различной справочной литературы – в достатке. Он изучил все существующие абразивные порошки, все виды бумаг и клеящих растворов. Сам сделал наждачную бумагу и очистил ржавчину. После этого отдал ржавчину в центральную заводскую лабораторию для определения ее состава и способа избавления от ее появления. Понятно, что при таком подходе финиша достичь невозможно. Нет обобщения, подученных сведений, нацеленности на конечный результат».

«Ты можешь написать за рабочий день одну страницу технического текста?» - перевел разговор в другое русло старший товарищ. «Конечно.» - последовал ответ АП. «Вот, через 120 дней диссертация будет завершена.», - улыбнулся наставник. (В то время это был граничный объем кандидатской диссертации).

Спустя полгода, зачастую двухсменной работы, теоретическая часть диссертации была завершена.



Благословление для защиты нужно было заручиться в тогдашней Мекке топливной аппаратуры автотракторных дизелей – ЦНИТА (г. Ленинград). Автор справочника («библии») по топливной аппаратуре был Борис Натанович Файнлейб. Всегда нарочито любезный с заводчанами, в отличие от директора института. Выслушав соискателя о том, что вместо ловли «блох» в виде изменения формы канавки на плунжере или величины хода клапанов нужно радикально изме-

нить систему питания дизеля, обеспечив давление подачи топливом более 1000 атм, и распределять его по цилиндрам с помощью микропроцессора. Мудрый БН со словами « в технике нужна логическая постепенность» вручил соискателю свой справочник с дарственной надписью. «С надеждой на успешные совместные испытания топливных насосов ЦНИТА и успехов в своих революционных планах». АП, прижав к груди заветную книжку, направился к выходу, но был остановлен хозяином кабинета. БН попросил вернуть книгу... Разочарованию не было предела. Но взяв книгу и поставив кавычки на словах – «успехов в своих революционных планах», автор вернул книгу обратно. Действовала генетическая Петроградская осторожность.

Защита диссертации огромный жизненный шаг и, наверняка, почти у каждого, делающего этот шаг, всегда возникают всякие непредвиденные события и обстоятельства. Перечень таких случаев огромен. Защита АП внесла в эту невеселую коллекцию свой вклад. Первый оппонент один из столпов в области исследования топливоподачи в дизелях Александр Силыч Лышевский перед защитой заболел. Позвал своего секретаря и попросил отпечатать отзыв официального оппонента на диссертационную работу АП. Прочитав и подписав отзыв, он дал распоряжение отправить его в Спецсовет и... через час умер. В результате защита задержалась почти на год.

На защите в результате голосования обнаружили один бюллетень против, и АП виновато начал оправдываться перед научным руководителем профессором Симсоном А.Э. На что невозмутимый АЭ сказал « Не бери на себя слишком много, этот черный шар мой!».

И. Парсadanов – доктор технических наук, профессор.

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»

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-2, ул. Фрунзе, 21. 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 22.08.2016 р. Формат 60x84 1/8 . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на ризографі.
Умовн. друк. арк. 15,5. Обл.-вид арк. 11,27.
Замовлення № 23/08/16. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Крамаренко Ю.М.
Свідоцтво про держреєстрацію АБ № 815827
від 22.03.2013 р.