

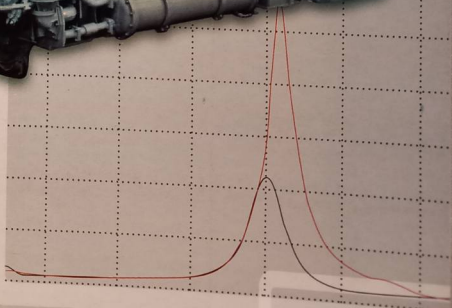
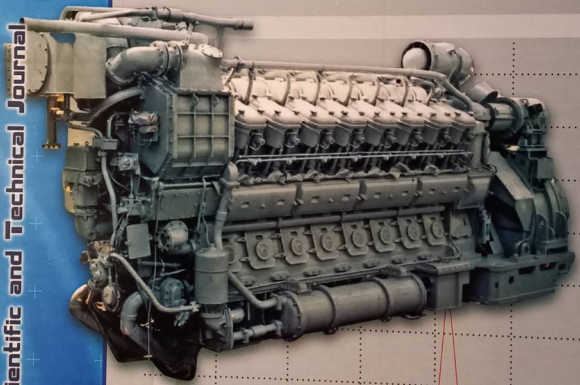


ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Двигатели внутреннего сгорания
Internal Combustion Engines

1 / 2022

Всеукраїнський науково-технічний журнал
Всеукраинский научно-технический журнал
All-Ukrainian Scientific and Technical Journal



ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Всеукраїнський науково-технічний журнал

1'2022

Видання засновано Національним технічним університетом
"Харківський Політехнічний Інститут" у 2002 році

Держвидання

Свідоцтво Держкомітету інформаційної політики,
телебачення та радіомовлення України КВ №6393 от 29.07.2002 р.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Головний редактор

Марченко А.П., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

Заступники головного редактора

Єпіфанов С.В., Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут» Україна, *д.т.н., проф.*

Парсаданов І.В., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

Відповідальний секретар

Рикова І.В., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *к.т.н., с.н.с.*

Білогуб О.В., Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

Білоусов Є.В., Херсонська державна морська академія, Україна, *д.т.н., проф.*

Варбанець Р.А., Одеський Національний Морський Університет, Україна, *д.т.н., проф.*

Грицук І.В., Херсонська державна морська академія, Україна, *д.т.н., проф.*

Грицюк О.В., Харківський національний автомобільний університет, Україна, *д.т.н., проф.*

Гутаревич Ю.Ф., Національний транспортний університет, Україна, *д.т.н., проф.*

Клименко Л.П., Чорноморський національний університет, Миколаїв, Україна, *д.т.н., проф.*

Пильов В.О., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

Полив'ячук А.П., Харківський національний університет міського господарства, Україна, *д.т.н., проф.*

Прохоренко А.О., Харківський національний автомобільний університет, Україна, *д.т.н., проф.*

Радковський С., Варшавська політехніка, Польща, *д.н., проф.*

Самойленко Д., Варшавська політехніка, Польща, *д.н.*

Сенчіла В., Литовська морська академія, Литва, *д.н., проф.*

Тимошевський Б.Г., Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна, *д.т.н., проф.*

Ткач М.Р., Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, Україна, *д.т.н., проф.*

Ткачук М.А., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

Чо Х.М., Кунцзюйський національний університет, Південна Корея, *д.н., проф.*

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ

61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ», кафедра «Двигуни та гібридні енергетичні установки»

Тел. (057) 707-60-89, 707-68-48,

E-mail: rykova.inna@gmail.com, dvs@kpi.kharkov.ua

Офіційний сайт видання: <http://dvs.khpi.edu.ua/>

Двигуни внутрішнього згорання // Науково-технічний журнал. Харків: НТУ «ХПІ». – 2022. – №1. – 90 с.

Всеукраїнський науково-технічний журнал з питань теорії і практики, моделювання та експериментальних досліджень робочих процесів, конструкцій, інноваційних технологій, виготовлення і експлуатації двигунів внутрішнього згорання. Матеріали статей були рекомендовані Програмним комітетом XXVII Міжнародного конгресу двигунобудівників до відкритої публікації в журналі і прийняті редакційною колегією.

З квітня 2013 р. Всеукраїнський науково-технічний журнал «Двигуни внутрішнього згорання» включений в довідник періодичних видань бази даних *Ulrich's Periodicals Directory* (New Jersey, USA), науково-метричні системи *Google Scholar*; *WorldCat*; *DOAJ*; *DRIVER*; *BASE*, *BIHITI*. Журнал пройшов плану переатестацію та згідно з наказом МОН України № 409 від 17.03.2020 включений до списку друкованих періодичних видань, які входять до Переліку наукових фахових видань України та присвоєна категорія «Б».

Видається за рішенням Вченої ради НТУ "ХПІ" протокол № 5 від 01.07.2022 р.

© Національний технічний університет "Харківський Політехнічний Інститут", 2022.

ЗМІСТ

КОНСТРУКЦІЯ ДВЗ

А. П. Марченко, О. Ю. Лінков, В. В. Пильов, С. В. Ликов, Р. Ариан, В. О. Пильов
Концептуальні положення щодо забезпечення надійності поршнів форсованих дизелів протягом заданого ресурсу. 3
О.В. Триньов, Д.Г. Сівих
Розробка заходів з підвищення надійності підшипникового вузла турбокомпресора автотракторного дизеля. 12
А.Г. Лал, М.С. Шелестов
Аналіз існуючих систем наддуву та перспективи застосування електричного приводу у агрегатах наддуву. 21

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ДВЗ

А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, Є.І. Солодкий, М.С. Шелестов
Вплив двостадійного згоряння палива в циліндрі дизеля на його індикаторні показники. 27

ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВЗ

І.В. Парсаданов, І.В. Рикова
Урахування шкідливої дії діоксиду вуглецю при комплексній оцінці витрати палива і токсичності відпрацьованих газів дизельних двигунів. 35
О. М. Kondratenko, V. A. Andronov, T. R. Polishchuk, N. D. Kasionkina, V. A. Krasnov
Taking into account the emissions of motor fuel vapors in the criteria-based assessment of the ecological safety level of power plants with reciprocating ice exploitation process. 40

ВИПРОБУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ДВЗ

Є.В. Білоусов, А.П. Марченко, М.Є. Рибальченко, В.П. Савчук, Г.Я. Тулученко
Розробка методів оцінки технічного стану двигунів за результатами індиціювання робочого процесу на режимах відмінних від номінальних. 51
О.В. Грицюк, Д.В. Левченко
Формування математичного плану експерименту при дослідженні пускових якостей автомобільного дизеля. 59

ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА ДВЗ

М.М. Ткачук, А.П. Марченко, С.О. Кравченко, М.А. Ткачук, О.В. Веретельник, А. В. Грабовський, В.В. Веретельник
Багатокритеріальна оцінка контактної взаємодії дискретно-континуально зміцнених деталей. 65

ГІБРИДНІ СИЛОВІ УСТАНОВКИ

О.О. Осетров, С.С. Кравченко, Б.С. Чучуменко
Обґрунтування параметрів послідовної гібридної силової установки легкового автомобіля. 78

А. П. Марченко, О. Ю. Лінков, В. В. Пильов, С. В. Ликов, Р. Ариан, В. О. Пильов

КОНЦЕПТУАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПОРШНІВ ФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛІВ ПРОТЯГОМ ЗАДАНОГО РЕСУРСУ

Проектування сучасних енергетичних установок передбачає проведення розрахункових досліджень щодо відповідності конструкції заданим параметрам надійності та забезпечення ресурсу. Проте трапляються випадки, коли конструкція, яка за розрахунками є працездатною, в експлуатації виходить з ладу навіть не наблизившись до межі свого ресурсу, а інколи – ще безпосередньо на початку експлуатації. Такі випадки трапляються через те, що матеріали, задіяні в конструкції, працюють на межі своєї міцності, а інколи і перевищують її. Ці факти пов'язані з постійним підвищенням потужності енергетичних установок. Таким чином, стає необхідним доповнення відомих моделей з врахування комплексу факторів, що впливають на фізичну і параметричну надійність конструкції. В роботі проведено аналіз публікацій та поставлено задачі дослідження, проаналізовано основні проблеми втрати фізичної і параметричної надійності поршня, як одного з найбільш термонавантажених елементів конструкції дизеля, проаналізовано термонапружений стан характерних критичних зон поршня, показано шляхи забезпечення надійності поршнів через корегування температурного стану конструкції. За результатами аналізу проведено удосконалення моделі прогнозування надійності теплонапружених зон деталей циліндро-поршневої групи, запропоновано відповідну схему інтегрованого програмного комплексу та сформульовано вимоги щодо його застосування. В основу підходу покладено застосування критерію фізичної надійності конструкцій та двох критеріїв їх параметричної надійності – від зношення пар тертя та не перевищення межі повзучості матеріалу. Проведена робота дозволяє отримати конструкцію, що буде гарантовано відповідати вимогам з фізичної та параметричної надійності. Також показано необхідність подальшого напряму робіт в напрямку розширення відомостей щодо властивостей матеріалів, які застосовують в конструкціях.

Ключові слова: *двигун внутрішнього згорання; збільшення потужності; параметри надійності; моделювання; поршень; напруження; деформації; повзучість; властивості матеріалів.*

Вступ

Новітні підходи щодо забезпечення прогресивних техніко-економічних показників дизелів за сучасними технологіями проектування передбачають їх досягнення ще на етапі проектування, тобто без тривалої доводки та тривалих експлуатаційних випробувань. При цьому важливо, що питома потужність двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) постійно збільшується практично при незмінних вимогах до ресурсу та інших показників надійності конструкцій. Тому відповідальні теплонапружені деталі двигунів фактично починають працювати на межі міцності матеріалів, а в процесі реальної експлуатації трапляються випадки перевищення цієї межі. Останнє приводить до критичного погіршення або втрати працездатності конструкцій [1, 2].

У зв'язку з наведеним, основним завданням, що передує обґрунтуванню напрямків досліджень з вибору раціональних конструктивних рішень щодо термонапружених деталей ДВЗ є розробка та дотримання двох суперечливих концепцій – гарантованого забезпечення працездатності деталей на стадії їх проектування та забезпечення роботи деталей на межі міцності їх матеріалів протягом призначеного терміну експлуатації. В повному обсязі сказане стосується поршня як однієї з найбільш теплонапружених деталей дизеля.

Аналіз публікацій та постановка задач дослідження

Сучасне базове та спеціальне програмне забезпечення комплексів з проектування високотеплонапружених елементів складних технічних конструкцій, таких як деталі циліндро-поршневої групи двигунів, дозволяють враховувати велику кількість факторів впливу і отримувати конструкції з заданим рівнем температур і термічних напружень в критичних зонах досліджуваних деталей [3-6]. Але практика експлуатації двигунів в складних умовах навантажень засвідчує про наявні виходи з ладу поршнів не тільки протягом заявленого ресурсу, а навіть на перших годинах експлуатації [2, 7]. Такі випадки слід розглядати як непрогнозовану поведінку системи. Таким чином, основним завданням при обґрунтуванні напрямків досліджень з вибору раціональних конструктивних рішень поршнів високофорсованих дизелів є прогнозування та забезпечення надійності конструкцій при заданому рівні питомої потужності двигунів. З урахуванням аналізу відомих моделей і підходів до забезпечення надійності високотеплонапружених конструкцій вирішення сформульованого завдання потребує застосування на етапі проектування доповнених тематичних моделей, які враховують комплекс впливових на фізичну і параметричну надійність факторів.

Розроблені моделі повинні бути універсальними. Передбачається їх використовувати для усіх теплонапружених елементів гільзопоршневої групи, як то поршень, головка циліндрів, випускний та впускний клапани, гільза циліндрів. При цьому поршень прийнято за універсальний об'єкт дослідження роботи.

Для вирішення сформульованого завдання з урахуванням обраного об'єкта досліджень вирішенню підлягають наступні задачі:

1. Аналіз основних проблем втрати фізичної та параметричної надійності поршня в процесі експлуатації дизеля та фізичних процесів, що їх викликають.

2. Аналіз термонапруженого стану характерних критичних зон поршня, що впливають на надійність конструкції.

3. Удосконалення моделі прогнозування надійності поршнів з урахуванням умов експлуатації дизелів, що відповідатиме концепціям гарантованого забезпечення працездатності деталей на стадії їх проектування та забезпечення роботи деталей на межі міцності їх матеріалів.

Аналіз основних проблем втрати фізичної та параметричної надійності поршня

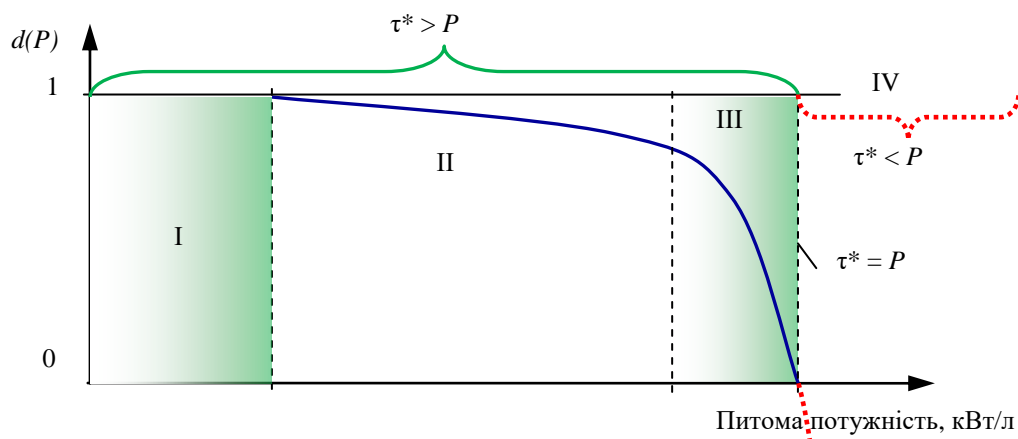


Рис. 1. Характерні зони зміни фактору надійності $d(\tau)$ теплонапруженої деталі від рівня потужності ДВЗ

Основними факторами, що впливають на втрату надійності попередньо працездатної деталі є: особливості її конструкції; властивості матеріалу (матеріалів) деталі; умови експлуатації ДВЗ; особливості організації робочого процесу; особливості регулювання систем охолодження і змащення; стан параметричної надійності сукупності систем і механізмів двигуна; непрогнозовані зовнішні аперіодичні чинники (географічні, кліматичні фактори та атмосферні явища, рівень навичок персоналу та їх порушення через зміни самопочуття тощо). При роботі матеріалів на межі міцності ці фактори

впливають через теплонапружений стан особливо термонавантажених зон деталі внаслідок дії процесів утоми та повзучості матеріалу в часі. При цьому процес повзучості матеріалу для конкретних специфічних зон деталей може проявлятися у варіаціях:

1. Через релаксацію напружень для випадків конструктивного обмеження деформацій в критичній зоні деталі.

2. Через деформацію повзучості для випадків без конструктивного обмеження деформацій в критичній зоні деталі.

3. Через сумісну дію релаксації напружень та деформації повзучості для випадків часткового конструктивного обмеження деформацій в критичній зоні деталі.

Слід відзначити, що випадок 3 є узагальненим для довільної зони деталі, а випадки 1 і 2 припустимо розглядати або як окремі випадки від узагальненого, або як спрощення моделі. При цьому певне спрощення можливо приймати при дотриманні концепції гарантованого забезпечення ресурсу на етапі проектування. Тут варіант 1 припустимо

приймати, коли дійсна релаксація напружень є меншою за розрахункову, а варіант 2 – коли дійсна деформація повзучості є меншою за розрахункову.

З урахуванням вказаного розглянемо схему деформування критичної зони деталі для випадку можливих миттєвих пластичних деформацій та деформацій повзучості матеріалу в умовах конструктивного обмеження деформацій, тобто процес повзучості відповідатиме варіанту 1. Відповідна схема наведена на рис. 2 а.

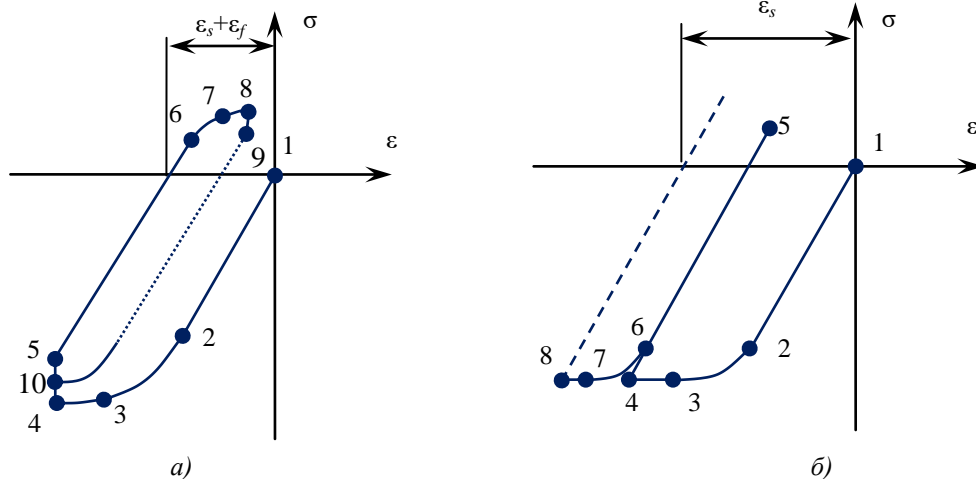


Рис. 2. Характерні варіанти деформування критичної зони деталі циліндро-поршневої групи ДВЗ

Тут ділянки 1-2-3-4 позначають початкове навантаження двигуна, 4-5 – роботу на стаціонарному важкому експлуатаційному режимі, 5-6-7-8 – зменшення навантаження до певного часткового режиму, 8-9 – робота на стаціонарному частковому режимі, 9-10 – наступне навантаження двигуна до рівня попереднього важкого режиму. При цьому ділянки 1-2 та 5-6 відповідають пружному деформуванню матеріалу, ділянки 2-3 та 6-7 – деформації повзучості ϵ_s та релаксації напружень, на ділянках 3-4 та 7-8 процес повзучості супроводжується миттєвими пластичними деформаціями ϵ_p , а ділянки 4-5 та 8-9 характеризуються релаксацією напружень. Неважко показати, що при відсутності миттєвих пластичних деформацій стиску та (або) розтягу схема деформування матеріалу буде аналогічною.

Характерними прикладами таких зон можуть бути кромки камер згоряння (КЗ) поршнів. Для таких зон характерною ознакою втрати надійності є втрата цілісності конструкції через виникнення та розвиток магістральної тріщини. Приклади руйнувань таких зон подано в [1,2,5] та інших публікаціях. На практиці вибір технічних рішень щодо підвищення фізичної надійності деталей високофорсованих дизелів повинен відповідати вирішенню за-

дачі переходу розрахункового результату відповідно до рис.1 із зони IV до зони III.

На рис. 2 б представлено схему деформування критичної зони деталі практично без конструктивного обмеження деформацій повзучості в критичній зоні деталі, тобто процес повзучості відповідатиме варіанту 2. Тут ділянки 1-2-3 позначають початкове навантаження двигуна, 3-4 – роботу на стаціонарному важкому експлуатаційному режимі, 4-5 – зменшення навантаження до певного часткового режиму та роботу на стаціонарному частковому режимі, 5-6-7 – наступне навантаження двигуна до рівня попереднього важкого режиму та 7-8 – наступну роботу на стаціонарному режимі. При цьому ділянки 1-2 та 5-6 відповідають пружному деформуванню матеріалу, а 2-3-4 та 6-7-8 – деформації повзучості ϵ_s , що збільшується в часі.

Характерним прикладом такої зони є бічна поверхня поршня, коли ознакою втрати надійності є поява натиру з подальшим розвитком задиру [7]. Приклад втрати надійності бічної поверхні поршня подано на рис. 3. Такі приклади слід відносити до втрати параметричної надійності конструкцій. На практиці вибір технічних рішень щодо підвищення параметричної надійності деталей високофорсованих

них дизелів повинен відповідати вирішенню задачі переходу розрахункового результату відповідно до рис.1 із зони II до зони I.



Рис.3. Приклад втрати параметричної надійності поршня двотактного дизеля

Таким чином, на основі наведеного можна зробити висновок, що в різних теплонапружених зонах поршнів (та інших деталей циліндро-поршневої групи) внаслідок дії однакових фізичних процесів повзучості та втоми матеріалу мають місце різні механізми втрати надійності конструкцій. Тому при виборі раціональних конструктивних рішень щодо конструкції, яка проектується, слід використовувати комплекс моделей, призначених для оцінки рівня фізичної та параметричної надійності.

Аналіз термонапруженого стану характерних критичних зон поршня

Поршень відноситься до найбільш механічно та, особливо, теплонапружених деталей ДВЗ. Загальна класифікація конструкцій поршнів за їх функціональним призначенням є відомою [1]. Щодо забезпечення надійності при дотриманні інших вимог до конструкцій слід враховувати класифікацію за конструктивним виконанням (монометалеві, складені роз'ємні, складені нероз'ємні), за матеріалом, за способом зміцнення основного матеріалу.

Очевидно, що заміна основного матеріалу поршня впливає не тільки на показники його надійності та інших елементів кривошипно-шатунного механізму, а і на ефективні показники двигуна, рівень екологізації, може потребувати змін у системах повітропостачання, охолодження, змащення. З іншого боку, той чи інший спосіб локального зміцнення основного матеріалу деталі у меншому ступені

впливає на необхідність конструктивних змін двигуна, але може приводити до змін надійності інших локальних зон деталі. Ці зміни теплонапруженого стану також слід контролювати для складених роз'ємних та нероз'ємних конструкцій. Відповідно до наведеного, обґрунтуванню з вибору раціональних конструктивних рішень теплонапружених елементів ДВЗ повинно передувати здійснення попереднього аналізу стану характерних теплонапружених зон поршнів. Розглянемо основні характерні зони поршня, що приведені на рис. 4.

Зона 1 – кромка камери згоряння поршня. Для різних конструкцій і матеріалів традиційно зона характеризується рівнем температури кромки. Але внаслідок суттєво меншої температури периферійної зони денця поршня (зона 4) в зоні кромки КЗ мають місце умови обмеження термічних деформацій. Тому для даної зони характерним є деформування матеріалу за схемою рис. 2 а, тобто визначення рівня фізичної надійності конструкції потребує також даних щодо рівня напружень.

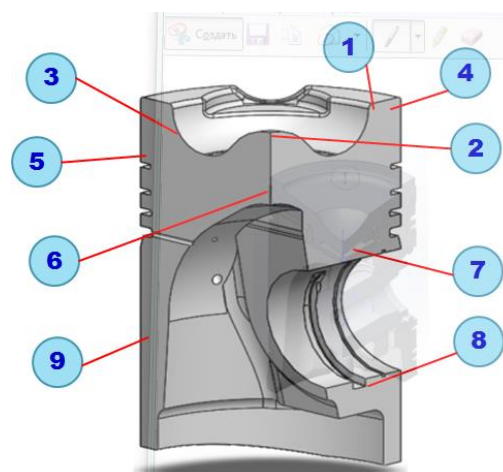


Рис. 4. Характерні особливо напружені зони поршня

Важливо, що рівень температур і напружень для даної зони повинен визначатись з урахуванням аперіодичного низкочастотного та періодичного високочастотного процесів навантаження деталі [8, 9].

Зона 2 – центральна зона денця поршня. Для певних конструкцій температура в зоні 2 може перевищувати температуру в зоні 1. Прогнозування втрати фізичної надійності зони 2 повинно здійснюватись за моделями, спільними із зоною 1.

Зона 3 – бічна поверхня камери згоряння. В цій зоні має місце найбільший рівень термічних напружень в КЗ, але внаслідок меншої температури, ніж в зоні 1, втрата фізичної надійності конструкції тут, як правило, не відбувається. Цю зону

треба розглядати щодо майбутніх форсувань та, особливо, при наявності порожнини охолодження. В останньому випадку маємо значний теплоперепад між зоною 3 та поверхнею кільцевої порожнини, відповідно збільшення термічних напружень в перетині між ними, що продемонстровано на рис. 5.

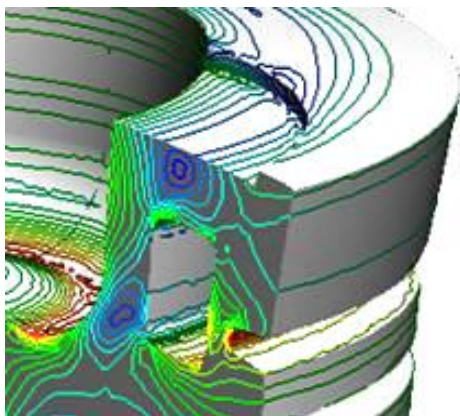


Рис.5. Характер концентрації напружень в зоні бічної поверхні КЗ поршня з галерейним масляним охолодженням

Зона 4. Характеризується теплоперепадом між зонами 1 і 4. Чим більшим є цей теплоперепад, тим більшим є рівень термічних напружень в зоні 1. Чим більшим є діаметр поршня, тим більшим буде вказаний теплоперепад і тим складніше забезпечити надійну роботу конструкції.

Зона 5. Характеризується рівнем температур в зоні верхнього поршневого кільця (ПК), що унеможливує коксування оливи та формозміну поршневої канавки. Вказана припустима формозміна відноситься до параметричної надійності означеної зони та пов'язана зі зносом поверхні.

Зона 6. Характеризується найбільшим рівнем термічних напружень стиску, що пов'язано з конструкцією поршня та тепловими його деформаціями. Але аналогічно до зони 3 внаслідок відносно низького рівня температури втрата фізичної надійності конструкції тут, як правило, не відбувається. Цю зону треба розглядати щодо майбутніх форсувань двигунів та, особливо, для нероз'ємних складених конструкцій поршнів.

Зони 7,8. В цих зонах відбувається передача навантаження від поршня до пальця, що може також викликати аварійний стан конструкції. Для його запобігання застосовують спеціальні розрахункові методики та виконують спеціальне профілювання пальцевого отвору [9].

Зона 9. Температурний стан цієї зони визначає овально-бочкоподібну форму бічної поверхні. Для

конструкції, що надійно працює, контакт з поверхнею гільзи циліндра фактично відбувається в площині качання шатуна. Але при підвищенні рівня форсування двигуна втрата параметричної надійності конструкції може відбуватися не у вказаній площині, а поблизу пальцевого отвору, що було продемонстровано на рис. 3 та що потребує розробки відповідної методики аналізу стану конструкції.

На доповнення вказаного складені конструкції поршнів мають додаткові зони аналізу, зокрема, по поверхнях контактів їх елементів.

Також окремі зони поршня потребують додаткових пояснень:

1. Певні конструкції камер згоряння можуть мати декілька теплонапружених кромок. Для кожної з них необхідно виконувати аналіз фізичної надійності.

2. Термонапружений стан кромки КЗ та бічної поверхні поршня є змінним в окружному напрямі досліджуваної зони. Це суттєво збільшує обсяги досліджень щодо надійності конструкцій.

3. Бічна поверхня певних конструкцій поршнів з боку пальцевого отвору має заглиблену конфігурацію. Цей конструктивний захід унеможливує втрату параметричної надійності конструкції через цю зону. Але саме аналіз параметричної надійності конструкції в цій зоні на стадії проектування може надати висновок щодо необхідності використання такого ускладнення конструкції. З іншого боку, для двотактних дизелів, конструкції гільз циліндрів яких передбачають наявність вікон системи газообміну, вказаний вище конструктивний захід є неможливим. Вказане збільшує актуальність розробки і використання моделей визначення параметричної надійності бічних поверхонь поршнів двотактних високофорсованих дизелів.

На основі викладеного здійснимо розподіл характерних зон поршня щодо забезпечення фізичної або параметричної надійності та за напрямками забезпечення надійності. При цьому слід розуміти, що зменшення напруження в теплонапруженій зоні завжди приводить до підвищення надійності конструкції, що не можна сказати про температурний стан. Шляхи забезпечення надійності поршнів через корегування їх температурного стану представлено на рис. 6. З рисунку видно, вибір раціонального конструктивного рішення з метою досягнення заданого рівня надійності поршня при заданому рівні форсування двигуна є складною наукоємною задачею. Це пов'язано з тим, що корегування температурного стану конструкції в певній зоні не завжди сприяє підвищенню надійності інших зон.



Рис. 6. Шляхи забезпечення надійності поршнів через корегування температурного стану конструкцій

Так, наприклад, периферійна зона камери згоряння потребує підвищення температури щодо забезпечення фізичної надійності конструкції та зменшення температури для забезпечення параметричної її надійності, заходи щодо зменшення температури в зоні ПК не завжди відповідають задачі підвищення фізичної та параметричної надійності інших зон тощо. Саме вказане є чинником, що пояснює факти непрогнозованої поведінки поршнів високофорсованих дизелів в складних умовах експлуатації.

За наведеним підходом неважко здійснити аналіз впливів та шляхів забезпечення надійності інших деталей циліндро-поршневої групи ДВЗ.

За поданим вище можна зробити висновок, що вибір раціональних конструктивних рішень для поршнів та інших деталей циліндро-поршневої

групи при досягненні заданого рівня надійності конструкцій в усіх критичних зонах при заданому рівні форсування двигуна потребує створення інтегрованого програмного комплексу щодо аналізу фізичної та параметричної надійності конструкцій.

Удосконалення моделі прогнозування надійності теплонапружених зон деталей циліндро-поршневої групи

На основі раніше виконаних нами робіт [5, 8, 9] та наведених вище результатів загальна схема інтегрованого програмного комплексу щодо аналізу фізичної та параметричної надійності деталей циліндро-поршневої групи при високих рівнях форсування ДВЗ набуває вигляду, поданому на рис. 7. Видно, що для отримання достовірного результату повинні бути відомими модель експлуатації двигуна та властивості матеріалів деталі, що досліджу-

ється. В процесі пошуку раціонального рішення здійснюється варіювання геометрією (конструкцією) деталі та, можливо, її матеріалами. Модель фізичної надійності може бути використана, наприклад, відповідно до робіт [5, 6]. Модель параметричної надійності конструкції потребує розробки.

Загальною умовою забезпечення фізичної надійності досліджуваної зони деталі при роботі матеріалу на межі міцності є:

$$d_1(\Xi, P) = \Phi_{sf}(\Xi, t(\tau), \sigma(\tau)) = 1 - \sum_{k=1}^{N_p} \frac{1}{N_{sk}} - \sum_{k=1}^{N_p} \frac{1}{N_{fk}} \geq 0, \quad (1)$$

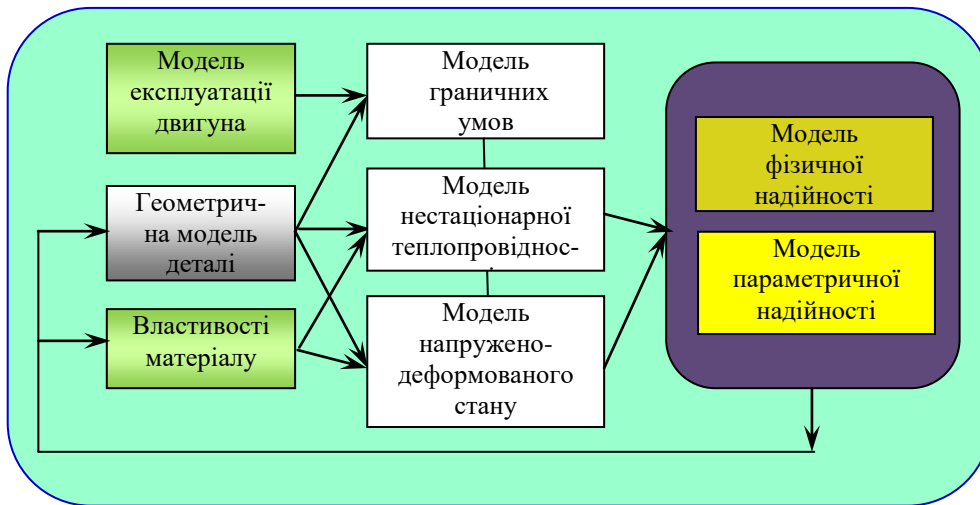


Рис. 7. Загальна схема інтегрованого програмного комплексу з аналізу фізичної та параметричної надійності деталей циліндро-поршневої групи ДВЗ

Величина N_{sk} в (1) може бути визначена за енергетичним критерієм Сосніна, величина N_{fk} – на основі узагальненого принципу Нейбера [5]. Для отримання достовірного результату щодо гарантованого забезпечення надійності деталі необхідно мати вхідну інформацію щодо нестационарного низькочастотного та високочастотного температурного стану конструкції відповідно до прийнятої моделі експлуатації:

$$t_k(\tau) = \bar{t}_k(\tau) + \tilde{t}_k(\tau), \quad (2)$$

$$\sigma_k(\tau) = \bar{\sigma}_k(\tau) + \tilde{\sigma}_k(\tau), \quad (3)$$

де величини $\bar{t}_k(\tau)$ та $\bar{\sigma}_k(\tau)$ відповідають миттєвим усередненим значенням низькочастотної зміни температур і термічних напружень в досліджуваній зоні деталі в умовах одиничного циклу навантаження вигляду k , а $\tilde{t}_k(\tau)$ і $\tilde{\sigma}_k(\tau)$ – миттєвим відхиленням температур і напружень від середнього значення.

За відсутності відомостей щодо моделі експлуатації Ξ двигуна певного призначення частковим вирішенням поставленої задачі може бути підхід урахування найбільш важкого експлуатаційного

режиму $\Xi = \{\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_N\}$; ζ_k , ($k = [1, N_p]$) – одиничний цикл навантаження двигуна; N_p – загальна кількість циклів навантаження двигуна протягом заданого ресурсу P ; t – поточний температурний стан деталі в досліджуваній зоні; σ – поточне значення напруження; N_{sk} – кількість циклів до руйнування матеріалу наслідок дії повзучості в умовах k -го циклу навантажень; N_{fk} – кількість циклів до руйнування матеріалу в наслідок дії втоми в умовах k -го циклу навантажень.

режиму ξ_1^{base} , запропонований нами в [9]. Тоді вираз (1) може бути використано в наступному спрощеному вигляді:

$$d_1(\xi_1^{base}, \Pi) = \Phi_{sf}(\xi_1^{base}, t(\tau), \sigma(\tau)) = 1 - \sum_{k=1}^{N_{п1}} \frac{1}{N_{sk}} - \sum_{k=1}^{N_{п1}} \frac{1}{N_{fk}} \geq d_1^{пот}(\xi_1^{base}, \Pi), \quad (4)$$

де Π – час напрацювання двигуна в найбільш важких умовах експлуатації ξ_1^{base} .

При цьому використання моделі ξ_1^{base} можливо для визначення критерію d_1 для нової конструкції в порівнянні з відомостями щодо конструкції прототипу, що надійно працює в експлуатації, $d_1^{пот}(\xi_1^{base}, \Pi) \gg 0$.

Для пояснення сутності методики оцінки параметричної надійності конструкції розглянемо деформування поршня в зоні юбки. В умовах нормальної експлуатації для нового двигуна профіль бічної поверхні поршня проектується виходячи з умови забезпечення установочого зазору між поршнем і гільзою циліндра $\Delta R_{уст}(h_i, \theta_i)$. Ця величина фактично визначає дійсний початковий профіль

юбки $R_{ю}(h_i, \theta_i)$ та гільзи циліндра $R_r(h_i, \theta_i)$ з урахуванням висоти h_i та кутової координати θ_i локальної точки зовнішньої поверхні поршня,

$$\Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i) = R_r(h_i, \theta_i) - R_{ю}(h_i, \theta_i). \quad (5)$$

Методики визначення профілю юбки є відомими, наприклад [10]. Надалі в процесі зношення поверхонь пари тертя реальний зазор збільшується до допустимого значення $[\Delta R_{\text{уст}}]$. А критерій параметричної надійності від зношення пари тертя можна представити виразом:

$$d_2(\Xi, P) = [\Delta R_{\text{уст}}(P)] - \Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i, P) \geq 0, \\ \Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i, \tau) > 0, \tau \leq P. \quad (6)$$

Критерій (6) використовують на основі розрахункових методик зносу поверхонь поршня і гільзи [11-13]. Аналогічно до (4) кількість режимів експлуатації моделі $\Xi = \{\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_N\}$, що враховується в (6), може бути скороченою.

Важливо, що при зростанні рівня форсування двигуна поблизу отворів під поршневий палець за деякими координатами h_i, θ_i величина зазору $\Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i)$ може не зростати, а зменшуватися до виникнення натиру, взаємного проникнення матеріалів поршня і циліндру та появи задиру, тобто можливим стає випадок

$$\Delta R_{\text{уст}}(h_i, \theta_i, \tau) < 0, \tau \ll P. \quad (7)$$

Такий стан конструкції нами пояснений деформуванням матеріалу в наслідок повзучості відповідно до рис. 2 б. Тут при навантаженні поршня спочатку має місце пружне деформування матеріалу за законом Гука (лінія 1-2), але при перевищенні порога повзучості за параметрами температури і напруження вже на частковому режимі (точка 2) має місце зміна форми конструкції внаслідок деформації повзучості (лінії 2-3 та 3-4). Внаслідок малості величини установчого зазору $\Delta R_{\text{уст}}$ досягнення критичного стану (7) виникає за малий час τ . Тому до умови забезпечення параметричної надійності (6) необхідно додати умову параметричної надійності не перевищення межі повзучості матеріалу:

$$d_3(\zeta_1^{\text{base}}) = \begin{cases} 1, & \Phi_s(t, \sigma) \geq 1 \\ 0, & \Phi_s(t, \sigma) < 1 \end{cases} \quad (8)$$

де Φ_s – функція приведення порогу повзучості матеріалу деталі до критерію d_3 ; t, σ – відповідно максимальні значення температур і напружень одного циклу навантаження двигуна $t_k(\tau), \sigma_k(\tau)$ найбільш важкого експлуатаційного режиму експлуатації ζ_1^{base} .

Слід звернути увагу, що за підходом (8), який не враховує фактор часу напрацювання двигуна τ , пропонується апріорі приймати, що конструкція є працездатною або ні.

Таким чином, в цілому забезпечення надійності роботи теплонапружених зон поршня можна

оцінити на основі трьох критеріїв. Для визначення фізичної надійності конструкції слід обрати критерій у вигляді (1) або його аналог (4), а критерій параметричної надійності від зношення пар тертя (6) слід доповнити критерієм параметричної надійності параметричної не перевищення межі повзучості матеріалу (8). Щодо перевірки параметричної надійності конструкції спочатку слід рекомендувати перевірку її якості за критерієм (8).

Звертаючись до загальної схеми інтегрованого програмного комплексу з аналізу фізичної та параметричної надійності деталей циліндро-поршневої групи ДВЗ, поданої на рис. 7, видно, що усі означені критерії (1), (4), (6), (8) визначаються за результатами аналізу нестационарної теплопровідності та напружено-деформованого стану конструкції. При цьому для його функціонування з метою пошуку раціональних конструктивних рішень, окрім безпосередньо розробки моделей надійності конструкції, необхідно мати відомості щодо властивостей матеріалів та моделей експлуатації двигунів.

Слід також звернути увагу, що при використанні певних моделей експлуатації двигуна передбачається надійна експлуатація усіх його систем, що не підвищує температурний стан досліджуваної деталі.

Висновки

Розроблено концептуальний підхід до забезпечення надійності поршнів форсованих дизелів протягом заданого терміну експлуатації, що забезпечує дотримання концепції гарантованого забезпечення працездатності деталей на стадії їх проектування та забезпечення роботи деталей на межі міцності їх матеріалів. В основу підходу покладено застосування критерію фізичної надійності конструкцій та двох критеріїв їх параметричної надійності – від зношення пар тертя та не перевищення межі повзучості матеріалу.

Для аналізу та обґрунтування раціональних конструктивних рішень теплонапружених елементів ДВЗ запропоновано відповідну схему інтегрованого програмного комплексу та наступні вимоги щодо його застосування:

1. Вибір раціональних конструктивних рішень щодо забезпечення фізичної надійності особливо термонавантаженої зони деталі повинен передбачати досягнення значення фактора надійності $d(P) > 0$, тобто переведення конструкції з неприпустимого стану зони IV до стану інтенсивного накопичення пошкоджень зони III (див. рис. 1).

2. Вибір раціональних конструктивних рішень щодо забезпечення параметричної надійності особливо термонавантаженої зони деталі повинен передбачати досягнення значення фактора надійності

$d(P) = 1$, тобто переведення конструкції зі стану інтенсивного або екстенсивного накопичення пошкоджень зон III або II до стану відсутності накопичення пошкоджень зони I.

Такий підхід унеможливує виходи з ладу поршнів та інших деталей камери згоряння протягом заявленого ресурсу через унеможливлення не прогнозованої поведінки деталей циліндро-поршневої групи двигунів як складної технічної системи.

Для ефективного застосування програмного комплексу подальший напрям робіт передбачає розширення відомостей щодо властивостей матеріалів циліндро-поршневої групи.

Список літератури:

1. *Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at. [Електронний ресурс]. – Режим доступу <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>* 2. *Piston damage –recognizing and rectifying. MS Motorservice International GmbH –50 003 973-02 –EN –07/15 (012020), 92p.* 3. Белогуб А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства/ А.В. Белогуб // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3, – С. 27-40. 4. Ткачук Н. А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Н. А. Ткачук, С. Т. Бруль, А. Н. Малакей, Г. Д. Гриценко, Е. А. Орлов // Механика та машинобудування. – 2005. – № 1. – С. 184–194. 5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності / В. О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 6. Пильов В. О., Прокопенко М. В., Шеховцов А. Ф. Комп'ютерна програма «РЕСУРС», патент України №5915, 2002 р. 7. Пылев В. А. Повышение надежности поршня форсированного быстроходного дизеля / В. А. Пылев, А. В. Белогуб, О. Ю. Линьков, В. В. Пылев, С. В. Лыков, П. С. Баглай, А. А. Терно // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – №2. – С. 55–58. 8. Estimation of Strength of the Combustion Chamber of the ICE Piston with a TBC Layer / Andriy Marchenko, Vyacheslav Pylyov, Oleh Linkov // Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – Synergetic Engineering ICTM 2020: Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. – pp. 415-426. 9. Pylyov V. O. The Influence of Load Modes on the Resource Reliability of Engine Parts of Agricultural Machinery / V. O. Pylyov, O. Linkov, D. Samoilenko, S. O. Kravchenko, V. V. Pylyov, I. Mordivintseva, S. Lykov / Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means. September 30 – October 02, 2020 Online Conference. – Kaunas, Lithuania. Part 1. P. 107–113. 10. Доценко В. Н. Методика проектирования профиля поршня ДВС / В. Н. Доценко, А. В. Белогуб, И. Н. Москаленко // Вестник двигателестроения. – 2015. – № 1. – С. 74-80. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vidv_2015_1_17 11. Zheng Ma A Model for Wear and Friction in Cylinder Liners and Piston Rings / Zheng Ma, Naeim A. Henein, Walter Bryzik. Tribology Transactions. – 2007. – 49(3). – P. 315-327. DOI:

10.1080/05698190600678630 12. Goritskiy, Y. A numerical model of mechanical interaction between rough surfaces of tribosystem of the high forced diesel engine / Y. Goritskiy, K. V. Gavrilov, Y. V. Rozhdestvenskii, A. A. Doikin // Procedia Engineering 129. – 2015. — P. 518 – 525. 13. Zabala B. Friction and wear of a piston ring/cylinder liner at the top dead centre: Experimental study and modelling / B. Zabala, A. Igartua, X. Fernández, C. Priestner, H. Ofner, O. Knaus, M. Abramczuk, P. Tribotte, F. Girot, E. Roman, R. Nevshupa // Tribology International. – 2017. – Volume 106. – P. 23-33. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.10.005>.

Bibliography (transliterated):

1. *Damage analysis of details of ICE, DFCDIESEL available at. [Electronic resource]. – Access mode <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>* 2. *Piston damage –recognizing and rectifying. MS Motorservice International GmbH –50 003 973-02 –EN –07/15 (012020), 92p.* 3. Belogub, A.V. (2010), *Support of the life cycle of thin-walled pistons of internal combustion engines based on the technology of integrated design and production [Podderzhka zhiznennogo tsikla tonkostennykh porshney DVS na osnove tehnologii integrirovannogo proektirovaniya i proizvodstva]* Eastern European Journal of Advanced Technologies, No. 3, pp. 27-40. 4. Tkachuk, N.A., Brul, S.T., Malakey, A.N., Gritsenko, G.D., Orlov, E.A. (2005), *The structure of specialized integrated systems for automated analysis and synthesis of elements of vehicles for special purposes [Struktura spetsializirovannykh integrirovannykh sistem avtomatizirovannogo analiza i sinteza elementov transportnykh sredstv spetsialnogo naznacheniya]* Mechanics and machine-building, No. 1, pp. 184–194. 5. Pylov, V.O. (2001) *Automated design of pistons of high-speed diesels with the set level of duration of durability: the monograph [Avtomatyzovane proektuvannya porshniv shvydkokhidnykh dyzeliv iz zadanyim rivnym trivalosti mitsnosti: monografiya]* Kharkiv: NTU "KhPI" Publishing Center. 2001, 332p. 6. Pylov, V.O., Prokopenko, M.V., Shekhovtsov, A.F. (2002) *Computer program "RESURS", patent of Ukraine No. 5915.* 7. Pylev, V.A., Belogub, A.V., Linkov, O.Yu., Pylev, V.V., Lykov, S.V., Baglai, P.S., Terno, A.A. (2016), *The high-power speed diesel engine piston reliability increasing [Povyshenie nadezhnosti porshnya forsirovannogo bystrohodnogo dizelya]* Internal combustion engines, No. 2, pp. 55–58. 8. Marchenko, Andriy, Pylyov, Vyacheslav, Linkov, Oleh (2020), *Estimation of Strength of the Combustion Chamber of the ICE Piston with a TBC Layer. Conference on Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – Synergetic Engineering ICTM 2020: Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering*, pp. 415-426. 9. Pylyov, V.O., Linkov, O., Samoilenko, D., Kravchenko, S.O., Pylyov, V.V., Mordivintseva, I., Lykov, S. (2020), *The Influence of Load Modes on the Resource Reliability of Engine Parts of Agricultural Machinery. Proceedings of 24th International Scientific Conference Transport Means. September 30 – October 02, Online Conference. Kaunas, Lithuania. Part 1*, pp. 107–113. 10. Dotsenko, V.N., Belogub, A.V., Moskalenko I.N. (2015), *Methodology for designing the profile of the piston of the internal combustion engine [Metodika proektirovaniya profilya porshnya DVS]* Vestnik dvigatelestroeniya. No. 1, pp. 74-80. 11. Zheng Ma, Naeim A. Henein, Walter Bryzik (2007), *A Model for Wear and Friction in Cylinder Liners and Piston Rings. Tribology Transactions*, 49(3), pp. 315-327. 12. Goritskiy, Y., Gavrilov, K. V., Rozhdestvenskii, Y. V., Doikin, A. A. (2015), *A numerical model of mechanical interaction between rough surfaces of tribosystem of the high forced diesel engine. Procedia Engineering 129*, pp. 518 – 525. 13. Zabala, B., Igartua, A., Fernández, X., Priestner, C., Ofner, H., Knaus, O., Abramczuk, M., Tribotte, P., Girot, F., Roman, E., Nevshupa, R. (2017), *Friction and wear of a piston ring/cylinder liner at the top dead centre: Experimental study and modelling. Tribology International, Volume 106*, pp. 23-33.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, професор, проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Ліньков Олег Юрійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: linkov@ukr.net, orcid.org/0000-0002-2780-2412.

Пильов Вячеслав Владимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vv2pylyov@gmail.com.

Ликов Сергій Валентинович – аспірант кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: sergsowar@gmail.com.

Аріан Расул – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Пильов Володимир Олександрович – доктор техн. наук, професор, професор кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: v.pylyov@gmail.com.

CONCEPTUAL ISSUES ON ENSURING THE RELIABILITY OF A FORCED DIESEL ENGINES PISTONS DURING A GIVEN RESOURCE

A.P. Marchenko, O.U. Linkov, V.V. Pylyov, S.V. Lykov, R. Aryan, V.O. Pylyov

The design of modern power plants involves conducting calculation studies on the compliance of the structure with the established parameters of reliability and resource provision. However, there are cases when the structure, which according to the calculations is operational, fails in operation even before approaching the limit of its resource, and sometimes even at the beginning of operation. Such cases occur due to the fact that the materials used in the construction work at the limit of their strength, and sometimes crossing it, because in recent years there has been a constant increase in the capacity of power plants while maintaining the requirements for their resource. Thus, it becomes necessary to supplement the models to take into account a complex of factors affecting the physical and parametric reliability of the structure. The paper analyzes publications and sets a task for research, analyzes the main problems of loss of physical and parametric reliability of the piston, as one of the most thermally loaded structural elements, analyzes the thermally stressed state of characteristic critical zones of the piston, shows ways to ensure the reliability of pistons through adjusting the temperature state of structures. Based on the results of the analysis, the model for predicting the reliability of heat-stressed zones of parts of the cylinder-piston group was improved, the corresponding scheme of the integrated software complex was proposed, and the requirements for its application were formulated. The basis of the approach is the application of the criterion of physical reliability of structures and two criteria of their parametric reliability - from wear of friction pairs and not exceeding the creep limit of the material. This work makes it possible to obtain a design that is guaranteed to satisfy the requirements for physical and parametric reliability. The need for further work in the direction of expanding information about the properties of materials used in structures is also shown.

Key words: internal combustion engine; power increase; reliability parameters; modeling; piston; tension; deformations; creep; material properties.

УДК 62-712.8

DOI: 10.20998/0419-8719.2022.1.02

О.В. Триньов, Д.Г. Сівих

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІДШИПНИКОВОГО ВУЗЛА ТУРБОКОМПРЕСОРА АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Для підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів, зокрема підшипникового вузла, запропоновано використання в автоматичному режимі локального охолодження підшипника стисненим повітрям. Розглядається конструкція турбокомпресора з центральним корпусом, в якому розміщується підшипник і до якого підводиться під надлишковим тиском моторне масло з системи змащення двигуна. Така конструкція є найбільш розповсюдженою серед турбокомпресорів автотракторних двигунів. Критичним для підшипника можуть стати форсовані режими двигуна, що супроводжуються закиданнями температури відпрацьованих газів, наприклад, внаслідок некерованого збільшення циклової подачі, різкого зростання навантаження. Такі режими призводять до зростання температурних деформацій турбінного колеса, ротора, знижують надійність турбокомпресора. Відведення теплоти від ротора через підшипниковий вузол в систему змащення виявляється недостатнім, необхідне додаткове короточасне локальне охолодження. В проведеному дослідженні змодельовані теплообмінні процеси в підшипниковому вузлі малорозмірного турбокомпресора з використанням розробленої математичної моделі на основі методу скінчених елементів. Для уточнення моделі, а саме граничних умов задачі теплопровідності, було проведено серію безмоторних експериментів з локально охолоджуваним підшипником. В ході безмоторних експериментів було відпрацьовано алгоритм роботи сис-

теми автоматичного керування, відібрані та перевірені на практиці окремі її структурні елементи. Проведені безмоторні експерименти та результати математичного моделювання підтвердили ефективність використання системи автоматичного локального охолодження підшипникового вузла. Зазначені заходи підвищують надійність малорозмірних турбокомпресорів.

Ключові слова: підшипниковий вузол турбокомпресора; локальне охолодження підшипника; безмоторний експеримент; автоматичне керування.

Вступ

Критеріями досконалості сучасних дизелів автотракторного типу залишаються показники економічності, екологічності, та надійності. При цьому підвищення рівня форсування двигуна для досягнення більш високих економічних показників вимагає розробки додаткових конструктивних та технологічних заходів щодо підвищення надійності механізмів і систем двигуна, зокрема турбокомпресорів. Малорозмірні турбокомпресори, які встановлюються на дизелях автотракторного типу, відзначаються високим рівнем термомеханічної напруженості, що зумовлено високими частотами обертання ротора, високими температурами відпрацьованих газів на вході в турбіну. За таких умов надійна робота турбокомпресора в значній мірі залежить і від конструкції підшипникового вузла, його температурного стану, здатності забезпечити достатнє тепловідведення від ротора і турбінного колеса. Таке тепловідведення здійснюється в більшості відомих конструкцій за рахунок постійної циркуляції через підшипниковий вузол моторного мастила. Змащення під надлишковим тиском спряження ротор-підшипник одночасно дозволяє зменшити механічні витрати, підтримує к.к.д. турбокомпресора на заданому рівні.

За певних обставин умови змащення і тепловідведення можуть різко погіршуватися, що в свою чергу призводить до значних закидів температури підшипника, температурних деформацій ротора, які перевищують допустимі значення. Такі умови виникають в моменти аварійної зупинки двигуна, який працював на режимах, близьких до номінального. В такі моменти припиняється циркуляція мастила, значно погіршується тепловідведення. При роботі двигуна на режимах, форсованих за температурами циклу, а також у випадку порушень в роботі паливної системи, можливе перевищення допустимої (дозволеної) температури відпрацьованих газів, перегрівання колеса турбіни, ротора, підшипника. В такі моменти для забезпечення надійної роботи турбокомпресора, підтримання його моторесурсу пропонується застосувати локальне, нетривале, кероване в автоматичному режимі охолодження підшипника. В якості охолоджувача в даному випадку можна скористатися стисненим повітрям.

Підтвердження ефективності локального пові-

тряного охолодження (ЛПО) підшипника потребує проведення експериментальних і розрахункових досліджень, в ході яких також можливе уточнення окремих режимних параметрів, відпрацювання алгоритму керування процесом локального охолодження. Розробка заходів з підвищення надійності підшипникового вузла малорозмірного турбокомпресора є актуальною задачею. Це обумовлено постійним зростанням рівня форсування сучасних дизелів автотракторного типу, а також вимог до показників їх надійності.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В роботі [1] з посиланням на інші літературні джерела проаналізовані результати моторних випробувань з визначенням температури підшипника ТК. Досліджувався, зокрема, підшипниковий вузол турбокомпресора ТКР-11.

Як засвідчили результати моторних випробувань, температури підшипника як зі сторони компресора, так і зі сторони турбіни майже однакові. При цьому значення температур несуттєво залежать від режиму навантаження. Зокрема, значення температур змінювалися від 103 °С на режимі з середнім ефективним тиском $p_e = 0,6$ МПа, до 112 °С на режимі з $p_e = 0,94$ МПа.

В момент зупинки двигуна припиняється подача мастила до підшипника і, відповідно, інтенсивне відведення тепла від нього, тепло від колеса турбіни передається підшипнику. Результати моделювання показали, що після зупинки температура підшипника також різко зростає, досягаючи максимальних значень через 6–8 хв. Так значення температури підшипника зі сторони турбіни зросло від 120 °С до 190 °С, а температура зі сторони компресора зростала повільніше – від 110 °С до 175 °С.

В роботі [2] для поліпшення теплового стану підшипника пропонується багатоступінчаста система охолодження турбонагнітача двигуна внутрішнього згорання. В якості додаткових поверхонь для тепловідведення використовують лопатки дифузора, повітряні лопатки, закріплені на корпусі турбокомпресора, який містить порожнини для циркуляції рідини охолодження.

В роботі [3] розглядається система охолодження для механізмів турбокомпресора, яка дозволяє попередити пошкодження, причиною яких

може стати залишкове тепло в турбонагнітачі після зупинки двигуна. Система включає допоміжний насос, трубопроводи, відокремлені від основного масляного насоса системи змащення. При цьому допоміжний насос включається перемикачем, який встановлено на виході зі сторони турбіни і реагує на зміни температури відпрацьованих газів.

В роботі [4] розглядається ТК, який містить середній корпус з підшипником ротора, корпус турбіни. Для усунення перегрівання мастила, що змащує підшипник, передбачено кільцеподібний осьовий проміжок, а також канал в середньому корпусі підшипника. Між торцями фланців середнього корпусу та корпусу турбіни, подається наддувне повітря для охолодження підшипника. Серед недоліків такого конструктивного рішення можна вказати на наступні:

- використання наддувного повітря для охолодження підшипника супроводжується його підігрівом на вході в двигун, зменшується щільність повітря, утруднюється наповнення циліндрів, погіршуються економічні показники, знижується якість індикаторного процесу;

- охолодження підшипника на всіх режимах роботи двигуна, в тому числі часткових, нефорсованих – нераціонально, тому що на таких режимах температура деталей ТК, зокрема підшипника, мастила не перевищують допустимих значень, а підігрівання наддувного повітря безперечно призводить до погіршення економічних показників;

- в запропонованій конструкції [4] не передбачається охолодження підшипника та гальмування ротора після різкої зупинки двигуна і скидання навантаження від номінального або ж близьких до нього режимів.

В роботі [5] для підвищення надійності ТК пропонується відокремити стінку корпусу турбіни від стінки середнього корпусу. Утворена камера з отворами забезпечує циркуляцію повітря для охолодження. При цьому мастило, що перекачується через підшипник і середній корпус, проходить через канали в прилеглий до турбіни частині ротора, охолоджуючи його.

Серед недоліків конструкції турбокомпресора з охолоджуванним підшипником [5] можна відзначити такі:

- охолодження підшипника і мастила для змащення підшипника стисненим повітрям на всіх режимах роботи двигуна також, як і в конструкціях [4], потребує значних витрат потужності двигуна на стиснення повітря для охолодження. Охолодження підшипника на всіх режимах і пов'язані з цим додаткові витрати потужності двигуна для створення циркуляції охолоджуючого повітря в

такому випадку також погіршують ефективні показники двигуна;

- в конструкції не передбачена можливість гальмування ротора ТК після різкої зупинки двигуна, різкого скидання навантаження, що призводить до прискореного зношення, перегрівання і температурної деформації ротора.

В публікації [6] представлені результати розрахунково-експериментальних досліджень, направлених на підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів ТКР7Н-1, зокрема підшипникового вузла. Аналіз процесів в ньому, в умовах експлуатації, а також аналіз статистичної інформації щодо відмов дозволили зробити висновок про недостатню ефективність змащення вузла. Зменшення витрат мастила через вузол призводить до його перегрівання і термічного деформування ротора. Для підвищення надійності вузла запропоновано конструктивне рішення, в якому була змінена схема підведення мастила до пар тертя, що виключало гідрогальмування вала ротору [6]. Результати випробувань з оцінки теплонапруженості ТК, засвідчили зниження температури для різних точок корпусу. Для дослідного зразка у порівнянні зі штатною комплектацією зменшення температури складало від 4,9% до 31,9%. Температура масла знизилась від 1,4% до 3,4% на вході в ТК до 10,3% до 12,2% на виході з нього в залежності від режиму навантаження.

В публікації [7] наведено результати розрахунків підшипникового вузла турбокомпресора ТКР-7Н. Розглядався серійний варіант з замкнутою порожниною в підшипнику-моновтулці і дослідний. Для поліпшення теплового стану підшипника виключається масляна замкнена порожнина, підшипник працює двома поясками, що забезпечується змінами в способі підведення мастила до спряження вала ротора з підшипником. На основі проведених розрахунків-були зроблені наступні висновки:

- максимальна температура підшипника може досягти 140–150 °С, що недопустимо з точки зору втрати мастилом своїх властивостей, прискореного старіння;

- для безпечного приросту температури на 8–10 °С необхідно розімкнути замкнену порожнину і перетворити один підшипник на два. Це підвищує витрату мастила через нього, знижує коефіцієнт навантаженості підшипника, тертя та опір повертанню ротора;

- можливе регулювання характеристик турбокомпресора (частоти обертання компресорного колеса, тиску і витрат наддувного повітря) за рахунок використання замкненої масляної порожнини для гальмування ротора, змінюючи тиск мастила.

В публікації [8] наведено результати розрахункового дослідження залежності коефіцієнта надійності підшипникового вузла малорозмірного турбокомпресора від температури вузла і діаметрального проміжку в спряженні між ротором і підшипником.

За результатами розрахунків був побудований графік коефіцієнта надійності.

Зростання температури вище 100 °С значно зменшує коефіцієнт надійності, який вже при температурі 150 °С зменшується в 2 рази.

Аналіз публікацій [6–8] свідчить – для забезпечення надійної роботи форсованого автотракторного дизеля необхідна розробка додаткових заходів підвищення надійності підшипникового вузла.

Мета і задачі дослідження

Мета дослідження – підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів, встановлених на форсованих дизелях автотракторного типу.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- розробити систему локального охолодження підшипникового вузла, керовану в автоматичному режимі;
- оцінити ефективність системи локального повітряного охолодження (ЛПО) в ході проведення безмоторного експерименту;
- скласти та уточнити математичну модель теплового стану підшипникового вузла ТК з локальним охолодженням;
- розробити систему автоматичного регулювання теплового стану підшипника та перевірити працездатність системи в ході безмоторного експерименту.

Розробка конструкції системи локального охолодження підшипника турбокомпресора

Детальний опис конструкції наведено в [9]. Задачею розробки є зниження температури підшипника, підвищення надійності ТК. З цією метою турбокомпресор містить додаткову повітряну порожнину, що утворена проточенням в середньому корпусі із зовнішньою поверхнею підшипника, два електромагнітні клапани з підведеними до них повітряними магістралями. Також містить електронний блок керування з підключеним до нього датчиком температури відпрацьованих газів на виході з турбіни. Один з клапанів, керований електронним блоком, встановлений у повітряній магістралі, яка сполучає джерело стисненого повітря з повітряною порожниною в середньому корпусі. Другий клапан, керований в ручному режимі, перекриває розгалужену повітряну магістраль, яка сполучає одночасно джерело стисненого повітря з по-

вітряною порожниною в середньому корпусі і зі збірним витком корпусу компресора.

З'ясувати детальніше побудову та роботу системи ЛПО підшипника можна скориставшись схемою, наведеною на рис. 1.

Турбокомпресор містить середній корпус 1, встановлений між корпусом компресора 2 і корпусом турбіни 3. Конструкція містить також ротор 4, колесо компресора 5, колесо турбіни 6. Ротор обертається в підшипнику 7. Для змащення підшипника мастило подається по маслопідвідному каналу 8 і відводиться по масловідвідному каналу 9. Проточенням в середньому корпусі та зовнішньою поверхнею підшипника утворена повітряна порожнина 10, обладнана підвідним 11 і відвідним 12 отворами в середньому корпусі для циркуляції охолоджуючого повітря.

Турбокомпресор обладнано електронним блоком керування 13, датчиком 14 температури відпрацьованих газів на виході з турбіни, електромагнітним клапаном 15, керованим блоком 13 по сигналу від датчика 14, електромагнітним клапаном 16, керованим в ручному режимі.

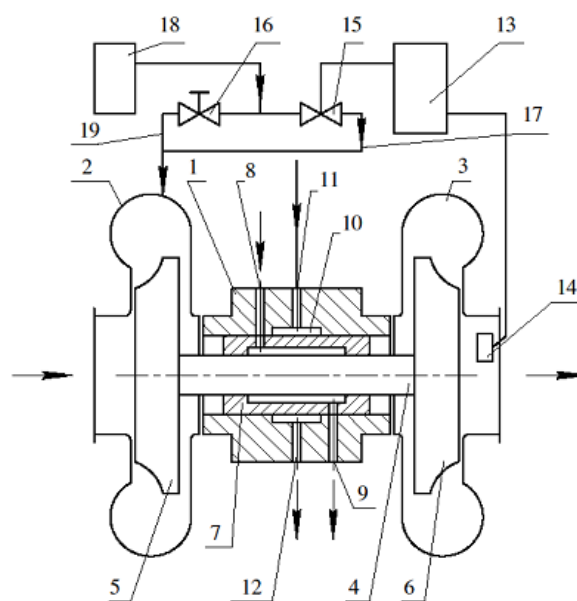


Рис. 1. Схема системи ЛПО підшипника турбокомпресора

До клапана 15 підведена повітряна магістраль 17, яка сполучає при відкритому положенні клапана джерело стисненого повітря 18 (привідний поршневий компресор) з повітряною порожниною 10. До клапана 16 підведена розгалужена повітряна магістраль 19, яка сполучає при відкритому положенні клапана 16 джерело стисненого повітря одночасно з повітряною порожниною 10 і збірним витком корпусу компресора 2.

Під час роботи двигуна колесо турбіни, а також корпус турбіни нагрівається до високих температур відпрацьованими газами, температура газів контролюється датчиком 14. Теплота передається ротору 4, середньому корпусу 1 турбокомпресора і підшипнику 7, який теж нагрівається. Мастило для змащення, яке циркулює під надлишковим тиском в каналах 8 і 9, знижує сили тертя в спряженні підшипник–ротор, також і охолоджує підшипник. При переході двигуна на форсовані, теплонапружені режими температура відпрацьованих газів досягає критичних значень, спостерігається більш інтенсивне підведення теплоти до підшипника підігрівання мастила. Для відновлення допустимих значень температур підшипника за сигналом датчика 14 блок керування 13 подає скеровуючий сигнал на електромагнітний клапан 15, відкриває його. Охолоджуюче повітря від джерела стисненого повітря 18 по магістралі 17 через підвідний отвір 17 надходить в порожнину 10 і витікає з неї через отвір 12, охолоджуючи таким чином підшипник. Температура відпрацьованих газів задається в програмі блока керування та контролюється датчиком 14. При зниженні температури відпрацьованих газів до допустимих значень блок керування подає сигнал для закриття клапана 15. Циркуляція повітря для охолодження припиняється. При цьому зменшуються витрати потужності двигуна на привід поршневого компресора 18 (джерело стисненого повітря), не погіршуються економічні показники двигуна.

При різкому скиданні навантаження і зупинці двигуна припиняється надходження мастила до підшипника, так само як і рідини охолодження. При цьому ротор 4 з колесами 5 і 6 за інерцією продовжує обертатися в умовах граничного змащення і, практично, відсутності тепловідведення. Обертання ротора з колесами супроводжується перегріванням підшипника, що сприяє прискореному зношенню, деформації ротора. Для швидкої зупинки ротора в ручному режимі відкривається електромагнітний клапан 16, стиснене повітря підводиться по розгалуженій повітряній магістралі 19 одночасно до повітряної порожнини 10, охолоджуючи підшипник, та до забірної витки корпусу компресора 2. При цьому в корпусі створюється надлишковий тиск, який перешкоджає обертанню колеса компресора 5 і пов'язаного жорстко з ним ротора 4. Обертання ротора припиняється, зменшується зношення підшипника та деформація ротора, підвищується надійність ТК, його ресурс.

Важливим моментом для практичної реалізації системи ЛПО підшипникового вузла є також раціональний вибір транспортного засобу. Він має бути пристосованим до розміщення додаткових елемен-

тів системи, зокрема поршневого привідного компресора та балонів зі стисненим повітрям. Проведений попередній аналіз показав, що найбільш раціональним є використання системи ЛПО на дизелях автомобілів зі значною вантажопідйомністю.

Підвищення рівня форсування дизелів цього типу для досягнення більш високих економічних показників вимагає розробки додаткових заходів з підвищення надійності. При цьому масогабаритні показники цієї техніки допускають розміщення вже згаданих додаткових елементів системи ЛПО без погіршення економічних показників.

Оцінка ефективності системи ЛПО підшипника ТКР в безмоторному експерименті

В експерименті оцінювалася ефективність локального охолодження підшипника ковзання бронзової втулки турбокомпресора ТКР-11Н. Слід зазначити, що в окремих конструктивних варіантах цього ТКР для охолодження середнього корпусу застосовують рідинне охолодження. З цієї метою утворено додаткові порожнини і канали, сполучені з системою охолодження двигуна. В даному випадку виникають проблеми з ущільненням порожнин рідинного охолодження, зростають маса і габарити ТКР. Недоліком такого конструктивного рішення є те, що при раптовій аварійній зупинці двигуна припиняється циркуляція рідини охолодження. Спостерігаються закиди температури підшипника, про які вже згадувалося. Кероване повітряне охолодження підшипника виключає зазначені недоліки.

Оцінка ефективності ЛПО підшипника була проведена на безмоторному стенді, укомплектованому системою підведення стисненого повітря, нагрівальним пристроєм, вимірювальними пристроями для визначення температури і витрат повітря. Схема стенда представлена на рис. 2, його детальний опис наведено в монографії [10]. Стенд використовувався також для моделювання процесів локального охолодження клапанних вузлів циліндрових гільз автотракторних та тепловозних дизелів. Оригінальним вузлом в даній комплектації був вузол підшипника 1, спеціально виготовлений для даного безмоторного випробування. Вузол 1 за допомогою повітря підвідних трубопроводів підключається до повітряного компресора 4. Нагрівання вузла 1 з термopарами 2 здійснюється за допомогою плавильної електропечі відкритого типу 5, яка підключена до електромережі через автотрансформатор. На схемі також показані перемикач термopар 7, витратомір повітря для охолодження 8, термометр опору 9 для визначення температури повітря охолодження, ресивер 10 для стабілізації тиску на вході у вузол 1, ресивер поршневого компресора

11, зразковий пружинний манометр для контролю за тиском повітря охолодження в системі ЛПО. Ресстрація сигналів від термопар 2 і термометра 9

здійснюється цифровими вольтметрами 13 та 14, як показано на схемі (рис. 2).

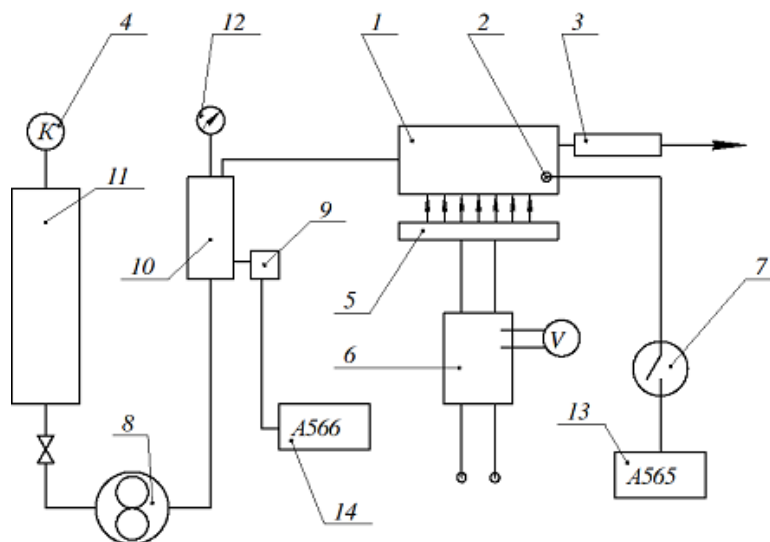


Рис. 2. Схема безмоторного стенду

Вузол 1 складається з корпусу і кришки, в корпусі встановлено препаровану трьома термопарами бронзову втулку-підшипник. Вузол встановлюється на плавильну піч у вертикальному положенні (вісь втулки-підшипника розміщується вертикально), таким чином моделюється підведення теплоти зі сторони турбіни. Між корпусом і зовнішньою поверхнею бронзової втулки утворена проточна порожнина. Порожнина ущільнена мідними кільцями, до неї через штуцер подається стиснене повітря. Три хромель-алюмелеві термопарі розміщені рівномірно по висоті втулки-підшипника, температура фіксувалася одночасно цифровим вольтметром 13 і спеціально розробленим для проведення експерименту АЦП. Визначалися параметри стисненого повітря – його температури та витрати через підшипниковий вузол.

Безмоторний експеримент включав два етапи [1]. На першому етапі ставилася задача оцінити ефективність повітряного охолодження підшипника у випадку різкої зупинки двигуна і закидах температури підшипника зі сторони турбіни до рівня 170–190 °С. Такі значення були отримані при проведенні моторних експериментів з термометрією підшипника турбокомпресора ТКР-11Н [1]. В даному випадку в безмоторному експерименті оцінювалась швидкість зниження температури підшипника в залежності від надлишкового тиску охолоджуючого повітря, його температури на вході у вузол. На всіх досліджених режимах визначалися витрати охолоджувача, що дозволило визначити рівень енергетичних витрат, необхідних для такого

локального охолодження.

На цьому етапі включення і виключення подачі повітря здійснювалося в ручному режимі. Підшипник-втулка нагрівався електричним нагрівачем до критичних температур, при досягненні критичних значень включалася подача повітря.

Вихідні сигнали від термопар оброблялися в АЦП, динаміка зміни температур в контрольних точках фіксувалася на диск ПК. Моделювалися режими локального охолодження підшипника стисненим повітрям з надлишковим тиском $p_n=0,1$ МПа та $p_n=0,3$ МПа, витрати повітря на цих режимах відповідно склали 4,4 м³/год та 5,1 м³/год [1]. На рис. 3 представлені графіки зміни температури в найбільш нагрітій точці 1 підшипника від моменту включення охолодження.

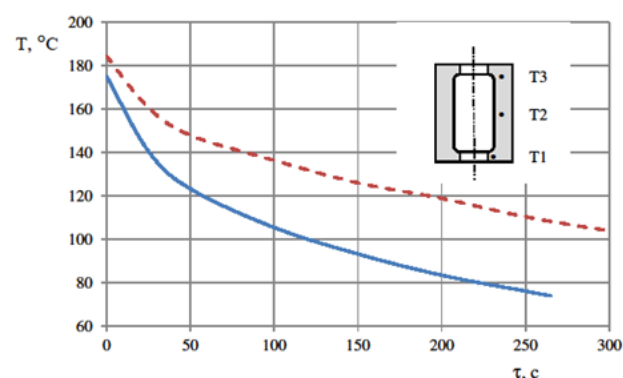


Рис. 3. Динаміка зміни температури підшипника в контрольній точці 1

--- – надлишковий тиск $p_n=0,1$ МПа
 — — надлишковий тиск $p_n=0,3$ МПа

За результатами безмоторного експерименту була уточнена розроблена математична модель нестационарного теплового стану підшипникового вузла з локальним охолодженням.

Розробка системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) підшипникового вузла

Поставлена задача є не менш важливою, так як постійна подача охолоджувача на всіх режимах роботи двигуна призводить до збільшення додаткових витрат на функціонування системи локального охолодження, зокрема на привід повітряного компресора.

Як зазначалось, задача розробки САРТС підшипникового вузла вирішувалася на другому етапі дослідження. У якості вихідного параметра для роботи САРТС призначалася температура відпрацьованих газів на виході з турбіни, її максимальні, критичні з точки зору працездатності ТК значення при заданому рівні форсування двигуна. При цьому передбачалося, що у випадку різкого скидання навантаження або аварійної зупинки двигуна можливе включення подачі охолоджувача в ручному аварійному режимі. Детальний опис розробленої САРТС підшипника ТК наведено в публікації [1]. Розроблена САРТС являє собою терморегулятор з гістерезисом по температурі включення-виключення. Основою системи слугує мікроконтролер ATmega 328, характеристики якого з посиланням на дані [11] наведені в табл. 1.

Функційна схема контролера теплового стану представлена на рис. 4. Плата системи керування

містить перетворювач інтерфейсів USB–UART на мікроконтролері ATmega16U2. За допомогою перетворювача здійснюється USB підключення з персональним комп'ютером для перепрограмування, а також для візуалізації значень температури з дослідницькою метою. Відповідне програмне забезпечення дозволяє здійснювати з ПК керування і запис інформації на його жорсткий диск.

Таблиця 1. Характеристики мікроконтролера ATmega 328

Робоча напруга	5 В
Цифрові входи-виходи	14 (в т.ч. 6 ШІМ-виходи)
Аналогові входи	6
Максимальний струм одного виводу	40 мА
Максимальний вихідний струм виводу 3,3 В	50 мА
Flash-пам'ять	32 кБ
SRAM	2 кБ
EEPROM	1 кБ
Тактова частота	16 МГц

Напруга живлення +12 В від акумуляторної батареї перетворюється стабілізатором напруги в +5 В для живлення вузлів схеми. Для контролю температури використовується хромель-алюмелева термопара з нормуючим підсилювачем на основі операційного підсилювача LM358. Діапазон вимірюваних температур обмежений верхнім значенням 700 °С.

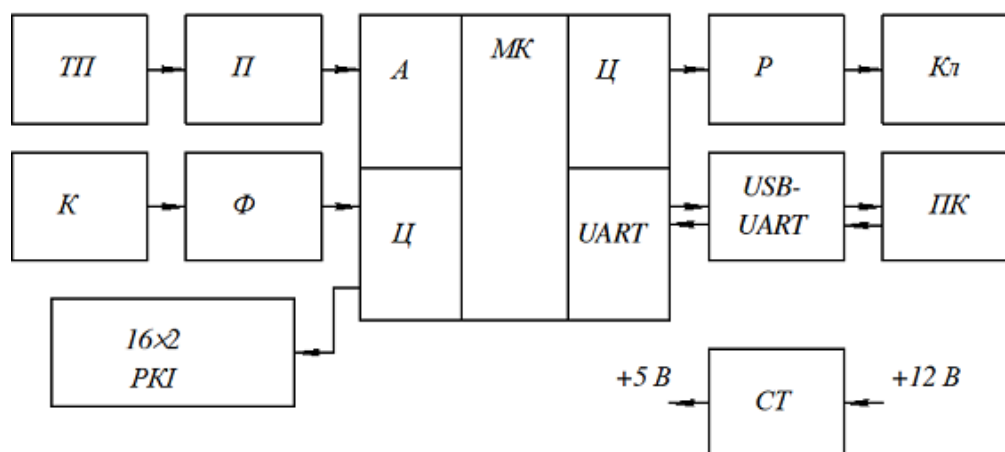


Рис. 4. Функційна схема контролера теплового стану:

- ТП – термопара; П – підсилювач нормуючий; К – кнопка аварійного керування; Ф – фільтр;
- PKI – рідкокристалічний індикатор; МК – мікроконтролер; А – аналоговий вхід;
- Ц – цифрові входи/виходи; Р – реле електромагнітне; Кл – клапан електромагнітний;
- СТ – стабілізатор вторинного електроживлення; ПК – персональний комп'ютер;
- UART – інтерфейс послідовного обміну; USB–UART перетворювач інтерфейсів

При необхідності подачі охолоджуючого повітря через кероване мікроконтролером реле комутується на «землю» коло живлення електромагнітного клапана. У якості такого виконавчого пристрою в розробленій САПТС був використаний клапан фірми Lovato. За основним призначенням він застосовується на двигунах з газобалонним обладнанням для перекриття газової магістралі при зупинці двигуна, або ж його роботі на бензині.

Клапан має такі основні характеристики [12]: діаметр вхідної магістралі 6 мм; потужність котушки електромагніту 8 Вт; напруга живлення 12 В.

Взаємодія оператора з системою керування здійснюється за допомогою двохрядкового 16 символного рідкокристалічного індикатора з регульованим підсвічуванням. На індикатор виводиться інформація щодо поточного стану клапана (включений–виключений), значення температури відпрацьованих газів та час в секундах до моменту включення клапана подачі повітря для охолодження.

У випадку необхідності ручного керування моментом відкриття клапана додатково передбачена кнопка, яка змінює стан клапана (відкритий–закритий). Як вже зазначалося, в такому режимі система працює при аварійних зупинках двигуна, різкому скиданні навантаження. Переключення клапана в ручному режимі виконуються лише в інтервалі контрольованих температур між мінімальною температурою виключення і максимальною температурою включення.

Логіка роботи системи полягає в безперервному контролі температури випускних газів, яка контролюється стандартною термпарою. У разі, якщо температура перевищує максимально допустиме значення (задається в алгоритмі керування), включається реле живлення електромагнітного клапана. При цьому клапан відкривається, охолоджуюче повітря підводиться до підшипника, його температура знижується. Контроль температури відпрацьованих газів триває. Якщо температура знизиться до встановленого допустимого рівня (зміна режиму навантаження двигуна), який також задається в програмі керування системою, клапан закривається. При відкритому положенні клапана відбувається також зворотній відлік часу, визначений на роботу системи. Якщо цього часу буде недостатньо і температура відпрацьованих газів буде утримуватися на критичному рівні, система припинить подачу повітря за браком відведеного часу, який залежить від витрат стисненого повітря накопиченого в балонах системи ЛПО. подача охолоджуючого повітря буде відновлена після відновлення повітряним компресором тиску в балонах.

При проведенні безмоторного експерименту в

програму керування системою були введені значення контрольних температур для термпарі, встановленої в точці 1 підшипника (рис. 3), а також тривалість часу, яка відведена для подачі охолоджуючого повітря. Для перевірки працездатності САПТС в реальному часі, візуалізувалася поточна інформація щодо зміни температури на віртуальному приладі, побудованому в програмі LabVIEW.

Наступним етапом дослідження з метою практичного запровадження САПТС може стати моторний експеримент, в якому вже в якості контрольних параметрів в програмі керування системою ЛПО будуть використані реальні температури відпрацьованих газів за турбіною ТК на експлуатаційних режимах, визначенні реальні витрати охолоджуючого повітря, відповідний проміжок часу для включення подачі охолоджувача.

Таким чином, при доведенні САПТС уточнюються та налаштовується 3 параметри керування: максимальна температура відпрацьованих газів для включення клапана, мінімальна температура для включення клапана, призначена тривалість подачі охолоджуючого повітря.

Результати дослідження

В ході безмоторного експерименту з дослідним вузлом, до складу якого входив підшипник – бронзова моноштулка, охолоджувана повітрям, проведено попередній аналіз ефективності розробленої системи ЛПО. Оцінено експериментально вплив тиску охолоджувача p_n на процеси тепловідведення від підшипника. Оцінено, також, витрати стисненого повітря на охолодження для контрольних режимів. Отримані результати щодо поліпшення теплового стану підшипника підтверджують раціональність запропонованого конструктивного рішення. Було встановлено також, що розроблена схема керування процесами короткочасного локального охолодження в автоматичному режимі є працездатною та надійною. Удосконалення схеми, її доведення до рівня промислового зразка потребує проведення моторних випробувань.

Обговорення результатів дослідження

Переваги запропонованої САПТС підшипника у порівнянні з відомими конструктивними рішеннями полягають в основному у виборі охолоджувача – стисненого повітря. Зазначений фактор спрощує конструкцію вузла у порівнянні, наприклад, з рідинним охолодженням. При цьому на ефективність короткочасного локального охолодження можна впливати, збільшуючи надлишковий тиск повітря. Другою перевагою є те, що процес охолодження керується у часі і вимагає порівняно незначних витрат потужності двигуна для стиснення повітря.

Обмеження проведеного дослідження. Безмо-

торний експеримент до певної міри спрощує умови експлуатації підшипника турбокомпресора. При цьому можуть бути не враховані особливості змащення підшипника на усталених та перехідних режимах, інші конструктивні особливості турбокомпресора.

Зазначені проблеми можуть бути вирішені в ході розробки конструкції вузла для конкретного турбокомпресора. Остаточна перевірка ефективності САРТС підшипника передбачає проведення серії стендових та експлуатаційних випробувань ТК. В цьому полягає наступний етап дослідження.

Висновки

Для підвищення надійності малорозмірних турбокомпресорів, які використовуються в системах наддуву автотракторних дизелів, в ході проведеного дослідження були отримані наступні результати:

1. Запропонована та розроблена оригінальна схема охолодження підшипника малорозмірного турбокомпресора, що підтверджується патентом України. Переваги схеми полягають у використанні для охолодження підшипника стисненого повітря, яке підводиться вибірково лише на критичних режимах. Локальне, кероване в автоматичному режимі охолодження підшипника дозволяє не погіршувати ефективні показники двигуна в цілому.

2. Для оцінки і підтвердження ефективності розробленої системи ЛПО проведено безмоторний експеримент. Досліджено вплив надлишкового тиску повітря в межах $p_n=0,1-0,3$ МПа на ефективність охолодження. Так, при моделюванні роботи системи ЛПО з надлишковим тиском охолоджувача $p_n=0,1$ МПа зниження температури підшипника від критичного значення 190 °С, до прийнятних значень 100–120 °С досягається вже через 250 с від моменту подачі охолоджувача.

3. Для подальшого удосконалення конструкції підшипникового вузла розроблена та уточнена за результатами безмоторного експерименту математична модель теплового стану підшипника – бронзової моноштулки з локальним охолодженням. Зокрема визначенні граничні умови задачі теплопровідності для поверхонь, що охолоджуються стисненим повітрям.

4. Розроблена система автоматичного регулювання теплового стану підшипника, підібрані необхідні комплектуючі елементи, які випускаються серійно. Перевірено працездатність схеми та окремих елементів в умовах безмоторного експерименту. Експеримент засвідчив надійність розробленої САРТС.

Список літератури:

1. Тринёв А. В. Разработка системы локального охлаждения подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного дизеля / А. В. Тринёв, Д. Г. Сивых, В. А. Несвитайло // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. – С. 44-49. 2. US6374612B1 United States Patent. Gladden et al. Patent No.: US 6, 374, 612B1. Date of Patent: Apr. 23,2002. Inventors: John R. Gladden; Philip J. Houtz, both of Lafayette, IN (US). Interstage cooling of a multi-compressor turbocharger. 3. United States Patent. Rust. Aug. 6, 1974. Inventor: Donald Rust, Star Rt., Box 20c, St. Paul, Oreg. 97137. Cooling system for turbocharger mechanism. 4. Патент США № 4376617. Турбокомпресор, опубл. 15.03.83 / Реферативный журнал. 5 Двигатели внутреннего сгорания. 1984. № 2, стр. 26. 5. Заявка ФРН № 2829150. Спосіб охолодження підшипників турбокомпресора, опубл. 24.01.80 / Реферативный журнал. Двигатели внутреннего сгорания. 1981. № 4, стр. 27. 6. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла / Г. Г. Гаффаров и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение.- 2015.- Т. 15. № 3.- С. 18–27. 7. Кулаков А. Т., Денисов А. С., Макушин А. А., Гаффаров А. Г. Совершенствование подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя // Вестник ОГУ. 2011. №10 (129). – С. 238–241. 8. Денисов А. С., Коркин А. А., Асоян А. Р. Анализ факторов, влияющих на работоспособность подшипникового узла турбокомпрессора // Вестник СГТУ. 2010. №1. – С. 44–49. 9. Патент України UA 115615 C2. Турбокомпресор з охолодженням підшипником. Опубл. 27.11.2017, Бюл. №22. Винахідники: Триньов О. В., Сівих Д.Г., Несвітайло В. А. 10. Триньов О. В. Наукові основи локального охолодження теплонпружених деталей ДВЗ: монографія / О.В. Триньов. – Харків: “Підручник НТУ “ХПІ”. 2014 – 240с. 11. ATmega48A/PA/88A/PA/168A/PA/328/P, – © 2018 Microchip Technology Inc. / megaAVR® Data Sheet/2018. 12. Lovato. Let the blue drive you, – General catalogue, – http://www.lovatogas.com/general_catalogue/#1 (Режим доступа).

Bibliography (transliterated):

1. Trynov O.V., Sivykh D.G., Nesvytailo V. A. (2016) “Development of the system of local cooling of the bearing unit of the turbocharger of the tractor diesel” [“Razrabotka sistema lokal'nogo ohlazhdeniya podshpnikovogo uzla turbokompressora avtotraktornogo dizelya”], № 1, p. 44-49. 2. US6374612B1 United States Patent. Gladden et al. Patent No.: US 6, 374, 612B1. Date of Patent: Apr. 23,2002. Inventors: John R. Gladden; Philip J. Houtz, both of Lafayette, IN (US). Interstage cooling of a multi-compressor turbocharger. 3. United States Patent. Rust. Aug. 6, 1974. Inventor: Donald Rust, Star Rt., Box 20c, St. Paul, Oreg. 97137. Cooling system for turbocharger mechanism. 4. United States Patent № 4376617. Turbocharger, Rust. 15.03.83 / Abstract journal. Internal combustion engines. 1984. № 2, p. 26. 5. Application of the FRG № 2829150. Method of cooling turbocharger bearings, Rust. 24.01.80 / Abstract journal. Internal combustion engines. 1981. № 4, p. 27. 6. Gaffarov G. G. (2015) “Improving the reliability of turbochargers of automotive engines by improving the lubrication of the bearing assembly” [“Povyshenie nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornykh dvigatelej uluchsheniem smazyvaniya podshpnikovogo uzla”], YUUrGU, Chelyabinsk, p. 18–27. 7. Kulakov A.T., Denisov A.S., Makushin A.A., Gaffarov A. G. (2011) “Improving the bearing assembly of the turbocharger of an tractor engine” [“Sovershenstvovaniye podshpnikovogo uzla turbokompressora avtotraktornogo dvigatelya”], OGU, Orenburg, p. 238–241. 8. Denisov A.S., Korokin A.A., Asoyan A.R. “Analysis of Factors

Affecting the Performance of a Turbocharger Bearing Unit ["*Analiz faktorov, vliyayushchikh na rabotosposobnost' podshipnikovogo uzla turbokompresora*"], *SGTU, Saratov* p. 44–49. 9. Trynov O.V., Sivykh D.G., Nesvytailo V. A. (2016) "*Turbocharger with cooled bearing*" ["*Turbokompresor z okholodzhivanyim pidshypnykom*"], *Patent of Ukraine UA 115615 C2*. 10. Trynov O.V., (2014), "*Scientific bases of local cooling of heat-stressed details of internal combustion engines*" ["*Naukovi osnovy lokal'noho okholodzhennya teplonapruzhennykh detaley DVZ*"], *Pidruchnyk NTU "KHPI", Kharkiv*, 239 p. 11. *ATmega48A/PA/88A/PA/168A/PA/328/P*, – © 2018 *Microchip Technology Inc. / megaAVR® Data Sheet/2018*. 12. *Lovato. Let the blue drive you*, – *General catalogue*, – http://www.lovatogas.com/general_catalogue/#1.

Надійшла до редакції 14.06.2022 р.

Триньов Олександр Володимирович – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, <https://orcid.org/0000-0002-0344-8332>, e-mail: trinaleksandr427@gmail.com.

Сівих Дмитро Георгійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, <https://orcid.org/0000-0002-8585-734X>, e-mail: sivikh1979@gmail.com.

DEVELOPMENT OF MEASURES TO INCREASE RELIABILITY TURBOCHARGER BEARING UNIT AUTOTRACTOR DIESEL ENGINE

A.V. Trynov, D.G. Sivykh

To increase the reliability of small turbochargers, in particular the bearing unit, it is proposed to use in the automatic mode of local cooling of the bearing with compressed air. The design of the turbocharger with the central case which houses the bearing and to which engine oil from the engine lubrication system is brought under excess pressure is considered. This design is the most common among turbochargers of tractor engines. Forced engine modes can be critical for the bearing, accompanied by fluctuations in the exhaust gas temperature, for example, due to an uncontrolled increase in cyclic supply, a sharp increase in load. Such modes lead to an increase in temperature deformations of the turbine wheel, rotor, reduce the reliability of the turbocharger. Heat dissipation from the rotor through the bearing assembly into the lubrication system is insufficient, additional short-term local cooling is required. The study simulated heat transfer processes in the bearing assembly of a small turbocharger using the developed mathematical model based on the finite element method. To clarify the model, namely the boundary conditions of the thermal conductivity problem, a series of non-motorized experiments with a locally cooled bearing were performed. In the course of non-motorized experiments, the algorithm of the automatic control system operation was worked out, some of its structural elements were selected and tested in practice. Conducted non-motorized experiments and the results of mathematical modeling confirmed the effectiveness of using the system of automatic local cooling of the bearing assembly. These measures increase the reliability of small turbochargers.

Keywords: turbocharger bearing assembly; local bearing cooling; motorless experiment; automatic control.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2022.1.03

А.Г. Лал, М.С. Шелестов

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ СИСТЕМ НАДДУВУ ТА ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ЕЛЕКТРИЧНОГО ПРИВОДУ У АГРЕГАТАХ НАДДУВУ

В роботі проведено аналіз сучасних рішень по підвищенню потужності двигунів за рахунок удосконалення системи повітряпостачання. Розглянуті одноступеневі та багатоступеневі схеми наддуву з газовим, механічним та комбінованим зв'язком у декількох варіаціях, виявленні їх позитивні та негативні сторони для сучасного машинобудування. Найпростішою та найпоширенішою є схема з газовим зв'язком між поршневою частиною і ТКР, але у випадку для двотактних дизельних двигунів треба зважати на особливості робочого процесу, де на малих обертах енергії вихлопних газів недостатньо для приведення в дію турбокомпресора. Другим варіантом є схеми з механічним зв'язком, де вали турбіни та компресора поєднані з валом двигуна за допомогою механічної передачі. Також можлива схема, при якій компресор і турбіна можуть бути окремо з'єднані з колінчастим валом дизеля. Таке рішення забезпечує синхронну роботу компресора і поршневого двигуна на усіх режимах, сприяє кращому газообміну, покращує показники на перехідних режимах та пускові властивості. Одним з вданих рішень для двотактних дизелів є розробка комбінованих систем наддуву з проміжним охолоджувачем повітря, які вже вважаються багатоступеневими системами. Розділяються вони загалом на дві схеми, в одній схемі привідний компресор - ступінь високого тиску, а ТКР - низького тиску, друга схема навпаки. Для двотактних дизелів набув чинності та став більш відомим саме перший варіант. За останні 7 років підхід до вдосконалення системи наддуву набув деяких змін, одні з трендів є Electric Boosting Systems та впровадження цих систем для громадських автомобілів. Одними з перших були компанії Audi, Daimler, Land Rover, які почали оснащувати свої автомобілі електронадувом. На даний час амбасадрами цієї теми можна вважати такі великі компанії як BorgWarner та Garrett. Так, наприклад, підрозділ AMG спільно з фірмою Garrett розробили та презентували серійний електротурбонадув. Проблема використання електричного приводу в системах наддуву набуває більшого розголосу в останній час, та вже є змога

зробити висновок щодо наяви великого потенціалу та можливості використання подібних розробок для вітчизняних двотактних дизельних двигунів.

Ключові слова: двотактний дизель; повітряпостачання; наддув; багатоступеневий наддув; механічний наддув; турбокомпресор; електронадув; турбоелектронадув.

Вступ. У сучасному світі актуальним завданням машинобудування є підвищення потужності та крутного моменту двигуна. Як відомо потужність двигуна безпосередньо пов'язана з робочим об'ємом циліндрів і кількістю палива-повітряної суміші, що подається в них, чим більше палива згоряє, тим більше потужність розвиває двигун. Є багато способів збільшення потужності двигуна. Збільшення його робочого об'єму звісно дає результат, але в той же час призводить до збільшення габаритів і маси конструкції силового апарату. За рахунок збільшення обертів колінчастого валу також можна збільшити кількість поданої робочої суміші, але й призведе до зростання сил інерції і різкого збільшення механічних навантажень на деталі силового агрегату, наслідок цього - зниження ресурсу двигуна. Більшість компаній, які виробляють автомобілі, вдаються до найбільш ефективного способу підвищення потужності, а саме застосування систем наддуву, що дозволяє примусово подати більше повітря в циліндри, впорснути більше палива та отримати більшу потужність без збільшення габаритів і маси силового агрегату [1].

На сьогоднішній день є кілька основних способів організації наддуву:

- наддув з механічним зв'язком, де компресор приводиться у обертання від двигуна через ремінний або шестерний зв'язок

- газотурбінний, де турбіна приводиться в рух від потоку відпрацьованих газів.

Та все ж технології не стоять на місці і існуючі способи ускладнюються, з'являються турбіни з змінною геометрією, а за останні декілька років набуває популярності схема наддуву e-turbo, що передбачає використання наддуву з електричним приводом додаткового компресора (або схеми з комбінованим газовим та електричним зв'язком компресора). Компанії Audi, Daimler та Land Rover використовують подібні схеми наддуву. А відомий виробник турбокомпресорів Garrett вже досяг успіху у новому напрямку та представив електротурбокомпресор, доступний для придбання. Сучасні ДВЗ достатньо технологічні та складні, резерви для вдосконалення скорочуються. Один із таких знайдених резервів полягає в оснащенні агрегатів наддуву електронним приводом, ця тема набуває все більшого розвитку і є актуальною у наш час.

Мета роботи. Аналіз світового досвіду з розробки та використання систем наддуву з електричним приводом, доцільність використання схем

наддуву типу e-turbo. Розробка схеми двоступеневого наддуву з електричним приводом для двотактного дизельного високофорсованого двигуна 6СН12/2х12.

Аналіз схем організації наддуву

Відомі системи наддуву з використанням турбокомпресорів слугують для підвищення потужності двигуна за рахунок енергії вихлопних газів. В таких системах колесо турбіни жорстко з'єднане з колесом компресора спільним валом (рис. 1).

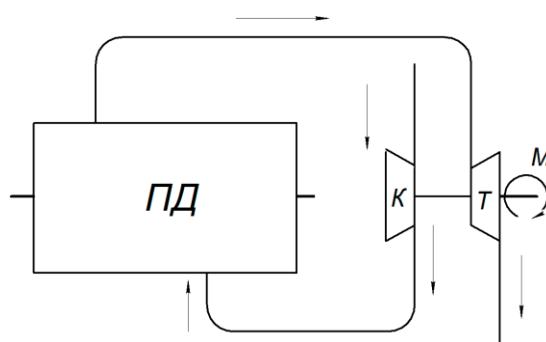


Рис. 1. Схема ДВЗ з газовим зв'язком між поршневою частиною і ТКР

Колесо турбіни обертається із високою швидкістю під дією енергії потоку вихлопних газів. В свою чергу з'єднане спільним валом колесо компресора слугує для стиску повітря на впуску ДВЗ. Швидкість обертання колеса турбін то колеса компресора є завжди однаковою і залежить від об'єму та швидкості потоку вихлопних газів, геометрія та розміри турбінної і компресорної частин турбокомпресора повинні бути узгоджені між собою. У зв'язку з особливостями робочого процесу двотактного двигуна [2], на малих обертах енергії вихлопних газів недостатньо для постачання необхідної кількості повітря на впуску, яке б могло забезпечити задовільну якість процесів сумішоутворення та згоряння. При малих навантаженнях енергії випускних газів недостатньо для приведення в дію турбокомпресора. Потужність турбіни на таких режимах замала для постачання в циліндр необхідної кількості повітря, ускладнюється пуск двигуна та його робота при неповному навантаженні. [1]

Існують схеми з механічним зв'язком – вали турбіни, компресора поєднані з валом двигуна за допомогою механічною передачею.

Компресор і турбіна можуть бути окремо з'єднані з колінчастим валом дизеля (рис. 2).

Або компресор й турбіна з'єднані одним валом, а на вал двигуна передається різниця потужностей турбіни й компресора (рис. 3).

Вал дизеля поєднаний з валом турбіни та компресора за допомогою двох незалежних гідروмуфт (рис. 4, а) або однієї на валу компресора (4, б) чи на спільному валу компресора й турбіни (4, в).

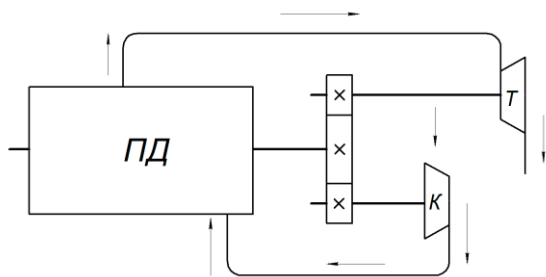


Рис. 2. Схеми двигуна

Механічний зв'язок забезпечує гарні пускові властивості та прийомісткість. Перевага таких схем полягає у синхронній роботі компресора і поршневого двигуна на усіх режимах, що сприяє кращому газообміну, в тому числі й на перехідних режимах. При цьому тиск наддуву може бути збільшений незалежно від потужності турбіни. Недоліки – складність конструкції, втрати потужності в механізмі передачі, більші габарити, особливо при наявності гідромуфт.

Природно, що двигуни з газовим зв'язком турбіни й компресора з поршневою частиною набули більшого поширення на наземному транспорті. Але для покращення пускових властивостей двигуна та його роботи при неповному навантаженні, виникає потреба у додатковому агрегаті – привідному компресорі, який би міг забезпечити необхідний тиск наддуву на малих обертах колінчастого валу.

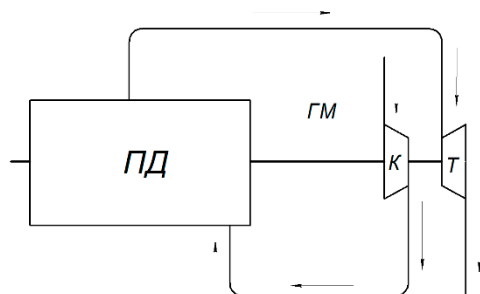


Рис. 3. Схеми двигуна

Конструкція може бути ускладнена наявністю гідромуфт (рис. 4).

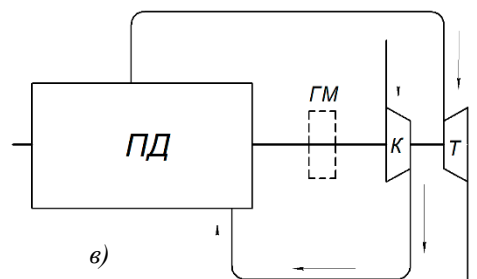
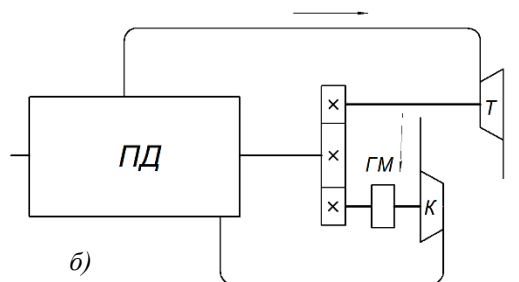
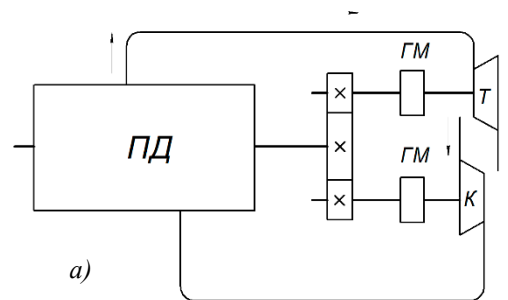


Рис. 4. Схеми двигуна з механічним зв'язком та гідромуфтою

Ця проблема може бути вирішена шляхом організації компенсації потужності газової турбіни. Такі двигуни в літературі називають двигунами з комбінованим зв'язком турбіни й компресора з поршневою частиною або двигунами з комбінованою системою наддуву [3]. Прикладів виконання декілька. Це може бути механічний зв'язок ТКР з колінчастим валом (рис. 5) - конструкція передбачає муфти, за допомогою яких ТКР від'єднується від валу на режимах, коли потужності достатньо для приведення в дію компресора. Подальше вдосконалення - наявність проміжного охолоджувача повітря, що дозволяє витратити менше потужності для отримання заданої кількості повітря.

Або ж це може бути використання двоступеневого наддуву. Такі системи можуть мати одну з двох схем:

- 1) перша ступінь стиску – турбокомпресор, друга – привідний компресор (рис. 6);
- 2) перша ступінь стиску – привідний компресор, друга – турбокомпресор (рис. 7).

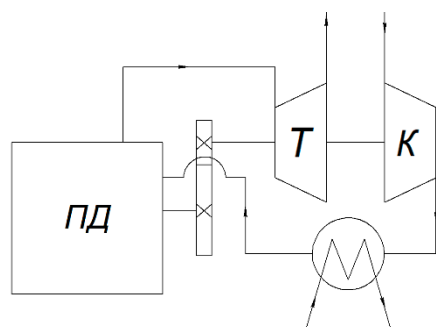


Рис. 5. Схема комбінованого наддуву

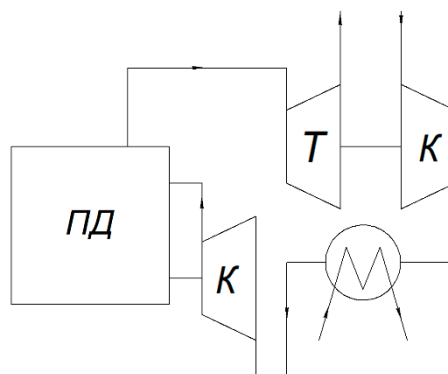


Рис. 8. Схема двоступеневого наддуву з послідовним підключенням агрегатів наддуву

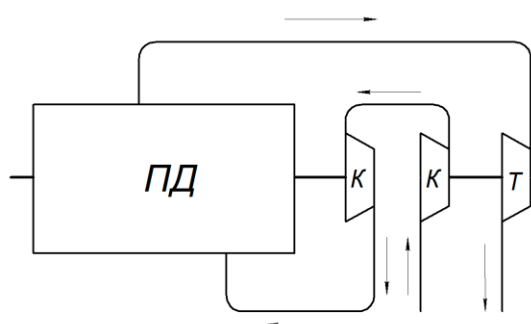


Рис. 6. Перша ступінь стиску – турбокомпресор

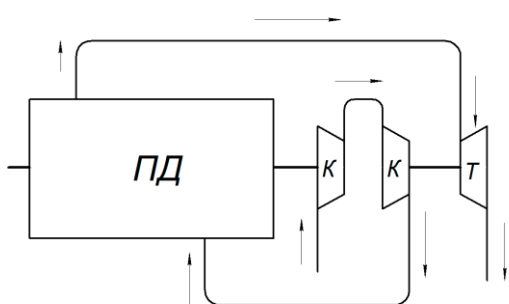


Рис. 7. Схеми двигуна з комбінованим зв'язком. Перша ступінь стиску – привідний компресор

При втіленні першої схеми витрати потужності на приведення в дію компресора менші, що обумовлює дещо вищий ККД двигуна, прийомісткість по експлуатаційним якостям близька до двигунів із звичайним газотурбінним наддувом. Цей тип з'єднання агрегатів набув більш широкого розповсюдження. Друга схема характеризується обмеженням можливості форсування по витраті повітря без заміни привідного компресора та зумовлюють зростання навантаження в передачі від колінчастого валу при різкій зміні його обертів.

В свою чергу агрегати наддуву можуть бути з'єднані послідовно (рис. 8) чи паралельно.

Потенціал використання електричного приводу у системі наддуву

Застосування електронного приводу [4] є наступним кроком розвитку агрегатів турбонаддуву для сучасного машинобудування. Провідні компанії в галузі турбонагнітачів Garrett Motion та BorgWarner стверджують, що при більшому контролі за роботою турбонагнітачів потужність та ефективність можуть бути покращені. Volkswagen та Mercedes-Benz вже мають досвід виконання гібридних систем наддуву, а саме двоступеневих турбокомпресорів з електродвигуном, який призводить в дію компресор турбонагнітача до тих пір, доки енергії вихлопних газів не буде достатньо для забезпечення необхідної швидкості обертання ротора турбіни і взяти на себе управління на більш високих швидкостях. Ідея компанії Garrett у тому, щоб E-Turbo використовував більший електродвигун для обертання більшого компресора на нижчих швидкостях, що в кінцевому підсумку дозволяє вихлопним газам частково або повністю обернути компресор при збільшенні оборотів двигуна. І компанія вже розробила свій E-Turbo спеціально для роботи з 48-вольтовими системами, які зараз використовуються у багатьох серійних автомобілях. Демонстраційний зразок Garrett показав значне покращення при перемиканні із звичайного турбонаддуву на електронний турбонаддув. При низьких обертах двигуна 1500 хв^{-1} цільовий крутний момент досягався за 1 секунду проти 4,5 секунд у поточній серійній моделі. Номінальна потужність збільшилася на 16%, крутний момент збільшився на 10,5%. Головні переваги E-Turbo - використання більших турбін, які не вимагають скидання палива, яке необхідно меншим турбінам для охолодження під час тривалого використання. Крім того, застосування наведеної системи на дизельних двигунах дає скорочення викидів NOx до 20%, що є вагомою перевагою.

eTurbo від BorgWarner - це механічний турбокомпресор, оснащений надвисокошвидкісним електродвигуном, з'єднаним безпосередньо з валом [5]. Треба зазначити, що сама схема винайдена раніше, наприклад патент Хідео Кавамури 1988 року [4].

Таке рішення забезпечує додаткову перевагу електрифікованого наддуву у покращеному відгуку, він забезпечує більш ніж на 200% швидшу перехідну реакцію наддуву, і 50% скорочення часу досягнення крутного моменту, майже усуваючи турбозатримку і додатково підтримуючи зменшення розмірів двигуна. Цей електрифікований турбо-нагнітач особливо добре підходить для концепцій двигунів, що працюють за циклом Міллера, забезпечуючи як покращену економію палива, так і зниження викидів без втрати продуктивності. Також eTurbo може служити генератором, здатним збирати надмірну енергію вихлопних газів та перетворювати її на електричну енергію.

Перспективні системи електричного приводу у системі наддуву та їх застосування на вітчизняних двотактних двигунах

Підтримка показників вітчизняних силових агрегатів на високому рівні серед конкурентних закордонних розробок потребує безперервного процесу вдосконалення технічних рішень та впровадження нових технологій. Однією з таких є система наддуву з приводом від електродвигуна.

В системі наддуву з газовим зв'язком, турбіна й компресор жорстко пов'язані між собою спільним валом і повинні бути ретельно узгоджені між собою. Однак жодна з цих частин не працює в оптимальних умовах на усіх режимах роботи двигуна. Наведені вище системи з використанням електронаддуву не вирішують цієї проблеми, хоча покращують перехідну реакцію наддуву і прийомісткість двигуна.

Натомість запропонована далі схема передбачає механічно незалежні турбіни й компресор, які можуть бути оптимізовані для більшої ефективності, а крім того й розташовані з різних сторін двигуна.

Ідея полягає у використанні електричних машин, які б забезпечували швидкість обертання колеса компресорної частини з однієї сторони, та з іншої - працювали як генератор та накопичували надлишкову енергію від турбінної частини (рис. 9).

За цією схемою агрегат наддуву складається з:

- турбіни, що приводить в дію електрогенератор;
- компресора, механічно незалежного від турбіни, який працює від електродвигуна.

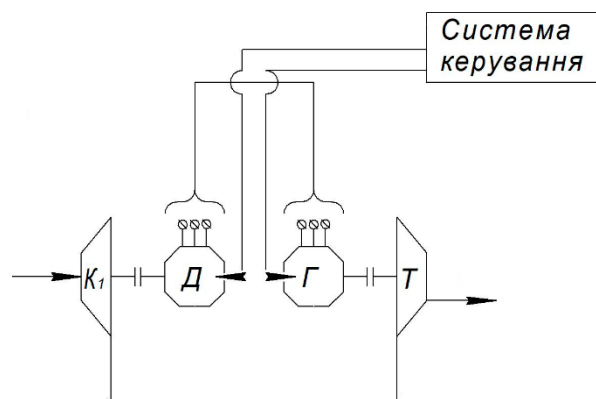


Рис. 9. Схема наддуву із використанням електричного приводу

Турбіна з'єднана з електрогенератором, останній, обертаючись від турбіни, виробляє електричний струм. Генератор, в свою чергу, підключений до системи зберігання (електронної батареї).

На усіх режимах роботи двигуна регулювання здійснюється комп'ютерною системою керування, яка в режимі реального часу змінює оберти ротора компресора за допомогою електродвигуна, також з'єднаного з системою зберігання.

Висновки

Враховуючи сучасні тенденції проектування двигунів, їх майбутнє майже неможливо без використання наддуву. В роботі проведено аналіз існуючих схем наддуву, починаючи від найпростіших турбокомпресорів та завершуючи перспективними системами, які ще не отримали розповсюдження, але набувають все більшого інтересу.

Такі виробники як Garrett та BorgWarner мають позитивні результати експериментальних досліджень та підкреслюють позитивний ефект від використання електричного наддуву. Крім покращення прийомісткості та скорочення часу досягнення номінального крутного моменту, також відмічається покращена економічність та зниження викидів.

В якості подальшого розвитку електрифікованого наддуву запропоновано механічно незалежні турбіни й компресор. Де електричні машини забезпечують потрібну швидкість обертання колеса компресорної частини з однієї сторони, та з іншої працюють як генератор та накопичують надлишкову енергію від турбінної частини.

Список літератури:

1. Шелестов, М.С. Розвиток системи наддуву високофорсованих дизелів / М. С. Шелестов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2020. – № 2. – С. 20-27.
2. Парсаданов І. В. Концепція організації процесу згоряння в опозитному двотактному дизелі при високому рівні форсування / І. В.

Парсаданов, А. Г. Лал // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 1. – С. 45-51. 3. Орлин А. С. Комбинированные двухтактные двигатели / А. С. Орлин, М.Г. Круглов. — М.: Машиностроение, 1968. – 576 с. 4. Turbocharger for internal combustion engines : пат. 4,769,993 Сполучені Штати Америки (США) : F02B39/10 / Н. Kawamura, Isuzu Motors Limited. - № 139,099 /; заявл. 24.12.1987 ; опубл. 13.09.1988. 5. Electric Boosting Technologies - BorgWarner [Електронний ре-сурс]. – 2015. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.borgwarner.com/technologies/electric-boosting-technologies>.

Bibliography (transliterated):

1. Shelestov M.S. (2020), "Development of boost systems for forced diesel engine", *Internal combustion engines [Rozvytok systemy naddivu vysokoforsovanykh dyzeliv]*, No. 2, pp. 20-26. 2. Parsadanov I.V. (2021), "The concept of combustion process organisation in a boxer two-stroke diesel engine at a high level of boosting", *Internal combustion engines [kontseptsiya orhanizatsiyi protsesu z'horyannya v opozytomu dvotaktnomu dyzeli pry vysokomu rivni forsovannya]*, No. 1, pp. 45-51. 3. Orlin A. S., Kruglov M.G. (1968), "Combined two-stroke engines"[*Kombinirovannyye dvukhtaknyye dvigateli*], *Mashinostroyeniye, Moscow, 576p*. 4. Kawamura, H., *Isuzu Motors Limited. 1988. Turbocharger for internal combustion engines. USA. Pat. 4,769,993*. 5. "Electric Boosting Technologies - BorgWarner", available at: <https://www.borgwarner.com/technologies/electric-boosting-technologies>

Надійшла до редакції 12.07.2022 р.

Лал Амір Гул (Amir Lal) – магістр, аспірант кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: amir.lal@iee.khpi.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4729-3739>.

Шелестов Максим Сергійович (Shelestov Maxim) – аспірант кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: maksym.shelestov@iee.khpi.edu.ua, <https://orcid.org/0000-0001-9003-1422>.

ANALYSIS OF EXISTING SUPERCHARGING SYSTEMS AND PERSPECTIVES OF APPLICATION OF ELECTRIC DRIVE IN SUPERCHARGING UNITS

A.G. Lal, M.S. Shelestov

The article analyzes modern solutions for increasing engine power by improving the air supply system. Single-stage and multi-stage pressurization schemes with gas, mechanical and combined connection in several variations are considered, their positive and negative sides for modern mechanical engineering are revealed.

The simplest and most common is the turbocharging system, in which the turbine rotates only under the exhaust gases and this drives the compressor. Consideration should be given to the features of the working process of two-stroke diesel engines. At low speeds, there is not enough energy from the exhaust gases to drive the turbocharger. The second option is schemes in which the turbine and compressor shafts are connected to the engine shaft using a mechanical transmission. Another scheme is also possible in which the compressor and turbine can be separately connected to the crankshaft. Such solutions ensure synchronous operation of the compressor and reciprocating engine in all modes, improve the gas exchange process, improve performance in transient conditions and improve starting properties. One successful solution for two-stroke diesel engines is the development of a combined supercharging system with an intercooler, which are already considered multi-stage systems. They are generally divided into two schemes, in the first scheme the drive compressor is a high pressure degree, and the turbocharger is low pressure, the second scheme is vice versa. It is the first option that is more often used for two-stroke diesel engines, since the power consumption for driving the compressor is less, which causes a slightly higher engine efficiency. Injectivity is close to engines with conventional gas turbine supercharging.

Over the past 7 years, the approach to improving the pressurization system has undergone some changes, Electric Boosting Systems for civilian vehicles have appeared. One of the first companies were Audi, Daimler, Land Rover, which began to equip their vehicles with electric supercharging. Currently, such large companies as BorgWarner and Garrett can be considered ambassadors of this technology. For example, AMG, together with Garrett, developed and introduced serial electric turbocharging. The problem of using an electric drive in boost systems has been lately gaining more publicity, it is already possible to conclude that there is great potential and the possibility of using such developments for domestic two-stroke diesel engines.

Key words: two-stroke diesel engines with opposing piston movements; 2-stroke opposed engine; air supply; supercharging; multi-stage supercharging; mechanical supercharging; turbocharger; electric supercharging; turboelectric supercharging.

А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, Є.І. Солодкий, М.С. Шелестов

ВПЛИВ ДВОСТАДІЙНОГО ЗГОРЯННЯ ПАЛИВА В ЦИЛІНДРІ ДИЗЕЛЯ НА ЙОГО ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ

Застосування двоступінчатого впорскування палива в циліндр дизеля є ефективним засобом зниження шуму його роботи та зменшення викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами. В даній роботі проведено розрахунково-експериментальне дослідження за основу якого взято метод, при якому частина експериментальної індикаторної замінюється на результати її чисельного синтезу, виконаного за допомогою математичного моделювання процесів у циліндрі двигуна. Дослідження проведені на дослідному одноциліндровому двигуні Ч8,8/8,2, обладнаного акумуляторною системою паливоподачі високого тиску. Розроблена та ідентифікована математична модель робочих процесів в циліндрі дослідного двигуна. При дослідженні впливу двостадійного згоряння на індикаторний процес двигуна змінювалися параметри, що визначають закон згоряння палива, тобто кути початку впорскування основної та пілотної порцій палива.

Показано, що значення індикаторного ККД циклу, майже не залежить від введення та випередження за кутом повороту колінчастого валу моменту попереднього згоряння при незмінному моменті запалювання основної порції палива. Проте зменшення кута початку впорскування пілотної порції палива призводить до зростання максимального тиску циклу p_z та максимальної швидкості наростання тиску, як наслідок підвищення шуму роботи двигуна.

Доведено, що існує можливість завести за ВМТ початок займання основної порції палива без значного зменшення середнього індикаторного тиску та з зменшенням значень p_z і $dp/d\varphi_{max}$ при створенні попереднього згоряння палива за 20 гр. п.к.в. до основного. Раціональний кут випередження впорскування пілотної порції палива становить 10...12 град. п.к.в. до впорскування основної порції. Отримані результати показують, що запропонований захід – запровадження попереднього згоряння 10...25 % циклової подачі – дозволяє зменшити рівень шуму роботи двигуна при збереженні рівня середнього індикаторного тиску та зменшення максимального тиску циклу.

Ключові слова: дизельний двигун; двостадійне впорскування, паливоподача, математичне моделювання; індикаторна діаграма.

Вступ

Як вже добре відомо, у сучасних дизельних двигунах ефективним засобом зниження шуму їхньої роботи та викидів з відпрацьованими газами (ВГ) NOx без погіршення економічності є застосування двоступінчатого впорскування палива [1, 2]. Такий закон паливоподачі приводить до двостадійного, порціонно рознесеного в часі процесу згоряння палива в циліндрі. При цьому попередня або пілотно порція палива служить для додаткового «розігріву» повітря на такті стиснення, що значно зменшує період затримки займання основної порції палива (а отже – і кількості палива, що випаровується за цей період). Внаслідок таких явищ знижується максимальна швидкість наростання тиску в циліндрі, пропорційно чому зменшується і шум роботи двигуна.

Оптимальна величина пілотної порції палива коливається в межах 5...10% циклової подачі, а кут випередження її впорскування від основної порції становить 10...20 град. п.к.в. [2].

Метою даної роботи є оцінка ефективності застосування двоступеневого впорскування палива для отримання двостадійного згоряння в циліндрі дизеля на прикладі дослідного одноциліндрового двигуна Ч8,8/8,2, обладнаного акумуляторною системою паливоподачі високого тиску. При цьому досліджувався вплив кутів випередження впорску-

вання основної та пілотної порцій на величину середнього індикаторного тиску циклу, швидкості наростання тиску та на значення максимального тиску циклу.

Дослідження виконано розрахунково-експериментальним методом, який передбачає розрахунковий синтез частини експериментальної індикаторної діаграми.

Основи методики розрахункового дослідження

При проведенні цього розрахунково-експериментального дослідження за основу взято метод, при якому частина експериментальної індикаторної замінюється на результати її чисельного синтезу, виконаного за допомогою математичного моделювання процесів у циліндрі двигуна [3, 4].

При цьому основним для такого моделювання є диференціальне рівняння зміни тиску по куту повороту колінчастого валу $\frac{dp}{d\varphi} = f(\varphi)$, яке може бути отримано з рівняння 1-го закону термодинаміки

$$\delta Q = pdV + \delta U, \quad (1)$$

де δQ – елементарна кількість теплоти, підведена до робочого тіла в циліндрі; pdV – робота зміни об'єму; δU – зміна внутрішньої енергії робочого тіла.

Швидкість внесення в цикл теплоти може бу-

ти визначена, виходячи з величин швидкості згоряння $\frac{dx}{dt}$ та тепловідводу у стінки $\frac{dQ_w}{dt}$:

$$\frac{dQ}{dt} = B_c Q_n \frac{dx}{dt} - \frac{dQ_w}{dt}. \quad (2)$$

Тут B_c – величина циклової подачі палива; Q_n – нижча теплота згоряння палива.

Перейдемо до диференціалів за кутом повороту колінчастого валу з урахування припущення про постійну швидкість обертання кривошипу впродовж циклу, як це прийнято у теорії двигунів внутрішнього згоряння [5]. Це можна зробити простою заміною змінної dt на $d\varphi$, або, точніше, з урахуванням співвідношення $d\varphi = 6 \cdot n \cdot dt$. В результаті рівняння (2) може бути записано як

$$\frac{dQ}{d\varphi} = B_c Q_n \frac{dx}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{dt} \cdot \frac{1}{6n}. \quad (3)$$

Швидкість відводу теплоти від робочого тіла до стінок циліндра визначається законом Ньютона-Ріхмана:

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha_T F (T - T_{cm}), \quad (4)$$

де α_T – коефіцієнт тепловіддачі (у роботі визначається за формулою Ейхельберга [5]); F – теплосприймаюча площа внутрішньої поверхні циліндра; $T - T_{cm}$ – перепад температур між робочим тілом та стінкою циліндра.

У рівнянні (1) зміна внутрішньої енергії робочого тіла δU визначається з відомих рівнянь технічної термодинаміки. А саме

$$dU = d(MmC_{vm}T) = \frac{d(mC_{vm}pV)}{8314}, \quad (5)$$

де mC_{vm} , p і V – відповідно середня теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі, його тиск та поточний об'єм циліндра.

Після нескладного перетворення рівняння (1) з урахуванням підстановок з рівнянь (3), (4) та (5) отримуємо розрахункове диференціальне рівняння зміни тиску робочого тіла у порожнині циліндра:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{8314}{mC_{vm}V} \left(\frac{dx}{d\varphi} B_c Q_n - \frac{dQ_w}{d\varphi} \right) - \frac{p}{mC_{vm}} \times \left(\frac{dmC_{vm}}{d\varphi} + \frac{mC_{vm} + 8,314}{V} \frac{dV}{d\varphi} \right). \quad (6)$$

Рівняння (6) є розрахунковим та саме його чисельне розв'язання дозволяє синтезувати індикаторну діаграму поршневого двигуна внутрішнього згоряння. Таким чином, шляхом інтегрування визначається поточний тиск у циліндрі

$$p(\varphi) = p_0 + \int_{340}^{540} p d\varphi, \quad (7)$$

та розраховується індикаторна робота циклу:

$$L_i = L_{i0} + \int_{340}^{540} p \frac{dV}{d\varphi} d\varphi. \quad (8)$$

При подальшому розв'язанні рівняння (6) прийняті такі припущення:

1. Склад робочого тіла на дільниці згоряння робочого циклу двигуна відповідає складу продуктів згоряння. Отже, теплоємність робочого тіла залежить лише від температури.

2. Швидкість згоряння $dx/d\varphi$ задана у вигляді суми відомих виразів Вібе, що описують згоряння пілотної та основної порції палива [3]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \left[m_1 \frac{x_1}{\varphi_{z1}} \bar{\varphi}_1^{m_1} e^{-6,908 \bar{\varphi}_1^{m_1+1}} + m_2 \frac{1-x_1}{\varphi_{z2}} \bar{\varphi}_2^{m_2} e^{-6,908 \bar{\varphi}_2^{m_2+1}} \right], \quad (9)$$

де m_1 , m_2 – показники динаміки згоряння, φ_{z1} , φ_{z2} і $\bar{\varphi}_1$, $\bar{\varphi}_2$ – відповідно тривалість згоряння та відносна поточна тривалість згоряння пілотної та основної порції палива; x_1 – відносна величина пілотної порції палива.

Відносна поточна тривалість згоряння для першої та другої фази обчислюються з відповідних формул:

$$\bar{\varphi}_1 = \frac{\varphi - \varphi_{n1}}{\varphi_{z1}}, \quad \bar{\varphi}_2 = \frac{\varphi - \varphi_{n2}}{\varphi_{z2}}, \quad (10)$$

де φ_{n2} – кут початку згоряння основної порції палива; φ_{n1} – кут початку згоряння пілотної порції палива

3. Зміна індикаторних показників, що має місце при варіюванні φ_{n2} та φ_{n1} , не впливає на параметри роботи турбокомпресора і регулятора паливоподачі, а значить зберігаються постійними витрата повітря і палива ($G_S - \text{const}$ і $G_T - \text{const}$) та параметри точки початкових умов інтегрування: p_0 – тиск у циліндрі в початковій точці інтегрування – при куті повороту кривошипа $\varphi = 340$ гр.; L_{i0} – значення індикаторної роботи циклу, досягнуте до моменту $\varphi = 340$ гр.

Математична модель за описаною методикою реалізована у програмному пакеті MATLAB/Simulink, а її зовнішній вигляд представлено на рис. 1. Інтегрування виконувалося методом Ейлера із кроком по куту повороту колінчастого валу 1 гр. п.к.в.

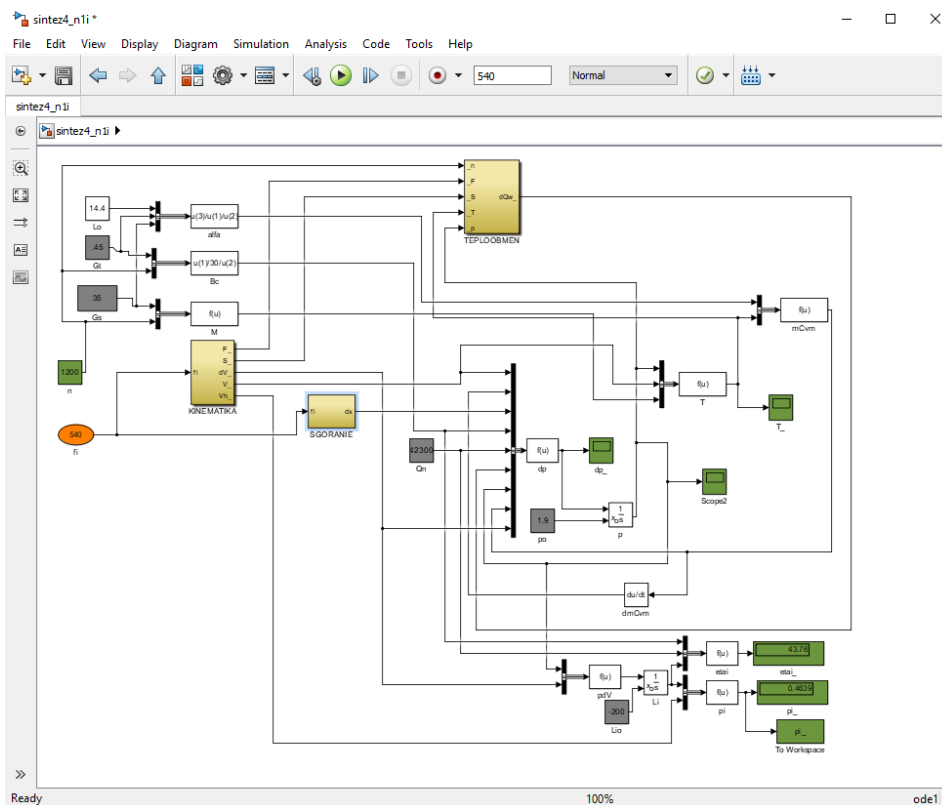


Рис. 1. Зовнішній вигляд реалізації математичної моделі

Вихідні дані для дослідження та ідентифікація математичної моделі

У відповідності до методики проведення цього дослідження, початковими умовами при інтегруванні рівняння (6) прийнято тиск у циліндрі p_0 (МПа) та частину індикаторної роботи L_{i0} (Дж), досягнуті в момент циклу при куті повороту колінчастого валу $\varphi_0 = 340$ гр. п.к.в.

Виходячи з допущення №3, наведеного вище, вважаємо, що зміна індикаторних показників у ході виконання розрахункового дослідження не впливає на значення цих початкових умов.

Дослідний двигун має такі основні конструк-

тивні параметри: діаметр циліндра $D = 0,088$ м, хід поршня $S = 0,082$ м, ступінь стиснення $\varepsilon = 18,5$, параметр кінематичної подібності КШМ $\lambda = 0,306$ [6]. Експериментальна частина досліджень проводилась на випробувальному стенді, який був обладнаний необхідною вимірювальною апаратурою та комплексом для індиціювання циліндру. Обробка індикаторних діаграм проводилась за спеціальною методикою [7].

Всі необхідні для подальшого дослідження експериментальні значення показників індикаторних діаграм та режимні параметри робочого процесу дослідного двигуна наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Показники індикаторних діаграм та робочого процесу

№ режиму	n	p_i	p_z	$(dp/d\varphi)_{max}$	G_m	G_s	L_{i0}	p_0	Φ_{H1}	Φ_{H2}
	хв ⁻¹	МПа	МПа	МПа/гр.	кг/г	кг/г	Дж	МПа	гр.	гр.
1	1200	0,49	5,0	0,22	0,45	35	- 200	1,9	356	376
2	1200	0,52	5,7	0,28	0,45	35	- 200	1,9	352	367
3	1200	0,51	5,6	0,23	0,45	35	- 200	1,9	353	368

Ідентифікація розробленої математичної моделі полягала у підборі показників динаміки згоряння m_1, m_2 , кутів тривалості згоряння $\varphi_{z1}, \varphi_{z2}$, відносної величини пілотної порції палива x_1 , що входять у рівняння розрахунку швидкості згоряння (7). Підбір цих параметрів виконувався до досягнення найліпшого збігу експериментальних та роз-

рахункових інтегральних законів згоряння палива у частотній області на всіх розглянутих режимах двигуна за методикою [8].

Обрані значення перелічених параметрів наведено у табл. 2, результати перевірочних розрахунків – на рис. 2–4 та у табл. 3 .

Таблиця 2. Параметри згоряння

№ режиму	Параметри згоряння				x_1
	m_1	m_2	φ_{z1}	φ_{z2}	
1	2	0,5	20	35	0,25

2	2	0,5	20	35	0,25
3	2	0,5	20	35	0,25

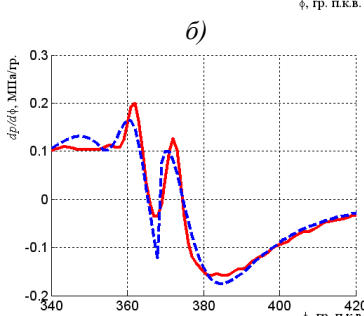
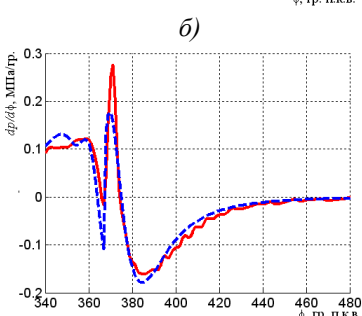
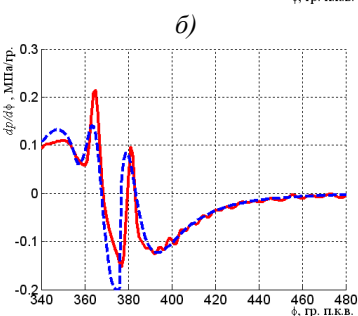
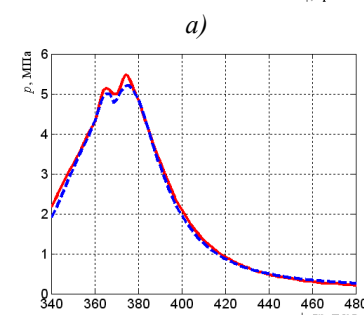
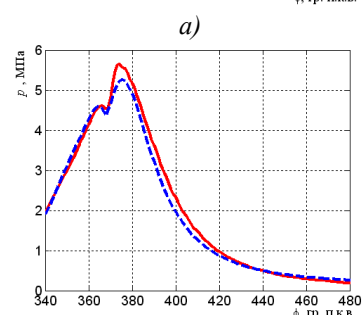
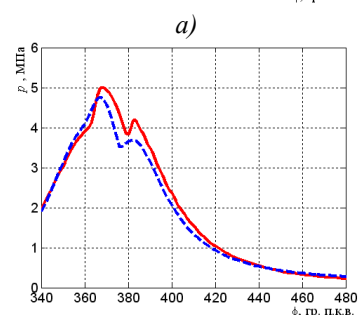
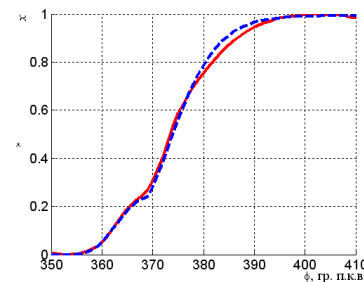
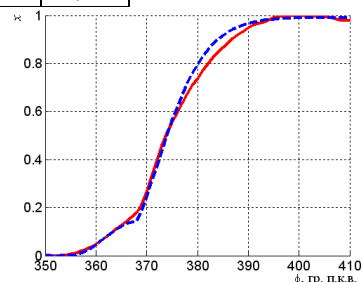
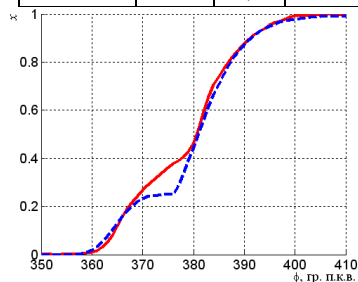


Рис.2. Результати ідентифікації, режим №1: а) інтегральний закон згоряння; б) індикаторна діаграма; в) швидкість наростання тиску:

— експеримент,
 ---- розрахунок.

Рис. 3. Результати ідентифікації, режим №2: а) інтегральний закон згоряння; б) індикаторна діаграма; в) швидкість наростання тиску:

— експеримент,
 ---- розрахунок.

Рис. 4. Результати ідентифікації, режим №3: а) інтегральний закон згоряння; б) індикаторна діаграма; в) швидкість наростання тиску:

— експеримент,
 ---- розрахунок.

Таблиця 3. Результати ідентифікації математичної моделі

№ режиму	Параметр	Значення	
		розрахункове	експериментальне
1	p_i , МПа	0,49	0,49
	p_z , МПа	4,8	5,0
	$dp/d\varphi_{max}$, МПа/гр.	0,14	0,22
2	p_i , МПа	0,52	0,52
	p_z , МПа	5,3	5,7
	$dp/d\varphi_{max}$, МПа/гр.	0,18	0,28
3	p_i , МПа	0,51	0,51
	p_z , МПа	5,2	5,6
	$dp/d\varphi_{max}$, МПа/гр.	0,17	0,20

Як видно з табл. 3 та рис. 2-4, похибка розрахунку індикаторних показників при синтезі індикаторної діаграми не перевищує 5% порівняно з показниками, отриманими шляхом аналізу експериментальних індикаторних діаграм.

Умови проведення розрахункового дослідження

При виконанні розрахункового дослідження впливу двостадійного згоряння на індикаторний процес двигуна змінювалися такі параметри, що відображаються на вигляді закону згоряння палива: φ_2 – кут початку впорскування основної порції палива та φ_1 – кут початку впорскування пілотної порції палива. Межі варіювання зазначених параметрів наведено у табл. 4.

Таблиця 4. Межі зміни параметрів, що варіюються

Параметр	Межі варіювання
φ_1	340...360 гр. п.к.в.
φ_2	340...380 гр. п.к.в.

Між початком впорскування та початком займання палива, що потрапляє у циліндр дизеля проходить певний проміжок часу (кута повороту колінчастого валу) який має назву період затримки займання (індукції) [5]. Протяжність цього проміжку залежить від параметрів робочого тіла – насамперед від температури та тиску повітря в циліндрі на момент його початку. В цьому дослідженні на основі обробки індикаторних діаграм була встановлена та прийнята емпірична залежність кута затримки займання від кута початку впорскування, отримана на основі обробки експериментальних індикаторних діаграм. Ці експериментальні дані та графік прийнятої залежності наведені на рис. 5.

Рівняння емпіричної залежності, отримані в результаті статистичної обробки мають такий вигляд:

$$\varphi_{н1} - \varphi_1 = -6,827 \cdot 10^{-4} \varphi_1^3 + 0,7425 \varphi_1^2 - 269,2 \varphi_1 + 32540,$$

$$\varphi_{н2} - \varphi_2 = -6,827 \cdot 10^{-4} \varphi_2^3 + 0,7425 \varphi_2^2 - 269,2 \varphi_2 + 32540.$$

У ході проведення дослідження прийнято, що зміна цих параметрів – φ_2 та φ_1 , що варіюються, не призводить до зміни параметрів m_1 , m_2 , φ_{z1} , φ_{z2} .

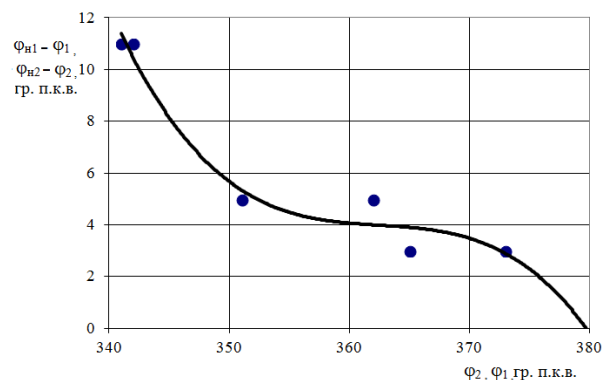


Рис. 5. Залежність кута затримки займання від кута початку впорскування:

• експериментальні дані, — лінія тренду

Аналіз результатів дослідження та висновки

Результати розрахункового дослідження впливу характеристик двостадійного згоряння на індикаторні показники дизеля на рис. 6. У цьому частка пілотної порції палива становить $x_1 = 0,25$.

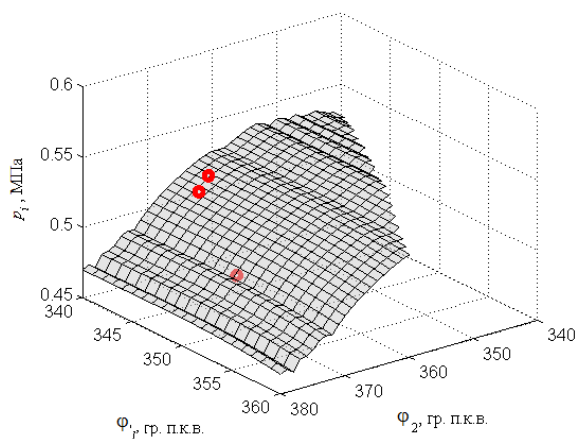
На рисунках точками позначені параметри експериментальних режимів роботи двигуна.

Як видно з рис. 6, значення середнього індикаторного тиску p_i , а значить й індикаторного ККД циклу, майже не залежить від введення та випередження за кутом повороту колінчастого валу моменту попереднього згоряння при незмінному моменті запалення основної порції палива. Але при зменшенні φ_1 зростає максимальний тиск циклу p_z та максимальна швидкість наростання тиску $dp/d\varphi_{\max}$, що призводить до збільшення шумності роботи двигуна.

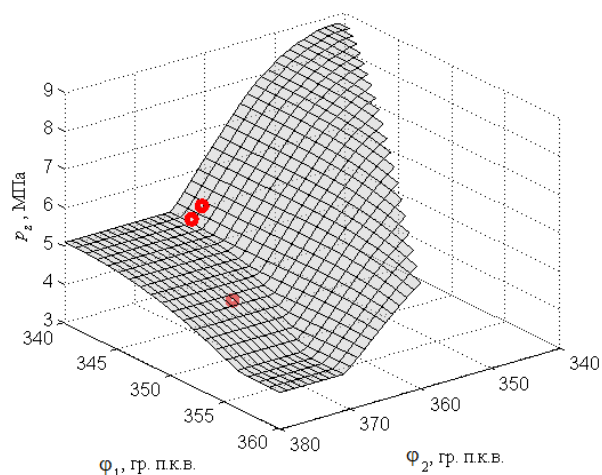
Однак, існує можливість завести за ВМТ початок займання основної порції палива без практично без значного зменшення p_i та з зменшенням значень p_z і $dp/d\varphi_{\max}$ при створенні попереднього згоряння за 20 гр. п.к.в. до основного. Наприклад, при $\varphi_2 = 370$ гр. п.к.в. та $\varphi_1 = 350$ гр. п.к.в. можна отримати $p_i = 0,50$ МПа при $p_z = 4,7$ МПа та $dp/d\varphi_{\max} = 0,13$ МПа/град. (див. для порівняння табл. 3).

За оцінкою [1], зменшення $dp/d\varphi_{\max}$ на 0,04 МПа/гр. приводить до зменшення шуму роботи дизеля на 4...5 ДБа.

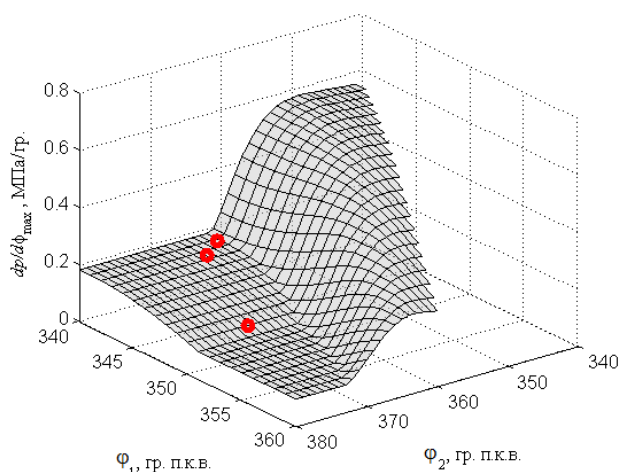
Отримані результати підтверджуються ілюстрацією, наведеною на рис. 7 та 8. Так, на рис. 7 показана залежність вигляду індикаторної діаграми на ділянці згоряння від 340 до 420 гр. п.к.в., а на рис. 8 – залежність значення швидкості наростання тиску $dp/d\varphi$ від кута початку впорскування основної порції палива при $\varphi_1 = 340$ гр. п.к.в. З рисунків видно, що при $\varphi_2 > 360$ гр. п.к.в. спостерігається різке зменшення цих параметрів.



а)



б)



в)

Рис. 6. Результати дослідження: а – середній індикаторний тиск; б – максимальний тиск циклу; в – швидкість наростання тиску

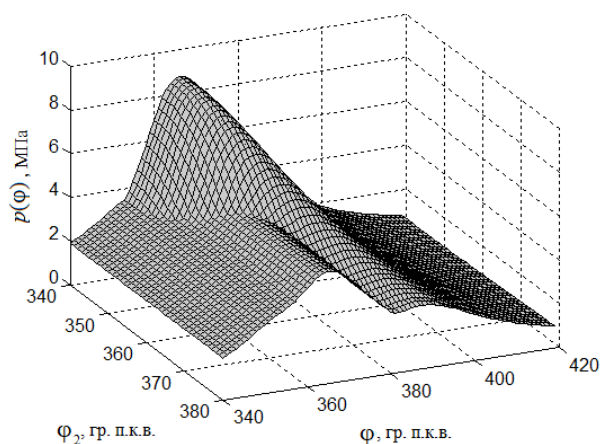


Рис. 7. Вигляд індикаторної діаграми на ділянці згоряння від кута початку впорскування основної порції палива при $\phi_1 = 340$ гр. п.к.в.

Це пояснюється тим, що як відомо, згоряння на часткових режимах характерно тим, що в результаті порівняно невисоких тисків і температур в циліндрі в кінці такту стиснення значно збільшується період затримки займання і, як наслідок, кількість палива, що випарувалося за цей період. Практично все це паливо, що випарувалося, вигоряє об'ємно (початковий спалах), що призводить до високих значень швидкості наростання тиску $dp/d\phi_{max}$. Введення попереднього згоряння дозволяє зменшити період затримки займання основної порції палива (а, можливо, і виступати як її запалювач). Як видно з отриманих результатів, такий захід – запровадження попереднього згоряння 10...25 % циклової подачі – дозволяє зменшити $dp/d\phi_{max}$ циклу за збереження рівня p_1 та зменшення p_2 .

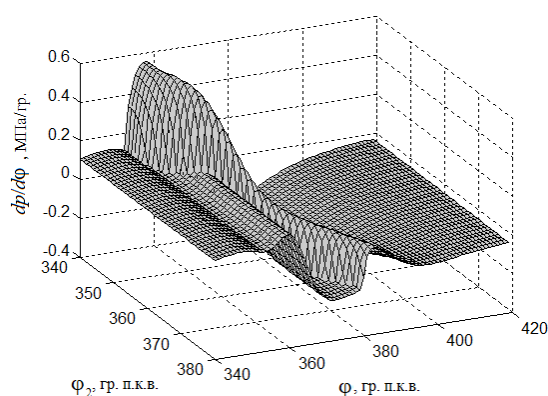


Рис. 8. Швидкість наростання тиску від кута початку впорскування основної порції палива при $\phi_1 = 340$ гр. п.к.в.

Висновки

За результатами виконаного дослідження можна зробити наступні висновки:

1. Застосування попереднього згоряння є одним із шляхів підвищення індикаторного ККД дизельного двигуна.

2. Застосування попереднього згоряння дозволяє наблизити до ВМТ і навіть вивести за неї початок основного згоряння без значного погіршення індикаторного ККД двигуна. У свою чергу, наближення початку займання паливо-повітряної суміші до ВМТ призводить до зменшення максимальної швидкості наростання тиску, і, як наслідок – до зниження шуму роботи двигуна.

3. Раціональний кут випередження впорскування пілотної порції палива становить 10...12 град. п.к.в. до впорскування основної порції.

Список літератури:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. – М: Легион-Автodata, 2004. – 344 с. 2. Системы управления дизельными двигателями. – М: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 485 с. 3. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 4. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: Под ред. Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр., 1990. – 328 с. 5. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр., 1974. – 552 с. 6. Грицюк О.В. Исследование двухфазного впрыскивания в высокооборотном малолитражном дизеле серии ДТА/ О.В. Грицюк, О.М. Врублевский, А.А. Прохоренко, О.М. Севастьянов // Двигате-

ли внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 13-18. 7. 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. 8. Prokhorenko A. The method of determination of vibe function for mathematical description of combustion process in diesel / A. Prokhorenko A. Marchenko D. Samoilenko // Transport Means - Proceedings of the International Conference. – 2014, 2014-January. – pp. 38–41.

Bibliography (transliterated):

1. Grekhov, L.V., Ivashchenko, N.A., Markov, V.A. (2004), Fuel equipment and diesel control systems [Toplivnaja apparatura i sistema upravlenija dizelej] Legion-Avtodata, Moscow, 344 p. 2. Diesel engine control systems (2005), [Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami] Book Publishing House «Za Rulem», Moscow, 485 p. 3. Shekhovtsov, A.F. (1992), Modern Diesels: Improving Fuel Efficiency and Long-Term Durability [Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj jekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti], Technics, Kyiv, 272 p. 4. Petrichenko, R.M. (1990), Elements of the computer-aided design system for internal combustion engines: Algorithms for application programs [Jelementy sistemy avtomatizirovannogo proektirovanija DVS: Algoritmy prikladnyh programm], Mashinostroenie, Leningrad, 328 p. 5. Dyachenko, N. Kh. (1974), Theory of internal combustion engines [Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranija], Mashinostroenie, Leningrad, 552 p. 6. Gritsyuk, O.V., Vrublevsky, O.M., Prokhorenko, A.A., Sevastyanov, O.M. (2010) Study of two-phase injection in a high-speed small-capacity diesel engine of the DTA series [Issledovanie dvufaznogo vpryskivaniya v vysokooborotnom malolitrazhnom dizele serii DTA] / O.V. Griyuk, O.M. Vrublevskiy, A.A. Prokhorenko, O.M. Sevast'yanov // Dvigatel-

Надійшла до редакції 01.07.2022 р.

Прохоренко Андрій Олексійович – доктор техн. наук, проф., Харків, Україна, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0003-1325-4176>.

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук, завідувач кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Serhii.Kravchenko@kpi.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0003-3250-8645>.

Солодкий Євген Ігорович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: evgenijsolodkij98@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-0239-4536>.

Шелестов Максим Сергійович – аспірант кафедри та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Maksym.Shelestov@iee.kpi.edu.ua

EFFECT OF TWO-STAGE FUEL COMBUSTION IN DIESEL CYLINDER ON ITS INDICATOR INDICATORS

A. Prokhorenko, S. Kravchenko, E. Solodky, M. Shelestov

The use of two-stage fuel injection into the diesel cylinder is an effective means of reducing the noise of its operation and reducing emissions of nitrogen oxides with exhaust gases. In this work, a computational-experimental study is based on a method in which part of the experimental indicator is replaced by the results of its numerical synthesis, performed using mathematical modeling of processes in the engine cylinder. The research was carried out on an experimental single-cylinder engine Ch8.8/8.2, equipped with a high-pressure fuel supply system. The mathematical model of working processes in the cylinder of the experimental engine is developed and identified. When studying the effect of two-stage combustion on the indicator process of the engine, the parameters that determine the law of fuel combustion, i.e. the angles of the beginning of the injection of the main and pilot portions of fuel changed.

It is shown that the value of the indicator efficiency of the cycle is almost independent of the introduction and advancement at the angle of rotation of the crankshaft of the moment of pre-combustion at a constant ignition moment of the main portion of

the fuel. However, reducing the starting angle of the pilot fuel injection leads to an increase in the maximum pressure of the cycle p_z and the maximum rate of pressure rise, as a consequence of increasing engine noise.

It is proved that it is possible to start the ignition of the main portion of the fuel without a significant decrease in the average indicator pressure and with a decrease in the values of p_z and $dr/d\phi_{max}$ when creating pre-combustion of fuel by 20 degrees turning the crankshaft to the main. The rational angle of advance of the injection of the pilot portion of fuel is 10 ... 12 deg. turning the crankshaft to inject the main portion. The obtained results show that the proposed measures - the introduction of pre-combustion 10... 25% of the cycle feed - can reduce the noise level of the engine while maintaining the level of the average indicator pressure and reduce the maximum cycle pressure.

Keywords: diesel engine; two-stage injection; fuel supply; mathematical modeling; indicator diagram.

І.В. Парсаданов, І.В. Рикова

УРАХУВАННЯ ШКІДЛИВОЇ ДІЇ ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ ПРИ КОМПЛЕКСНІЙ ОЦІНЦІ ВИТРАТИ ПАЛИВА І ТОКСИЧНОСТІ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

За останні десятиріччя дослідження процесів згорання в двигунах внутрішнього згорання, додаткова обробка відпрацьованих газів привели до скорочення шкідливих викидів (оксиду азоту NO_x , незгорілих вуглеводнів C_nH_m , оксиду вуглецю CO і твердих частинок $ТЧ$). Однак особисту занепокоєність у науковців і міжнародної спільноти викликає збільшення при експлуатації енергетичних установок викиду в навколишнє середовище діоксиду вуглецю CO_2 , що сприяє підвищенню «парникового ефекту». Для визначення ефективних технічних рішень із удосконалення дизельних двигунів з метою зниження витрати палива та викидів шкідливих речовин з відпрацьованими на кафедрі двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» запропонований безрозмірний комплексний критерій паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів, який надає інформацію щодо економічної і екологічної досконалості дизельних двигунів. Проте цей критерій не враховує дію на навколишнє середовище викидів CO_2 .

В роботі розглянуті умови урахування шкідливої дії CO_2 з використанням методу комплексної оцінки витрати палива і токсичності відпрацьованих газів. Масовий викид CO_2 для кожного режиму роботи дизельного визначається, якщо відомі елементарний склад палива, його молекулярна маса, теплота згорання і витрата, склад і витрата повітря, а також параметри навколишнього середовища. Для забезпечення об'єктивної оцінки дії CO_2 , що викидається із ВГ дизелів, на людину і навколишнє середовище необхідно впроваджувати відповідні поправки, які характеризують його показник відносної агресивності. В першу чергу, це поправка, що враховує дію CO_2 на різні реципієнти, крім людини, та поправка, що враховує можливість накопичення речовини в компонентах навколишнього середовища та в ланцюгах живлення, а також надходження його в організм людини неінгаляційним шляхом. Для обґрунтування і впровадження введення таких поправок необхідний об'єктивний науковий підхід, що враховує усі складові щодо визначення негативного впливу CO_2 на людину і навколишнє середовище: парниковий ефект, зміна клімату як при безпосередньому впливі, так і довгостроковій перспективі.

Ключові слова: діоксид вуглецю; паливно-екологічний критерій; витрата палива; токсичність відпрацьованих газів

Вступ

В останні роки найбільш важливими для людства стають проблеми споживання органічних енергоносіїв, в першу чергу, нафтового палива та забруднення навколишнього середовища. До одних з основних споживачів палива та забруднювачів навколишнього середовища відносять дизельні двигуни, які встановлюються на автомобільний, залізничний, морський транспорт, сільгоспмашини, дорожньо-будівельну та іншу техніку. Тому практично всіма країнами світу планується зниження споживання нафтових моторних палив, включаючи їх заміщення альтернативними енергоносіями, а також зниження викиду токсичних речовин з відпрацьованими газами (ВГ) двигунів. При цьому необхідно відмітити, що оцінка негативного впливу двигунів на людей і навколишнє середовище у порівнянні із іншими енергетичними установками традиційно проводиться головним чином на стадії експлуатації не включаючи інші стадії повного життєвого циклу, таких як видобуток сировини, виробництва конструктивних та експлуатаційних матеріалів, виготовлення деталей та агрегатів, складання та утилізація двигунів після експлуатації.

До токсичних речовин ВГ, які при експлуата-

ції наносять як прямий, так і непрямий негативні впливи на людину або навколишнє середовище відносять оксиди азоту (NO_x), незгорілі вуглеводні (C_nH_m), оксид вуглецю (CO) і тверді частинки ($ТЧ$). Перелічені токсичні речовини є продуктами окислення азоту атмосферного повітря, неповного згорання палива, а також сажовими частинками, оксидами сірки, з'єднаннями свинцю, золи, утворення яких пов'язано із складом палива, а також із попаданням мастила та частинок зношування деталей двигуна в камеру згорання.

В останні десятиріччя особисту занепокоєність у науковців і міжнародної спільноти викликає збільшення при експлуатації енергетичних установок викиду в навколишнє середовище діоксиду вуглецю (CO_2), що сприяє підвищенню «парникового ефекту». При експлуатації двигунів CO_2 потрапляє в навколишнє середовище із ВГ, вплив його має свої особливості і його класифікують, як непрямий негативний [1, 2, 3].

Визначення ефективних технічних рішень із удосконалення дизельних двигунів з метою зниження витрати палива та викидів шкідливих речовин з (ВГ) вимагає комплексного підходу. На кафедрі двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету

«Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ») запропонований безрозмірний комплексний критерій паливної економічності і токсичності ВГ [3, 4], який дозволяє враховувати ступінь навантаження і тривалість роботи двигуна на найбільш представницьких режимах експлуатації. Використання такого критерію надає інформацію щодо економічної і екологічної досконалості дизельних двигунів при відносно простих і доступних обсягах випробувань. Проте цей критерій не враховує дію на навколишнє середовище викидів CO_2 .

Ціллю даної роботи є визначити умови ураження шкідливої дії діоксиду вуглецю при комплексній оцінці витрати палива і токсичності відпрацьованих газів дизельних двигунів.

Особливості шкідливої дії діоксиду вуглецю(вуглекислого газу) на організм людини та навколишнє середовище

Діоксид вуглецю (CO_2) одна із складових повітря і не вважається отруйним для організму людини. Тільки підвищені його концентрації у повітрі до 0,2–0,4 % (2000–4000 ppm) та більше вказаного рівня, що можливе при окремих видах виробництва, викликає у людини задушливий ефект і слабкість. Тому діоксид вуглецю відносять до шкідливих речовин IV класу небезпеки.

Відповідно діючих міжнародних стандартів нормальний рівень CO_2 у повітрі складає 300 – 400 ppm, а максимальний рівень CO_2 не повинен перевищувати 900 – 1000 ppm.

Проте відомо, що викиди діоксиду вуглецю із ВГ двигунів внутрішнього згорання і, відповідно, дизельних двигунів, пов'язані із деградаційними процесами переходу «матерія – енергія». Наслідком таких переходів є парниковий ефект [5, 6], як фактор глобального порушення екологічної рівноваги, пов'язаний із глобальним потеплінням. Тобто однією із особливостей «парникового ефекту» є те, що в його утворенні певну роль (поряд з кисневмісними вуглеводнями, метаном і твердими частинками) грає діоксид вуглецю – продукт повного згорання вуглеводневих палив. Якщо безпечна межа викидів CO_2 , пов'язана з виробленням енергії, буде перевищена, то підігрів поверхні планети Земля може вплинути на рослинний і тваринний світ, викликати танення полярних льодів, що в свою чергу призведе до зміни клімату планети.

Глобальне потепління, його можливі причини та методи боротьби з ним, вплив ДВЗ на парниковий ефект викликають в цей час серйозні суперечки як серед наукової і не наукової спільноти, так і се-

ред політиків [7, 8] потребує окремого вивчення і в даній роботі не розглядаються.

Відмітимо тільки той визначений факт, що збільшення рівнів викидів CO_2 з продуктами спалювання вуглеводневих палив за останні п'ятирічні цикли становить в середньому менше 6% від відповідного зростання вмісту CO_2 у тропосфері [6, 7, 8]. Також слід зазначити, що якби "умовно" людство змогло знизити споживання викопних палив до рівня 1970 р., то зростання середньорічної глобальної температури повітря при сучасному стані екосфери тривало би ще багато десятиліть і можливо лише трохи відсунуло би за часом глобальне потепління як результат діяльності людства [5].

Проте спеціалістам в галузі теплової енергетики необхідно прагнути до реалізації напрямків щодо скорочення як забруднення навколишнього середовища токсичними речовинами, так і викидами CO_2 усіма видами енергетичних установок, важливою складовою яких є дизельні двигуни. Поліпшення експлуатаційної паливної економічності, удосконалення систем нейтралізації ВГ, поширення застосування альтернативних палив, масштабне використання відновлюваних джерел енергії, поширення застосування гібридних двигунів – є невідкладною для вирішення задачею.

Важливим фактором скорочення забруднення навколишнього середовища є економне та розумне споживання енергії.

Врахування шкідливої дії діоксиду вуглецю відпрацьованих газів ДВЗ на людину і навколишнє середовище

Для визначення шкідливої дії на організм людини та навколишнє середовище діоксидів вуглецю ВГ дизельних двигунів розглянемо можливість використання методу комплексної оцінки витрати палива і токсичності [4]. Цей метод заснований на визначенні паливо-екологічного критерію, який розроблено на основі накопиченої і вивченої науково-технічної інформації, заснованої на збереженні природних паливно-енергетичних ресурсів і зменшенні забруднення атмосферного повітря при експлуатації дизельних двигунів різного призначення.

Паливно-екологічний критерій враховує ступінь завантаження дизельного двигуна в експлуатації і фактор часу, що характеризує тривалість роботи двигуна на фіксованому режимі, та надає інформацію про сумарні витрати на паливо і відшкодування збитку від шкідливого впливу токсичних викидів ВГ на навколишнє середовище. Оцінка експлуатаційних показників паливної економічності та токсичності викидів ВГ надається за результатами стендових випробувань при мінімальному їхньому обсязі.

Для визначення паливно-екологічного критерію пропонується використовувати формулу

$$K_{ПЕ} = \eta_{е.екс} \cdot \beta. \quad (1)$$

У формулі (1) $\eta_{е.екс}$ – експлуатаційний ефективний ККД дизельного двигуна, а β – коефіцієнт відносних експлуатаційних екологічних витрат, які, в свою чергу, визначаються як

$$\beta = (B_{ПЕ} - B_E) / B_{ПЕ}, \quad (2)$$

де $B_{ПЕ}$ – сумарні витрати на паливо та на відшкодування екологічного збитку при експлуатації двигуна, B_E – витрати на відшкодування екологічного збитку при експлуатації двигуна.

При використанні критерію враховується вплив на навколишнє середовище нормованих для дизельних двигунів шкідливих речовин – NO_x , C_nH_m , CO і $TЧ$. Оцінка двигунів як джерел забруднення навколишнього середовища проводиться з урахуванням масового викиду цих токсичних компонентів, їх агресивності і шкоди, що ними завдається. В свою чергу, агресивність токсичних компонентів рівень шкоди, що ними завдається, визначається значенням гранично допустимої за санітарними нормами концентрації конкретної речовини в атмосферному повітрі. Тобто показник відносної агресивності залежить від ступеня його впливу на людину і навколишнє середовище і може бути уточнений в міру накопичення знань про ці впливи. За нормативний еталон приймається, як правило, оксид вуглецю. Для оцінок нормованих складових шкідливих викидів ВГ дизельних двигунів в даний час приймаються такі показники відносної агресивності: $a_{CO} = 1$; $a_{C_nH_m} = 3,16$; $a_{NO_x} = 41,1$; $a_{TЧ} = 200$ [2, 3].

Відповідно до методики, наведеної у роботі [4] сумарні витрати на відшкодування екологічного збитку від шкідливого впливу на навколишнє середовище ВГ при спалюванні палива, що віднесені до одиниці потужності, для усіх представницьких фіксованих режимів моделі експлуатації двигуна визначаються у наступній послідовності.

Якщо відомі показник відносної агресивності (a) та масовий викид для кожної із врахованих шкідливих речовин ВГ дизельного двигуна, то є можливість визначити приведені масовий викид шкідливих речовин $G_{ШВпр}$, який буде дорівнювати

$$G_{ШВпр} = \sum_{k=1}^N (a_k G_k), \quad (3)$$

де a_k – показник відносної агресивності k -го компонента токсичних викидів; G_k – масовий викид k -го компоненту; N – загальна кількість врахованих то-

ксичних компонентів, які викидаються в навколишнє середовище з ВГ.

Тоді для будь-якого джерела забруднення абсолютний збиток в одиницю часу, який завдається шкідливими викидами можна визначити за формулою

$$V = \delta \sigma f G_{ШВпр}, \quad (4)$$

де δ – розмірний коефіцієнт, який призначений для переводу бальної оцінки збитку, що завдається шкідливими викидами навколишньому середовищу, в вартісну;

σ – безрозмірний показник відносної небезпеки забруднення для різних територій;

f – безрозмірний коефіцієнт, що враховує характер розсіювання ВГ в атмосфері.

Сумарні витрати на відшкодування екологічного збитку від шкідливого впливу на навколишнє середовище ВГ при спалюванні палива, що віднесені до одиниці потужності для усіх представницьких фіксованих режимів моделі експлуатації двигуна, будуть дорівнювати

$$B_E = \frac{\sum_{i=1}^z (G_{Pi} \cdot \overline{V_{Ei}} \cdot P_i)}{\sum_{i=1}^z (N_{Ei} \cdot P_i)}, \quad (5)$$

де z – кількість представницьких фіксованих режимів моделі експлуатації двигуна.

У нашому випадку при використанні запропонованої методики для визначення $G_{ШВпр}$ і, відповідно, V та B_E дизельного двигуна, розглянемо можливість окрім NO_x , C_nH_m , CO і $TЧ$ додатково враховувати шкідливу дію викидів з ВГ CO_2 .

Визначення масового викиду та показника відносної агресивності діоксиду вуглецю, як шкідливого викиду, в навколишнє середовище з відпрацьованими газами дизельних двигунів.

Для оцінки впливу на навколишнє середовище діоксиду вуглецю необхідно мати данні щодо масового викиду оксиду вуглецю (CO_2) на кожному з режимів моделі експлуатації та визначити для нього показник відносної агресивності.

Масовий викид діоксиду вуглецю для кожного з представницьких фіксованих режимів моделі експлуатації дизельного двигуна при повному згорянні палива визначається якщо відомі елементарний склад палива, його молекулярна маса, теплота згоряння і витрата, склад і витрата повітря, а також параметри навколишнього середовища. Ці дані не складно одержати при проведенні стендових випробувань двигуна.

Показник відносної агресивності діоксиду вуглецю (a_{CO_2}), тобто рівень шкоди, що ним завдається, буде визначатися, як і для інших шкідливих ре-

човин, показником відносної небезпеки присутності даної речовини в повітрі (умов.кг/кг) [3], що вдихається людиною (a_{CO_2}), та відповідними поправками.

Показник a_{CO_2} характеризується значеннями гранично допустимої концентрації цього газу у робочій зоні (ГДК_{рз}) і середньо добової концентрації (ГДК_{сд}) та визначається відносно оксиду вуглецю (СО), як найбільш широко вивченої за впливом на організм людини та навколишнє середовище шкідливо речовиною. Таким чином, визначається у скільки разів аналізований забруднювач (в даному випадку – СО₂) більш небезпечний при пот-

раплянні в атмосферу, ніж оксид вуглецю СО. При цьому концентрація у робочій зоні буде характеризувати вплив СО₂ безпосередньо на людину в даній конкретний час, а середньодобова концентрація – ступень забруднення повітря протягом тривалого періоду.

$$a_i = \sqrt{\frac{\text{ГДК}_{\text{с.д.СО}} \cdot \text{ГДК}_{\text{р.з.СО}}}{\text{ГДК}_{\text{с.д.СО}_2} \cdot \text{ГДК}_{\text{р.з.СО}_2}} \quad (6)$$

Значення гранично допустимих концентрацій і показника відносної агресивності нормованих шкідливих викидів ВГ дизельних двигунів і діоксиду вуглецю наведені у таблиці.

Таблиця. Допустимі концентрації і показники відносної агресивності нормованих шкідливих викидів ВГ і діоксиду вуглецю для дизельних двигунів

Шкідливі викиди ВГ дизельних двигунів	ГДК, мг/м ³		Показник відносної агресивності (a_i)
	В робочій зоні	Середньодобова	
Оксид вуглецю	20	3	1
Вуглеводні	100	1,5	0,63
Оксиди азоту	2	0,04	27,4
Тверді частинки	–	–	200
Діоксиду вуглецю	1830	730	0,00012

Примітки:

1. При визначенні a_{CO_2} значення ГДК в робочій зоні і середньодобової ГДК для діоксиду вуглецю приймалися максимальними відповідно до рівня міжнародних стандартів.

2. Не зважаючи на те, що забруднення повітря ТЧ є серйозною проблемою на цей час ГДК для ТЧ відпрацьованих газів транспортних дизельних двигунів не існують. Це пов'язано із складною і неоднозначними їхньої фракційною структурою і впливом на людину. Проте, враховуючи сумарний високий рівень токсичності, значення показника відносної агресивності для ТЧ приймається рівним 200.

Тобто, якщо орієнтуватися на значення ГДК, то вплив діоксиду вуглецю в порівнянні із іншими шкідливими речовинами край незначний.

Враховуючи напрямки шкідливої дії діоксиду вуглецю на людину і навколишнє середовище, до таких поправок можуть бути віднесено [2,3]:

α_i – поправка, що враховує можливість накопичення речовини в компонентах навколишнього середовища та в ланцюгах живлення, а також надходження її в організм людини неінгаляційним шляхом;

β_i – поправка на ймовірність утворення за участю вихідних речовин, викинутих в атмосферу, вторинних забруднювачів, небезпечніших за вихідні;

δ_i – поправка, що враховує дію речовини на різні реципієнти, крім людини;

λ_i – поправка на ймовірність вторинного закидання речовини в атмосферу після осідання.

Так для оксидів азоту поправка, що враховує дію речовини на різні реципієнти, крім людини $\delta_{NOx} = 1,5$, а для вуглеводнів поправка, що враховує ймовірність утворення за участю вихідних речовин, викинутих в атмосферу, вторинних забруднювачів, небезпечніших за вихідні $\beta_{CnHm} = 5$.

Виходячи з цього для забезпечення об'єктивної оцінки дії діоксиду вуглецю, що викидається із ВГ дизелів, на людину і навколишнє середовище необхідно впроваджувати відповідні поправки, які характеризують його показник відносної агресивності. В першу чергу, це поправка, що враховує дію діоксиду вуглецю на різні реципієнти, крім людини – δ_i , та поправка, що враховує можливість накопичення речовини в компонентах навколишнього середовища та в ланцюгах живлення, а також надходження його в організм людини неінгаляційним шляхом α_i .

Для обґрунтування і впровадження введення таких поправок необхідний об'єктивний науковий

підхід, що враховує усі складові щодо визначення негативного впливу діоксиду вуглецю (CO₂) на людину і навколишнє середовище: парниковий ефект, зміна клімату як при безпосередньому впливі, так і довгостроковій перспективі.

Висновки

До невідкладних проблем сучасності, що потребує вирішення відноситься значне збільшення споживання органічних енергоносіїв, в першу чергу, нафтового палива та забруднення навколишнього середовища. Викид із відпрацьованими газами дизельних двигунів діоксиду вуглецю оказує негативний вплив на навколишнє середовище, сприяє підвищенню «парникового ефекту».

1. Для урахування шкідливої дії діоксиду вуглецю, що викидається в навколишнє середовище при експлуатації дизельних двигунів розглянуто можливість використання методу комплексної оцінки витрати палива і токсичності відпрацьованих газів, який засновано на визначенні паливо-екологічного критерію.

2. Визначення масового викиду діоксиду вуглецю для кожного режиму роботи дизельного визначається, якщо відомі елементарний склад палива, його молекулярна маса, теплота згорання і витрата, склад і витрата повітря, а також параметри навколишнього середовища.

3. Для показника відносної агресивності діоксиду вуглецю не можна орієнтуватися на значення ГДК, а необхідно впроваджувати поправки, які враховують дію діоксиду вуглецю на різні реципієнти, крім людини та можливість накопичення речовини в компонентах навколишнього середовища, в ланцюгах живлення, а також надходження його в організм людини неінгаляційним шляхом.

4. Обґрунтування і впровадження вказаних поправок повинно бути забезпечено на основі об'єктивного наукового підходу, що враховує усі складові негативного впливу діоксиду вуглецю на людину і навколишнє середовище: парниковий ефект, зміна клімату як при безпосередньому впливі, так і довгостроковій перспективі.

Список літератури:

1. Канило П.М. Глобальное потепление климата. Антропогенно – экологическая реальность: монография / П.М. Канило. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 312 с. 2. Марченко А.П., Парсаданов І.В., Товажнянський Л.Л., Шеховцов

А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах, Т. 5 Екологізація ДВЗ – 2-е видання / За редакцією проф. А.П. Марченко. – Х.: Видавничий центр НТУ "ХПІ", 2014.– 348 с. 3. Звонов В.А. Образование загрязнений в процессах сгорания / В.А. Звонов – Луганск: Издательство Восточнoукраинского государственного университета, 1998.– 126 с. 4. Parsadanov I. Complex assessment of fuel efficiency and diesel exhaust toxicity / I. Parsadanov, A. Marchenko, M. Tkachuk, S. Kravchenko, A. Polyvianchuk, A. Strokov, I.V. Gritsuk, I. Rykova, A. Savchenko, O. Smirnov, Y. Postol, V.Savchuk // SAE Technical Papers 2020-01-2182. – 2020. 5. Глобальні енерго-еколого-кліматичні проблеми та невідкладність їх вирішення: підручник / П.М. Канило, А.М. Туренко, А.В. Грещенко, Н.В. Внукова. – Харків: ХНАДУ, 2020.– 388 с. 6. Канило П.М. Тепловая энергетика ДВС и глобальное потепление климата / П.М. Канило, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. –2015. – №2. – С.57-69. 7. Reitz R. D., Ogawa H., Payri R., Fansler T., ... Wagner R. M. & Zhao, H. IJER editorial: The future of the internal combustion engine // International Journal of Engine Researc. – 2020. – Vol.21, iss.1. – p. 3-10. 8. Liu, Zongwei&Hao, Han & Cheng, Xiang & Zhao, Fuquan, Critical issues of energy efficient and new energy vehicles development in China // Energy Policy. –2018. – vol. 115(C). – p. 92-97.

Bibliography (transliterated):

1. Kaniilo, P.M. (2015). Global climate warming. Anthropogenic - ecological reality: monograph [Hlobalnoe poteplyeniye klymata. Antropohenno – ekologicheskaya realnost: monografyia], Kh.: KhNADU, 312 p. 2. Marchenko, A.P., Parsadanov, I.V., Tovazhnyansky, L.L., Shekhovtsov, A.F. (2014), Internal combustion engines: A series of textbooks in 6 volumes. V.5. The Environmentalization of ICE. 2nd ed. Kharkov [Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: Seria pidruchnykiv u 6 tomakh, T. 5 Ekolohizatsiia DVZ – 2-e vydannia], NTU "KPI" publishing center, 348p. 3. Zvonov, V.A. (1998), Formation of pollution in combustion processes [Obrazovanye zahriazneniy v protsessakh shoranyia], Lugansk: East Ukrainian State University Publishing House, – 126 p. 4. Parsadanov, I., Marchenko, A., Tkachuk, M., Kravchenko, S., Polyvianchuk, A., Strokov, A., Gritsuk, I.V., Rykova, I., Savchenko, A., Smirnov, O., Postol, Y., Savchuk, V. (2020), Complex assessment of fuel efficiency and diesel exhaust toxicity, SAE Technical Papers 2020-01-218, DOI:10.4271/2020-01-2182. 5. Kaniilo, P.M., Turenko, A.M., Gritsenko, A.V., Vnukov, N.V. (2020), Global energy-environmental-climatic problems and inconsistency of their manifestations: assistant [Hlobalni enerho-ekoloho-klimatychni problemy ta nevidkladnist yikh vyrishennia: pidruchnyk], Kharkiv: KhNADU, 388 p. 6. Kaniilo, P.M., Marchenko, A.P., Parsadanov, I.V. (2015), "Thermal power engineering of internal combustion engines and global warming", Internal combustion engines, ["Teplovaia enerhetyka DVS y hlobalnoe poteplyeniye klymata", Dvyhately vnutrenneho shoranyia], No. 2, p.p.57-69. 7. Reitz, R. D., Ogawa, H., Payri, R., Fansler, T., ... Wagner, R. M. & Zhao, H. (2020), "IJER editorial: The future of the internal combustion engine", International Journal of Engine Researc, Vol.21, iss.1, p.p. 3-10, DOI: 10.1177/1468087419877990. 8. Liu, Zongwei&Hao, Han & Cheng, Xiang & Zhao, Fuquan (2018), Critical issues of energy efficient and new energy vehicles development in China, Energy Policy, vol. 115(C). p.p. 92-97. DOI: 10.1016/j.enpol.2018.01.006.

Надійшла до редакції 08.06.2022 р.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, проф., головний наук. співр. кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail; pasadanov@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0003-0587-4033>.

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

ACCOUNTING FOR THE HARMFUL EFFECT OF CARBON DIOXIDE IN COMPREHENSIVE ASSESSMENT OF FUEL CONSUMPTION AND EXHAUST GASES TOXICITY DIESEL ENGINES

I.V. Parsadanov, I.V. Rykova

Over the past decades, research into combustion processes in internal combustion engines, additional processing of exhaust gases has led to a reduction in harmful emissions (nitrogen oxide NO_x , unburned hydrocarbons C_nH_m , carbon monoxide CO and particulate matter). However, personal concern among scientists and the international community is caused by the increase in CO_2 carbon dioxide emissions into the environment during the operation of power plants, which contributes to the increase of the "greenhouse effect". In order to determine effective technical solutions for improving diesel engines with the aim of reducing fuel consumption and emissions of harmful substances with exhaust gases, the Department of Internal Combustion Engines of the National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute" proposed a dimensionless complex criterion of fuel economy and exhaust gas toxicity, which provides information on the economic and environmental perfection of diesel engines. However, this criterion does not take into account the environmental impact of CO_2 emissions. The work considers the conditions for taking into account the harmful effects of CO_2 using the method of comprehensive assessment of fuel consumption and exhaust gas toxicity. The mass emission of CO_2 for each mode of diesel operation is determined if the elemental composition of the fuel, its molecular weight, heat of combustion and consumption, composition and consumption of air, as well as environmental parameters are known. In order to provide an objective assessment of the effect of CO_2 emitted from HG diesels on humans and the environment, it is necessary to introduce appropriate corrections that characterize its relative aggressiveness indicator. First of all, this is a correction that takes into account the effect of CO_2 on various recipients, in addition to humans, and a correction that takes into account the possibility of accumulation of the substance in the components of the environment and in food chains, as well as its entry into the human body by non-inhalation. An objective scientific approach is necessary for the justification and implementation of the introduction of such amendments, which takes into account all the components of determining the negative impact of CO_2 on humans and the environment: the greenhouse effect, climate change both in terms of direct impact and in the long-term perspective.

Keywords: carbon dioxide; fuel and ecological criterion; fuel consumption; toxicity of exhaust gases

UDC 504.064.4 : 621.431 : 389.14 : 528.088

DOI: 10.20998/0419-8719.2022.1.06

O. M. Kondratenko, V. A. Andronov, T. R. Polishchuk, N. D. Kasionkina, V. A. Krasnov

ACCOUNTING THE EMISSIONS OF ENGINE FUEL VAPORS IN THE CRITERIA-BASED ASSESSMENT OF THE ECOLOGICAL SAFETY LEVEL OF POWER PLANTS WITH RECIPROCATING ICE EXPLOITATION PROCESS

This study proposed the approach and method on its basis for carrying out of the calculated assessment of the values of the comprehensive fuel and environmental criterion of Prof. I. Parsadanov as the indicator of the ecological safety level of the exploitation process of power plants with diesel reciprocating internal combustion engine, considering the mass hourly emissions of engine fuel vapor caused by the phenomena of large and small breathing of reservoirs. The purpose of the study is to develop the method for taking into account the parameters of pollutant emissions into the environment, such as motor fuel vapors due to the phenomena of large and small breathing of the power plant fuel tanks, as an independent factor of ecological safety. The calculated assessment according to the proposed method is carried out considering the properties of engine fuel, degree of a fuel tank filling, features of model of the engine operation, daily difference of atmospheric air temperature and settings of the respiratory valve of the tank. It is found that considering the emission of engine fuel vapors caused by the phenomenon of small breathing has almost no effect on the level of environmental safety, but for the option of taking into account the effect of the phenomenon of large breathing, such an effect is significant. The scientific novelty of the obtained results is that for the first time a method for considering the emission of engine fuel vapors caused by large and small breathing of fuel tanks of reciprocating internal combustion engines in complex criteria-based assessment of ecological safety. The practical value of the obtained results is that they are suitable for quantitative and qualitative assessment of the studied effects and development on this basis of technical solutions and organizational measures to reduce or eliminate them by developing appropriate environmental protection technology with actuators on a methodological basis of environmental safety management system, including the use of other steady standardized testing cycles as models of engine operation.

Key words: environment protection technologies; ecological safety; power plants; internal combustion engines; criteria-based assessment; emission of fuel vapor; large reservoir breathing; small reservoir breathing.

Relevance of the study and problem statement

In order to provide a complex assessment of the values of ecological safety (ES) indicators of the exploitation process of power plants (PP) with diesel reciprocating internal combustion engines (RICE) [1], equipped with fuel tanks, which are essentially reusable containers (tanks) for storage of chemically active, flammable and explosive, toxic fluids, so it is advisable to use the mathematical apparatus of the complex fuel-ecological criteria of Prof. I. Parsadanov K_{fe} (NTU «KhPI»), described in the monograph [2] and improved in the monograph [1].

In the study [1] the environmental protection technology (EPT) from the negative antropogenic impact of RICE in PP during its exploitation was developed. Such EPT is based, inter alia, on the improved hierarchical classification of ES factors, the source of which is such a technical object. In addition to emissions of legislative normalized pollutants with exhaust gas (EG) flow, the classifier also includes consumption of motor fuel as a non-renewable energy resource (mineral source processing product), as well as emissions of motor fuel vapors due to the manifestations of small (SRB) and large (LRB) reservoir breathing, namely fuel tanks of PP.

However, in the structure of ES factors taken into account by the original mathematical apparatus of the K_{fe} criterion, the first of these factors is taken into account indirectly, and the second is not taken into account at all. The developed approaches to determining the ponderability of fuel consumption of RICE as the ES factor were used to study the application of the K_{fe} criterion as a separate independent ES factor in the structure of a new criterion based on the mathematical apparatus of Harrington's generalized desirability function [3]. These results were also applied to the cases of fuel and ecological efficiency assessment of RICE conversion to the consumption of motor fuels of biological origin in [4–6], taking into account the properties of this type of alternative fuel obtained in studies [7,8]. Taking into account this ES factor in combination with the existing fully corresponds to the concept of improving the mathematical apparatus of the K_{fe} criterion, developed in [1], the general provisions [9–12] of RICE and oil and fuel delivery process ecologisation, as well as the main trends in technogenic and ecological safety of enterprises for production, refining, storage and distribution of petroleum products [13].

It is also known that reusable containers (reservoirs) for chemically active, flammable and explosive, toxic fluid, which are subject to weight and inertial mechanical loads that are permanent, pulsed or oscillating, is a product of high-tech production and has a high cost [14]. Exploitation of ground-based vehicles fuel tanks is always accompanied by emissions of motor fuel va-

pors caused by the manifestations of SBR and LBR. This leads, firstly, to the waste of valuable and scarce energy resources, and secondly, to air pollution by hydrocarbons [15–17].

It also should be noted that RICE is a powerful source of environmental pollution by various physical factors, including non-renewable energy sources (motor fuel of petroleum origin) – this is a qualitative aspect of the relevance of topic of this study, they together produce up to 75 % of energy (mechanical and electrical) in our country [2] – this is a quantitative aspect of the relevance of topic of this study.

Purpose of the study is to develop the method for taking into account the parameters of pollutant emissions into the environment, such as motor fuel vapors due to the phenomena of large and small breathing of fuel tanks of the power plant, as an independent ES factor.

Problem of the study is to determine the effects of taking into account the emission of motor fuel vapors due to the phenomena of SBR and LBR of PP with RICE fuel tanks, in a complex criteria-based assessment of the ES level of exploitation of such facilities on the ESC steady standardized testing cycle (according to UNECE Regulation 49 [18, 21]) on the basis of the improved mathematical apparatus of the complex fuel-ecological criterion. **Object of the study** is the ES of the PP with RICE exploitation process, on board of which motor fuel is stored. **Subject of the study** is the contribution to the indicators of the object of the study of motor fuel vapor emission caused by the phenomena of LBR and SBR of fuel tanks of PP with RICE. The study was performed on the example of autotractor diesel engine D21A1 (2Ch10.5/12 in accordance with ISO 3046-1:2002 [19]). **Methods of the study.** Analysis of specialized scientific and technical, normative, patent and reference literature, analysis of data of bench motor tests on standardized steady test cycles, basics of the scientific discipline «Theory of RICE», improved mathematical apparatus of complex fuel-ecological criterion, method of least squares.

Tasks of the study are the following points. 1. Development of the method for the calculated assessment of the values of the complex fuel-ecological criterion with taking into account the emissions of motor fuel vapors due to the phenomena of LRB and SRB of PP fuel tanks with RICE. 2. Obtaining the initial data set for the calculation study for the ESC standardized steady testing cycle and 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine. 3. Calculated assessment of the values of the complex fuel-ecological criterion taking into account the emissions of motor fuel vapors caused by the phenomena of LRB and SRB of PP with RICE fuel tanks and analysis of its results.

Scientific novelty of the obtained results. *For the*

first time the method for taking into account the emission of motor fuel vapors caused by large and small breathing of fuel tanks of reciprocating internal combustion engines in complex criteria-based assessment of ecological safety.

Practical value of the obtained results. Method based on the proposed approach for the calculated assessment are suitable for quantitative and qualitative assessment of the studied effects and development on this basis of technical solutions and organizational measures to reduce or eliminate them by developing appropriate environmental protection technology with executive bodies on a methodological basis of environmental safety management system (ESMS), including the use of other steady standardized testing cycles as models of engine exploitation.

1. Method of calculated assessment of values of complex fuel-ecological criterion with taking into account emissions of motor fuel vapors caused by phenomena of large and small breathing of fuel tank of power plant

It is a well-known fact that the storage of motor fuels, both separately and on board the PP with RICE, is accompanied by negative effects of emissions of motor fuel vapors into the atmospheric air by the mechanisms of LRB and SRB [15–17].

LRB for fuel tank is a phenomenon of emission of motor fuel vapors into the atmospheric air, which has a volley character, which is caused by displacement of gaseous fluid from the tank by dripping liquid at its full or partial filling (refueling) through regulated or unregulated shut-off valve.

SRB for fuel tank is a phenomenon of emission of motor fuel vapors into the atmospheric air, which has a volley character, which is due to cyclical changes in temperature (daily fluctuations of air temperature and barometric pressure) during operation of the PP with RICE or tank, which causes alternating evaporation and condensation of liquid motor fuel and the corresponding change in the value of the pressure of its saturated vapors in the tank, the lack and excess of which is compensated by mass exchange with environment air through the adjusted two-way valve in the shut-off body of the tank.

In general, losses of petroleum products during their storage in tanks are divided into the following [14–17]: a) from leaks in leaky housings and loosely closed shut-off bodies of tanks and their pipelines and fittings b) from mixing different types and grades of petroleum products in the same tank during alternating refueling; c) from evaporation when expelled to atmospheric air vapor-air mixture. The phenomena of LRB and SRB are types of loss of petroleum products during their storage in tanks by evaporation. Such losses also include: a) from tank ventilation and ejection of fuel

vapor; b) from the saturation of air over the free surface of the oil product with its vapor. Therefore, since the phenomena of LRB and SRB are accompanied by mass hourly emission motor fuel vapors from PP with RICE during its exploitation, it is possible and appropriate to develop a methodology and implement on its basis the calculated assessment of ES level of this process using improved mathematical apparatus of complex fuel-ecological criterion K_{fe} .

1.1 Analysis of the criterion mathematical apparatus

The value of the K_{fe} criterion for the i -th steady regime of RICE operation with the value of the weight factor WF is determined by formula (1.1) [1,2], and the place in it of mass hourly emissions of motor fuel vapors caused by LRB and SRB, in this paper proposed by formula (1.2).

$$K_{fe} = (3600 \cdot N_e) / (H_u \cdot G_{fuel}) \times G_{fuel} \cdot 10^3 / \left(G_{fuel} + \sigma \cdot f \cdot \sum_{m=1}^h (A_k \cdot G_k) \right), \% \quad (1.1)$$

$$\sum_{m=1}^h (A_k \cdot G_k) = A(PM) \cdot G(PM) + A(NO_x) \cdot G(NO_x) + A(C_n H_m) \cdot G(C_n H_m) + A(CO) \cdot G(CO) + A(RB) \cdot G(RB) \quad , \text{ kg/h} \quad (1.2)$$

where N_e – the RICE effective power, kW; G_{fuel} – mass hourly fuel consumption, kg/h; H_u – lower heat of combustion of motor fuel, MJ/kg; G_k – mass hourly emission of the k -th pollutant component of EG, kg/h; A_k – dimensionless indicator of the relative aggressiveness of the k -th pollutant component of EG; h – total number of legally regulated polluting components in EG; σ – dimensionless indicator of the relative risk of pollution in different areas; f – dimensionless coefficient that takes into account the nature of EG scattering in the atmosphere.

1.2 Method of determining the value of motor fuel vapor emissions and taking into account this factor of ecological safety in a complex criteria-based assessment

As mentioned above, to implement the solution of the scientific and technical problem, it is proposed to introduce into the structure of formula (1.2) as a component of formula (1.1) the component $G(RB) \cdot A(RB)$, which is the product of mass hourly emissions of motor fuel due to LRB and SRB $G(RB)$ and dimensionless indicator of relative aggressiveness of motor fuel vapor $A(RB)$.

As the value of $A(RB)$ is proposed to use the value of the ponderability of the fuel component of the K_{fe} criterion, averaged over the entire field of operational regimes of 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine,

defined in previous studies by equating expressions for partial derivatives of K_{je} by G_{fuel} and G_k . Then we take $A(RB) = A_{fuel} = 38.4$. Then the diagram of the share contribution of the ponderability of emission of motor fuel vapors has the form shown in Fig. 1.

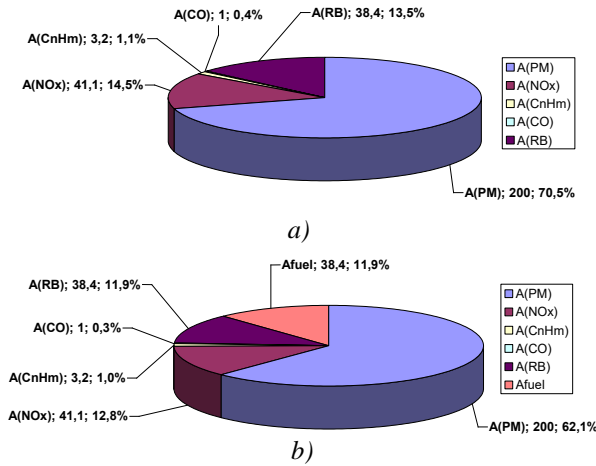


Fig. 1. Share contribution of A(RB) to the structure of the ponderability of ES factors in the mathematical apparatus of the K_{je} criterion without taking into account the ponderability of fuel consumption (a) and with taking it into account (b)

The value of the emission $G(RB)$ is proposed to be defined as the sum of the emission at LRB $G(SB)$ and the emission at SRB $G(IB)$ of the tank by formula (1.3). The mass hourly emission $G(SB)$ is determined by formula (1.4).

$$G(RB) = G(SB) + G(IB), \text{ kg/h}, \quad (1.3)$$

$$G(SB) = M(SB) / \tau_{SB}, \text{ kg/h}, \quad (1.4)$$

where $M(SB)$ – mass of volley emissions of motor fuel vapor, kg; τ_{SB} – time between volleys of emissions, h.

The method based on the following assumptions has been developed to determine the $G(SB)$ emission values: a) the PP fuel tank equipped with the studied RICE is refueled with a new portion only after full consumption of motor fuel; b) the volume of the portion of fuel when refueling the fuel tank corresponds to its full volume; c) the regime of operation of the PP with RICE is variable, the duration of the shift is 8 hours without a break, for the day the PP operates 1 (8 hours), 1.5 (12 hours), 2 (16 hours) or 3 (24 hours) shifts; d) the model of exploitation of such PP is ESC steady standardized testing cycle, containing 13 steady-state regimes of operation; e) during the operation of the PP there are no significant fluctuations in temperature and humidity, barometric pressure and other meteorological parameters; e) when emptying the fuel tank and filling it with a new portion of motor fuel, its vapors does not mix with atmospheric air, i.e. the emission consists exclusively of fuel vapor and does not contain air; g) the velocity of the fluid in the processes of both emptying and filling the fuel tank is negligible.

The fuel tank of the T-25 tractor equipped with a 2Ch10.5/12 diesel engine can contain up to 45 liters of liquid fuel [9,22]. Taking into account the following accepted assumptions, we will be impressed that at full refueling of the fuel tank of such PP the volume of motor fuel vapors $V(SB)$ is equal to the volume of the fuel tank, i.e. $V(SB) = 4,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3$. In this case, taking into account that the molar mass of diesel fuel grade «3» $\mu_{fuel} = 172.3 \text{ g/mol}$ [23], and the process itself takes place at a pressure equal to normal atmospheric magnitude $p_0 = 101325 \text{ Pa}$, and the atmospheric air temperature $t_0 = 300 \text{ K}$ (27 °C), the mass of the volley emission $M(SB)$ of fuel vapor will be 0.314 kg at the vapor density of fuel in the tank $\rho = 6.978 \text{ kg/m}^3$.

The duration of the period of time between volleys of fuel vapor emission τ_{SB} can be determined by the regime values of the time of consumption of the entire fuel tank of the PP with RICE τ_{ff} , parameters of the DPA operation model and data on the EU operation mode equipped with this SEA. The value of the duration of the period τ_{ff} for a single RICE steady regime of operation is determined by formula (1.5).

$$\tau_{ff} = M_{fuel} / G_{fuel}, \text{ h}, \quad (1.5)$$

where M_{fuel} – mass of fuel in a fully filled PP fuel tank, kg; G_{fuel} – RICE mass hourly fuel consumption, kg/h.

The value of mass M_{fuel} is 38.25 kg at a density of liquid motor fuel $\rho_{fuel} = 850 \text{ kg/m}^3$ under normal conditions [17]. The distribution of the values of the value of τ_{ff} in the field of operating regimes of the 2Ch10.5/12 diesel engine is shown in Fig. 2,a. It shows that the average value of τ_{ff} in this field is 23.019 hours. Then the amount of emission $G(SB)$ is determined by formula (1.6).

$$G(SB) = M(SB) / \tau_{ff} = G_{fuel} \cdot M(SB) / M_{fuel} = G_{fuel} \cdot 8.209 \cdot 10^{-3}, \text{ kg/h}. \quad (1.6)$$

The consumption time per unit mass (1 kg) of diesel fuel by the 2Ch10.5/12 diesel engine τ_{f1} is determined by formula (1.7).

$$\tau_{f1} = 1 / G_{fuel}, \text{ h}. \quad (1.7)$$

The distribution of values of time τ_{f1} in the field of operating regimes of the 2Ch10.5/12 diesel engine is shown in Fig. 2,b. This figure shows that the average value of τ_{f1} in this field is 0.602 hours.

The distribution of emission values $G(SB)$ and $G(IB)$ on the field of of operating regimes of the diesel engine 2Ch10.5/12 is shown in Fig. 2,c and Fig. 2,d. It shows that the average value of $G(SB)$ in this field is 0.018 kg/h and such value of $G(SB)$ is 0.0011 kg/h.

Graph of the dependence of the total average (on the field of operating regimes), maximum (nominal effective power regime) and minimum (minimum idling regime) mass emission of fuel vapors on the LRB mechanism for 1 working day the source of which is the PP with the 2Ch10.5/12 diesel engine, $M_{\Sigma}(SB)$ from the duration of the working shift τ_w is shown in Fig. 3.

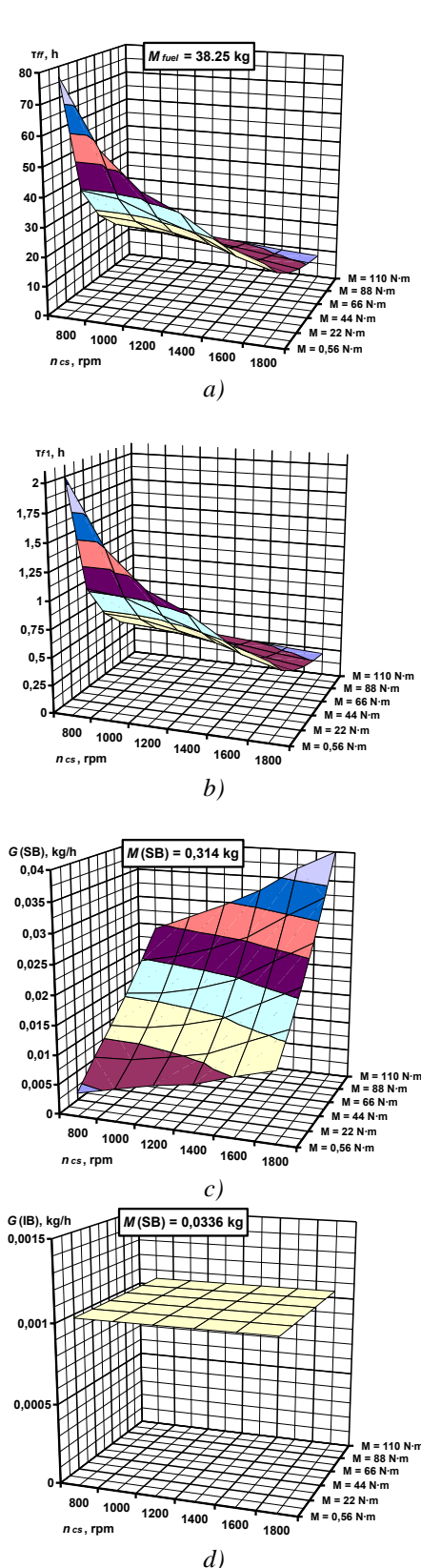


Fig. 2. Distributions of magnitudes of value τ_{ff} (a), value τ_{fi} (b), values of emission $G(SB)$ (c), emission $G(IB)$ (d) on the field of operating regimes of the 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine

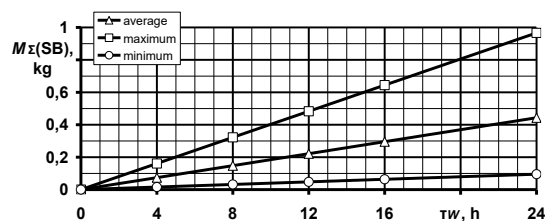


Fig. 3. Graph of the dependence of the total daily mass emission $M_{\Sigma}(SB)$ on the duration of the working shift τ_w of PP with 2Ch10.5/12 diesel engine

To determine the values of the mass hourly emission of motor fuel vapor emitted by the phenomenon of SRB, $G(IB)$, the following method is proposed according to which the emission value of $G(IB)$ will be determined by formula (1.8).

$$G(IB) = M(IB) / \tau_{IB}, \text{ kg/h}, \quad (1.8)$$

where $M(IB)$ – mass of volley emissions of motor fuel, kg; τ_{IB} – duration of the period of time between volleys of emissions, h.

Given that the main driving force of the emission of motor fuel vapors in the SRB phenomena in the PP is the daily air temperature difference Δt_0 , and the emission leads to its increase, which occurs once a day, then the time τ_{IB} will be 1 day, i.e. 24 hours.

The mass of fuel vapor emission $M(IB)$ is defined as the sum of two values, one of which is due to the increase in saturated vapor pressure of motor fuel $M_f(IB)$, and the second is due to increase in gaseous pressure in the isochoric process when heated $M_t(IB)$, i.e. by formula (1.9).

$$M(IB) = M_f(IB) + M_t(IB), \text{ kg}. \quad (1.9)$$

According to the official information server of the Kharkiv Regional Center for Hydrometeorology [24] and the independent Internet resource Meteopost [25], the largest diurnal temperature differences on the planet are areas with a sharply continental climate, including deserts. In summer, the air temperature in the Sahara desert reaches 50 °C during the day (and solids up to 70 °C under direct sunlight), and drops to 0 °C at night. For the city of Kharkiv, according to the source [25] for 2018, the following data were obtained (see Fig. 4): the highest average monthly temperature during the day is observed in August (+29.9 °C), the lowest – in February (–2.6 °C); the highest average monthly temperature at night is observed in July (+17.7 °C), the lowest – in February (–7.0 °C); the average annual value of the average monthly temperature during the day is +13.4 °C, and at night – +4.7 °C; the average daily temperature difference during the year ranges from +2.3 °C (December) to +14.0 °C (August), and its average annual value is +8.6 °C. Thus, the daily difference in air temperature in Kharkiv during the year does not exceed 15 °C, and on some days it reaches extreme values of 0 °C and 20 °C.

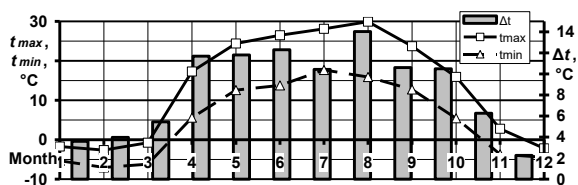


Fig. 4. Distribution of values of average monthly air temperature and daily temperature difference in Kharkiv for 2018 by months of the year

The value of the mass of vapor emission $M_f(\text{IB})$ is proposed to be obtained from the analysis of the equation of state of an ideal gas (formula (1.10)), namely from formula (1.11).

$$M_f(\text{IB}) = \partial m_f(\text{IB}) / \partial p_{fv} \cdot \Delta p_{fv}, \text{ kg}, \quad (1.10)$$

$$m_f(\text{IB}) = \mu_{fuel} \cdot p_{fv} \cdot V_{fv} / (R \cdot T_{fv}), \text{ kg}, \quad (1.11)$$

$$\begin{aligned} \partial m_f(\text{IB}) / \partial p_{fv} &= \mu_{fuel} \cdot V_{fv} / (R \cdot T_{fv}) = \\ &= 0,0207 \cdot V_{fv} / T_{fv}, \text{ kg/Pa}, \end{aligned} \quad (1.12)$$

$$\Delta p_{fv} = p_0 + p_{nn}, \text{ Pa}, \quad (1.13)$$

$$p_{nn} = \exp(((T_{fv} - 273) - 2,5) / 53,439), \text{ Pa}, \quad (1.14)$$

where $\mu_{fuel} = 172.3 \text{ g/mol}$ [23] – molar mass of fuel vapor; p_{fv} – fuel vapor pressure in the fuel tank, Pa; V_{fv} – volume of fuel vapor in the fuel tank, m^3 ; $R = 8,314 \text{ J/(mol}\cdot\text{K)}$ – universal gas constant; T_{fv} – fuel vapor temperature in the fuel tank, K; $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ – barometric pressure; $p_{np} = f(T_{fv})$ is the saturated vapor pressure of the fuel at a given temperature (see [26]), Pa.

The following parameters of influencing factors were considered in this study: a) $T_{fv} = 0...50 \text{ }^\circ\text{C}$, i.e. $\Delta T_{fv} = [5, 15, 50] \text{ }^\circ\text{C}$; b) $V_{fv} = [1/4, 1/2, 3/4] \cdot V_{ft}$, $V_{ft} = 45 \text{ l}$ – volume of the fuel tank, i.e. $V_{fv} = [11.25, 22.5, 33.75] \text{ l}$; c) the basic values of the influencing factors are: $\Delta T_{fv} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $V_{fv} = 1/2 \cdot V_{ft} = 22.5 \text{ l}$.

The dependence $p_{np} = f(T_{fv})$ for diesel fuel is contained in Fig. 5. The dependence of the values of the mass of diesel fuel vapor in the fuel tank of PP on the degree of filling the tank with liquid fuel for the initial conditions is illustrated in Fig. 6. Graphs of the dependence of the values of the mass gain and mass of vapor of diesel fuel in the fuel tank on its temperature for different degrees of filling the tank with liquid fuel are shown in Fig. 7. In Fig. 7 shows that such dependences are almost linear and significantly different for different degrees of filling the tank with fuel.

The increase in the pressure of the gaseous fluid in the fuel tank of PP, due to the heating of the fuel vapor is determined by formula (1.15).

$$\begin{aligned} p_{fv} &= m_t(\text{IB}) \cdot R \cdot T_{fv} / (\mu_{fuel} \cdot V_{fv}) = \\ &= 48,253 \cdot m_t(\text{IB}) \cdot T_{fv} / V_{fv}, \text{ Pa}. \end{aligned} \quad (1.15)$$

In Fig. 8 is a graph of the dependence of the values of the diesel fuel vapor pressure in the PP fuel tank on the degree of filling the tank with liquid fuel for the initial conditions Fig. 8 shows that these depen-

dences are almost linear.

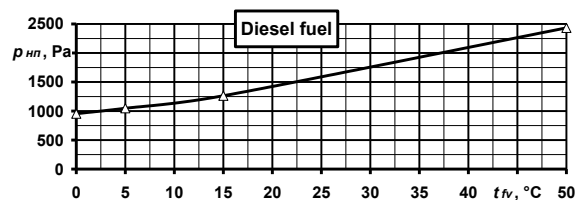


Fig. 5. Graph of dependence of saturated vapor pressure of diesel fuel on its temperature

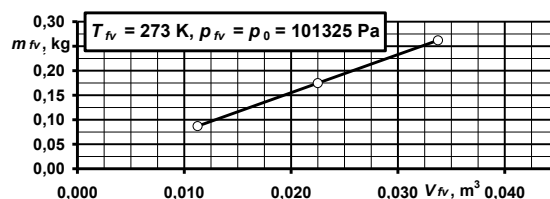


Fig. 6. Graph of dependence of values of mass of diesel fuel vapors in the fuel tank of PP on the degree of filling tank with liquid fuel for the initial conditions

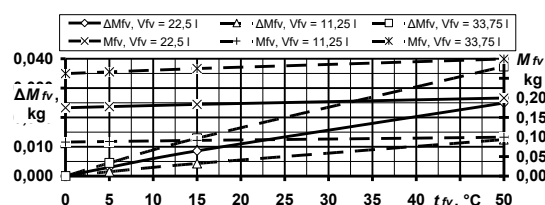


Fig. 7. Graphs of dependence of values of mass and gain of mass of vapors of diesel fuel in the fuel tank of PP on its temperature for various degrees of filling of a tank with liquid fuel

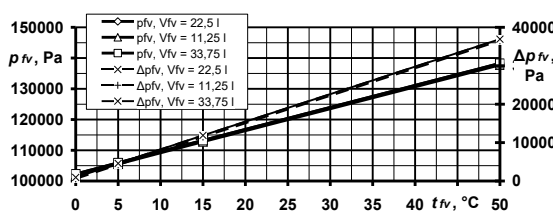


Fig. 8. Graphs of dependence of the values of the pressure gain and vapor pressure of diesel fuel in the PP fuel tank on its temperature for different degrees of filling the tank with liquid fuel

The value of the excess pressure of the gaseous fluid in the PP fuel tank, which is set to the shut-off valve for the tractor T-25 p_{valve} is 15 kPa and vacuum -5 kPa [20,22]. Fig. 8 shows that the value of excess vapor pressure of motor fuel, taking into account its evaporation almost does not depend on the degree of filling the PP fuel tank, so further calculations used the values of the studied values for the case of filling the tank with liquid fuel by half, i.e. $V_{fv} = 22.5 \text{ liters}$.

Also in Fig. 8 shows that the value of the excess

vapor pressure of motor fuel in the tank in a certain temperature range does not exceed the value of p_{valve} . The temperature at which the values of p_{fv} and p_{valve} are equalized and the shut-off valve of the fuel tank is opened, t_{velve} is determined by formula (1.22) based on formulas (1.16)–(1.21) and is 35 °C (308 K) [26].

$$V_{fv}(T_0) = V_{fv}(T_{fv}) \Rightarrow \frac{m_{fv}(T_0) \cdot R \cdot T_0}{\mu_{fuel} \cdot p_{fv}(T_0)} = \frac{m_{fv}(T_{fv}) \cdot R \cdot T_{fv}}{\mu_{fuel} \cdot p_{fv}(T_{fv})}, \text{ m}^3, \quad (1.16)$$

$$m_{fv}(T_0) = (\mu_{fuel} \cdot V_{fv} \cdot p_{fvm}(T_0)) / (R \cdot T_0), \text{ kg}, \quad (1.17)$$

$$m_{fv}(T_{fv}) = (\mu_{fuel} \cdot V_{fv} \cdot p_{fvm}(T_{fv})) / (R \cdot T_0), \text{ kg}, \quad (1.18)$$

$$p_{fv}(T_0) = p_{fvm}(T_0) = p_0 + p_{hn}(T_0), \text{ Pa}, \quad (1.19)$$

$$p_{fvm}(T_{fv}) = p_0 + p_{hn}(T_{fv}), \text{ Pa}, \quad (1.20)$$

$$p_{fv}(T_{fv}) = p_{fv}(T_0) \cdot \frac{m_{fv}(T_{fv})}{m_{fv}(T_0)} \cdot \frac{T_{fv}}{T_0}, \text{ Pa}, \quad (1.21)$$

$$= (p_0 + p_{hn}(T_{fv})) \cdot \frac{T_{fv}}{T_0}$$

$$p_{hn}(T_{fv}) = \exp\left(\frac{(T_{fv} - 273) - 2,5}{53,439}\right) \cdot 10^3, \text{ Pa}, \quad (1.22)$$

where $\mu_{fuel} = 172.3$ g/mol; $p_0 = 101325$ Pa; $T_{fv} = 273$ K; $R = 8.314$ J/(mol·K); $V_{fv} = 22.5 \cdot 10^{-3}$ m³; $p_{hn}(T_0) = 954$ Pa; then $p_{fv}(T_0) = 102279$ Pa; $m_{fv}(T_0) = 0,175$ kg; $p_{hn}(T_{fv} = 313 \text{ K}) = 2017$ Pa; $p_{fv}(T_{fv} = 313 \text{ K}) = 103342$ Pa; $p_{hn}(T_{fv} = 323 \text{ K}) = 2432$ Pa; $p_{fv}(T_{fv} = 323 \text{ K}) = 103757$ Pa.

Thus, after transformations and substitutions, and also provided that $p_{fv}(T_{fv}) = p_0 + p_{velve}$, and $p_{valve} = 15000$ Pa, it was obtained the formula (1.23), using which the method of successive approximations obtained the dependence of the temperature t_{velve} on the pressure p_{valve} , presented in Fig. 9 and described by the least squares method by polynomial function – see formula (1.24) ($R^2 = 1.0$).

$$p_{valve} = (p_0 + \exp((T_{fv} - 275,5)/53,439) \cdot 10^3) \times \frac{T_{fv}}{T_0} - p_0, \text{ Pa}, \quad (1.23)$$

$$t_{velve} = -7,0 \cdot 10^{-3} \cdot p_{velve}^2 + 2,609 \cdot p_{velve} - 2,7, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (1.24)$$

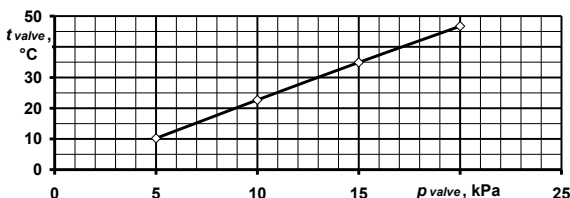


Fig. 9. Graph of dependency of the values of opening temperature of the shut-off valve of the fuel tank cover t_{velve} on the vapor pressure of the motor fuel p_{valve} to which the valve is set

It should also be noted that both formula (1.23) and formula (1.24) do not include the value of the volume V_{fv} , which explains the nature of the graphs in Fig. 8 and, in turn, is explained by the fact that in the equation of state of an ideal gas solved with respect to pressure, the mass of gas m_{fv} fully corresponds to its volume V_{fv} , and these values are in the numerator and denominator, respectively, and the gas is saturated vapor, that is, there is a thermodynamic similarity.

2 Results of assessment of the criterion with taking into account motor fuel vapor emissions and their analysis

Variants for calculated study

The study will consider the following variants of $G(IB)$ emission values: Variant A – «Worst Global» – the valve is set to $p_{valve} = 0$ kPa, daily air temperature difference ΔT_{fv} is the maximum observed in populated areas of the Earth, i.e. in the desert $\Delta T_{fv} = 50$ °C. Variant B – «Worst local» – the valve is set to $p_{valve} = 0$ kPa, the daily difference in air temperature ΔT_{fv} is the maximum observed in Kharkov $\Delta T_{fv} = 40$ °C. Variant C – «Actual global» – the valve is set to $p_{valve} = 15$ kPa, the daily air temperature difference ΔT_{fv} is 50 °C. Variant B – «Actual local» – the valve is set to $p_{valve} = 15$ kPa, $\Delta T_{fv} = 40$ °C.

Given that, in contrast to the value of the motor fuel vapor pressure in the fuel tank p_{fv} , which does not depend on the degree of filling the tank with motor fuel, but only on the temperature T_{fv} , the value of mass of vapors of motor fuel in the tank m_{fv} depends on the volume V_{fv} similarly to the value of emission $G(IB)$.

In this study, it is assumed that the operation of the PP, equipped with the 2Ch10.5/12 diesel engine, with the already studied degrees of filling the fuel tank – 1/4, 2/4 and 3/4 – is equally likely, and therefore when obtaining the value of emission $G(IB)$ uses the arithmetic mean of the mass m_{fv} . The value of the mass m_{fv} is obtained by the equation of state of an ideal gas as the difference for the initial and final state of a thermodynamic system. When obtaining the value of the duration of period of time between emissions, we will assume that the heating cycle of motor fuel in the tank is 1 day, i.e. $\tau_{IB} = 24$ hours.

The results of the calculation study

Fig. 10 illustrates graphs of the dependence of the values of the mass of motor fuel vapor in the fuel tank m_{fv} on the degree of filling of the tank V_{fv} for different values of vapor temperature. Fig. 11 shows the value of the mass of volley emissions of motor fuel for one of its cycles $\Delta m_{fv\Sigma}$ for all variants of the calculation study. Fig. 12 illustrates the value of volley mass hourly emission of motor fuel vapors for one of its cycle $G(IB)$ for all variants of the calculated study.

The calculation study considered the following

variants for the composition of the set of ES factors, taken into account by the mathematical apparatus of the complex fuel-ecological criterion. Variant A – «Reference» – without taking into account the emission of motor fuel vapors caused by both LRB and SRB phenomena. Variant B – «Large» – with taking into account the emission of motor fuel vapors caused by LRB phenomena. Variant C – «Small» – with taking into account the emission of motor fuel vapors caused by SRB phenomena. Variant D – «Full» – with taking into account the emission of motor fuel vapors caused by both LRB and SRB phenomena.

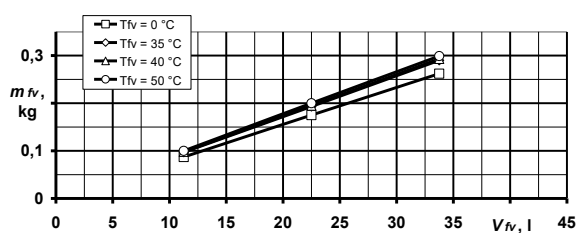


Fig. 10. Graphs of the dependence of the values of the mass of motor fuel vapor in the fuel tank m_{fv} on the degree of filling of the tank V_{fv} for different values of vapor temperature

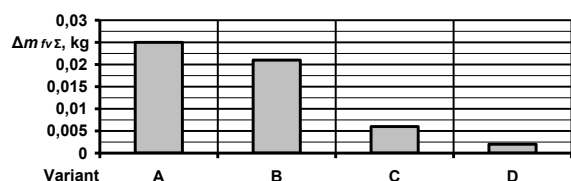


Fig. 11. Value of the mass of volley emissions of motor fuel for one of its cycles $\Delta m_{fv\Sigma}$ for all variants of the calculation study

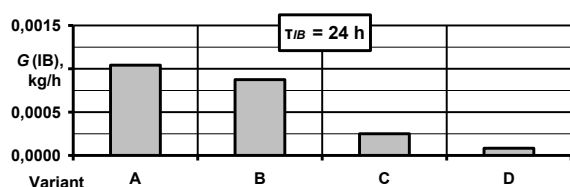


Fig. 12. Value of volley mass hourly emission of motor fuel vapors for one of its cycle $G(IB)$ for all variants of the calculated study

Fig. 13 contains the distribution of the values of the mass hourly emission of motor fuel vapors caused by both LRB and SRB phenomena according to the regimes of the ESC testing cycle for 2Ch10.5/12 tractor diesel engine. In Fig. 14 summarizes the distribution of the values of the K_{fe} criterion by regimes of

the the ESC testing cycle for 2Ch10.5/12 tractor diesel engine. In Fig. 15 shows the distribution of the values of the effect of δK_{fe} on the regimes of the ESC testing cycle for 2Ch10.5/12 tractor diesel engine. Fig. 16 shows the distribution of the average operating values of the K_{fe} criterion and the effect of δK_{fe} for 2Ch10.5/12 tractor diesel engine and all studied variants.

Fig. 13 shows that the individual regime values of the amount of motor fuel vapor emission from the tank is observed at the minimum idling regime ($n_{cs} = 800$ rpm, $M = 0.6$ N·m), and the maximum – at the nominal power regime ($n_{cs} = 1800$ rpm, $M = 95$ N·m). Fig. 14 and Fig. 15 show that taking into account the emission of motor fuel vapors caused by the SRB phenomenon have almost no effect on the individual regime values of the K_{fe} criterion according to the ESC cycle for the 2Ch10.5/12 diesel engine, but this effect is significant for the case of taking into account emission of motor fuel vapors caused by the LRB phenomenon.

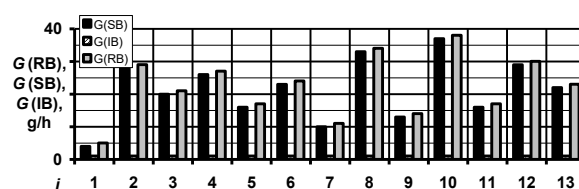


Fig. 13. Distribution of the values of the mass hourly emission of motor fuel vapors caused by both LRB and SRB phenomena according to the regimes of the ESC testing cycle for 2Ch10.5/12 diesel engine

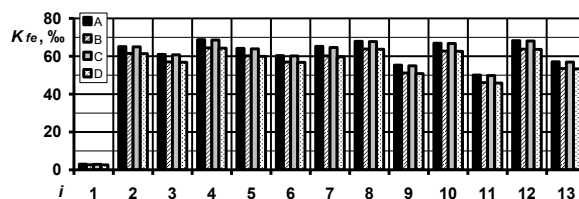


Fig. 14. Distribution of the values of the K_{fe} criterion by regimes of the the ESC testing cycle for 2Ch10.5/12 diesel engine

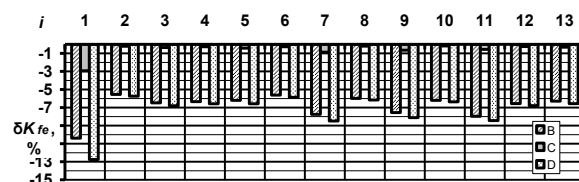


Fig. 15. Distribution of the values of the effect of δK_{fe} on the regimes of the ESC testing cycle for 2Ch10.5/12 diesel engine

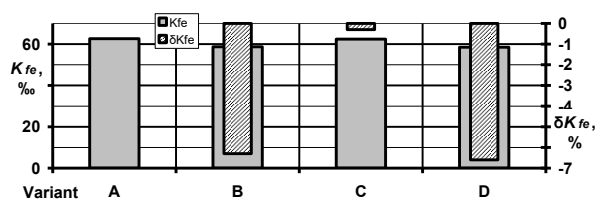


Fig. 16. Distribution of the average operating values of the K_{fe} criterion and the effect of δK_{fe} for 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine and all studied variants

Fig. 16 shows that the average operational values of the K_{fe} criterion for the first variant differ to a lesser extent by the value of δK_{fe} up to 0.25 %, and for the second – up to 5.25 %.

Conclusions

Thus, based on the analysis of the results of the study described in this paper, the following conclusions can be drawn.

1. The method of calculated assessment of values of the complex fuel-ecological criterion of Prof. I. Parsadanov with taking into account the mass hourly emissions of motor fuel vapor caused by the phenomena of large and small breathing of reservoirs. The essence of the proposed approach is to obtain the values of the ponderability of such a pollutant as the average of the field operating regimes of the diesel engine value of the ponderability of the fuel component of the complex fuel-ecological criterion $A_{fuel} = 38.4$; obtaining values of mass hourly emission of motor fuel vapor depending on the difference in daily air temperature, the degree of filling the tank with liquid fuel and the dynamics of its consumption by the engine and adjusting the spring of the two-way safety valve of the tank cap.

2. The set of initial data for the implementation of the calculation study for the ESC standardized steady testing cycle based on the analysis of the data of bench motor tests of 2Ch10.5/12 diesel engine. It was determined that the value of the mass hourly emission of motor fuel vapor caused by the SRB phenomenon under the assumptions does not depend on the settings of the safety valve of the tank cap, and the value of excess pressure in the tank does not depend on the degree of filling it by liquid fuel.

3. Calculated assessment of the values of the complex fuel-ecological criterion is carried out with taking into account the emissions of motor fuel vapors caused by the phenomena of LRB and SRB from fuel tank of the EU with RICE. It was determined that the individual regime value of the amount of motor fuel vapor emission from the tank is observed in the regime of minimal idling, and the maximum – in the regime of nominal power. It was also found that the average operating

values of the K_{fe} criterion for the ESC cycle for 2Ch10.5/12diesel engine with taking into account the emission of motor fuel vapors caused by the SRB phenomenon has almost no effect (up to 0.25 %), but for the case of taking into account the effect of taking into account the emission of motor fuel vapors caused by the SRB phenomenon the impact is significant (up to 5.25 %). Identified dependences are described by formulas by the method of least squares.

References:

1. Фізичне і математичне моделювання процесів у фільтрах твердих частинок у практиці критеріального оцінювання рівня екологічної безпеки : монографія / О.М. Кондратенко, В.Ю. Колосков, Ю.Ф. Деркач, С.А. Коваленко. – Х.: Стиль-Издат (ФОП Бровін О.В.), 2020. – 522 с.
2. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія. – Х.: Центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с.
3. Determination of reference values of complex fuel and ecological criterion as the separate independent factor of ecoical safety / O.M. Kondratenko, V.A. Andronov, V.Yu. Koloskov, O.O. Tkachenko, Ye.V. Kapinos // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2021. – № 1. – pp. 75–85. – DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.10.
4. Development and Use of the Index of Particulate Matter Filter Efficiency in Environmental Protection Technology for Diesel-Generator with Consumption of Biofuels / O. Kondratenko, V. Andronov, V. Koloskov, O. Stokov // 2021 IEEE KhPI Week on Advanced Technology: Conference Proceedings (13–17 September 2021, NTU «KhPI», Kharkiv). – Kharkiv: NTU «KhPI», 2021. – pp. 239–244. DOI: 10.1109/KhPI Week53812.2021.9570034.
5. Criteria based assessment of efficiency of conversion of reciprocating ICE of hybrid vehicle on consumption of biofuels / O. Kondratenko, V. Koloskov, S. Kovalenko, Y. Derkach, O. Stokov // 2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology, KhPI Week 2020: Conference Proceedings (05–10 October 2020, NTU «KhPI», Kharkiv). – Kharkiv: NTU «KhPI», 2020. – pp. 177–182. – DOI: 10.1109/KhPIWeek 51551.2020.9250118.
6. Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels / O. Kondratenko, I. Mishchenko, G. Chernobay, Yu. Derkach, Ya. Suchikova // 2018 IEEE 3rd International International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS–2018): Book of Papers (10–14 September, 2018, NTU «KhPI», Kharkiv). – Kharkiv: NTU «KhPI», 2018. – pp. 57–57-6. DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559570.
7. Research of energy effectiveness and exhaust emissions of direct injection diesel engine running on RME and its blends with DO / A. Marchenko, I. Parsadanov, A. Prokhorenko at al. // Proceedings of the 12th International Conference Transport Means. – 2008. – pp. 312–319.
8. Levterov A. Thermodynamic properties of fatty acid esters in some biodiesel fuels / A. Levterov, A. Levterov. Functional Materials. – 2018. – Vol. 25, No. 2. – pp. 308–312.
9. Двигуни внутрішнього згоряння: серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ / А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, Л.Л. Товажнянський, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченко та А.Ф. Шеховцова. – Х.: Прапор, 2004. – 360 с.
10. Каніло П.М. Автомобіль та навколишнє середовище / П.М. Каніло, І.С. Бей, О.І. Ровенський. – Х.: Прапор, 2000. – 304 с.
11. Зво-

нов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд., перераб. / В.А. Звонов. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с. 12. Зеленько Ю.В. Наукові основи екологічної безпеки технологій транспортування та використання нафтопродуктів на залізничному транспорті: монографія / Ю.В. Зеленько. – Дніпропетровськ: Вид-во Маковецький, 2010. – 242 с. 13. Scientific and methodological approaches to assessing the safety of oil production complexes as potentially dangerous objects / I. Ablieieva, L. Plyatsuk, I. Trunova, O. Burla, B. Krasulia // *Technogenic and ecological safety*. – 2022. – 11(1/2022) – pp. 8–17. DOI: 10.52363/2522-1892.2022.1.2. 14. Безопасные условия работы с техническими жидкостями / Н.В. Глебов. – М.: Госсельхозиздат, 1976. – 93 с. 15. Суханов В.П. Переработка нефти. 2-е изд. перераб. и доп. / В.П. Суханов. – М.: Высшая школа, 1979. – 335 с. 16. Лаврушко П.Н. Эксплуатация нефтяных и газовых скважин / П.Н. Лаврушко, В.М. Муравьев. – М.: Недра, 1974. – 367 с. 17. Большаков Г.Ф. Восстановление и контроль качества нефтепродуктов. 2-е изд., перераб. и доп. / Г.Ф. Большаков. – Л.: Недра: Ленингр. отд-ние, 1982. – 350 с. 18. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic resource]. – Geneva: UNECE, 2013. – 434 p. – Режим доступу: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>. 19. Reciprocating internal combustion engines – Performance – Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods – Additional requirements for engines for general use (ISO 3046-1:2002). – 30 p. – Режим доступу: <https://www.iso.org/standard/28330.html>. 20. Двигатели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В.В. Эфрос [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 277 с. 21. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 4: Test cycles for different engine applications (ISO 8178-4: 2017). – 237 p. – Режим доступу: <https://www.iso.org/standard/65278.html>. 22. Трактор Т-25 (устройство и эксплуатация) / А.Д. Герасимов, С.Ф. Голубчик, Р.И. Кульчицкий, Ю.А. Ходулин, В.Р. Цыганенко, А.И. Шаанов. – Л.: «Колос», Ленингр. отд., 1972. – 175 с. 23. Оценка взрывопожарной опасности паров топлива во внутреннем объеме бронееобъекта / А.А. Назаренко, О.В. Стаховский, К.В. Корытченко, С.П. Данилевский // *Збірник наукових праць Харківського університету повітряних сил*. – 2012. – Вип. 2 (31). – С. 138–143. 24. Харківський регіональний центр з гідрометеорології. Офіційний інформаційний сервер [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://kharkiv.meteo.gov.ua>. 25. Інформаційний ресурс «Метеопост» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://meteo.post.com/weather/climate/year>. 26. Determination of emissions of vapour of flammable technical liquids from enterprise for their storing and distribution and rational adjustments of their breathing valves / O. Kondratenko, V. Koloskov, S. Kovalenko, Yu. Derkach, O. Botsmanovska, N. Podolyako // *Technogenic and ecological safety* – 2020. – № 8(2/2020). – pp. 17–31. DOI: 10.5281/zenodo.4300753.

References (transliterated):

- Kondratenko, O.M., Koloskov, V.Yu., Derkach, Yu.F., Kovalenko, S.A. (2020), *Physical and mathematical modeling of processes in particulate filters in the practice of criteria for assessing the level of environmental safety: monograph* [Fizichne i matematichne modelyuvannya procesiv u fil'trah tveridih chastinok u praktici kriterial'nogo ocinyuvannya rivnyi ekologichnoi bezpeki : monografiya], Publ. Style-Izdat (FOP Brovin O.V.), Kharkiv, 522 p. 2. Parsadanov, I.V. (2003), *Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on complex fuel and ecological criteria: monograph* [Pidvishchennya yakosti i konkurentospromozhnosti dizeliv na osnovi kompleksnogo palivno-ekologichnogo kriteriyu: monografiya], Publ. NTU «KhPI», Kharkiv, 244 p. 3. Kondratenko, O.M., Andronov, V.A., Koloskov, V.Yu., Tkachenko, O.O., Kapinos, Ye.V. (2021), «Determination of reference values of complex fuel and ecological criterion as the separate independent factor of ecological safety». *Internal combustion engines*, 2021, № 1, pp. 75–85, DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.10. 4. Kondratenko, O., Andronov, V., Koloskov, V., Stokov, O. (2021), «Development and Use of the Index of Particulate Matter Filter Efficiency in Environmental Protection Technology for Diesel-Generator with Consumption of Biofuels», 2021 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (13–17 September 2021): Conference Proceedings, Publ. NTU «KhPI», Kharkiv, 2021, pp. 239–244, DOI: 10.1109/KhPIWeek53812.2021.9570034. 5. Kondratenko, O., Mishchenko, I., Chemobay, G., Derkach, Yu., Suchikova, Ya. (2018), «Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels», 2018 IEEE 3rd International International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS-2018) (10–14 September 2018): Book of Papers, Publ. NTU «KhPI», Kharkiv, 2018, pp. 185–189, DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559570. 6. Kondratenko, O., Koloskov, V., Stokov, O., Kovalenko, S., Derkach, Yu. (2020), «Criteria based assessment of efficiency of conversion of reciprocating ICE of hybrid vehicle on consumption of biofuels», 2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (05 – 10 October 2020): Conference Proceedings, Publ. NTU «KhPI», Kharkiv, pp. 177–182, DOI: 10.1109/KhPI Week51551. 2020.9250118. 7. Marchenko, A., Parsadanov, I., Prokhorenko, A. et al. (2008), «Research of energy effectiveness and exhaust emissions of direct injection diesel engine running on RME and its blends with DO», *Proceedings of the 12th International Conference Transport Means*, pp. 312–319. 8. Levterov, A., Levterov, A. (2018), «Thermodynamic properties of fatty acid esters in some biodiesel fuels», *Functional Materials*, Vol. 25, No. 2, pp. 308–312. 9. Marchenko, A.P., Parsadanov, I.V., Tovazhnyansky, L.L., Shekhovtsov, A.F. (2004), *Internal combustion engines: a series of textbooks in 6 volumes. Vol. 5. Ecologization of ICE* [Dviguni vnutrishn'ogo zgoriyannya: seriya pidruchnikov u 6 tomah. Tom 5. Ekologizatsiya DVS], Publ. Prapor, Kharkiv, 360 p. 10. Kanilo, P.M., Bey, I.S., Rovensky, O.I. (2000), *Automobile and environment* [Avtomobil' ta navkolishne seredovishche], Publ. Prapor, Kharkiv, 304 p. 11. Zvonov, V.A. (1981), *Toxicity of internal combustion engines*. 2nd ed., reworked [Toksichnost' dvigatelei vnutrennego sgoraniya. 2 izd., ispr. i dop.], Publ. Mashynostroyeniye, Moscow, 160 p. 12. Zelenko, Yu.V. (2010), *Scientific bases of ecological safety of technologies of transportation and use of oil products on railway transport: monograph* [Naukovi osnovy ekolohichnoi bezpeky tekhnolohii transportuvannya ta vykorystannya naftoproduktiv na zaliznychnomu transporti: monohrafiya], Publ. Makovetsky, Dnipropetrovsk, 242 p. 13. Ablieieva, I., Plyatsuk, L., Trunova, I., Burla, O., Krasulia, B. (2022), «Scientific and methodological approaches to assessing the safety of oil production complexes as potentially dangerous objects», *Technogenic and ecological safety*, 2022, 11 (1/2022), pp. 8–17, DOI: 10.52363/2522-1892.2022.1.2. 14. Glebov, N.V. (1976), *Safe working conditions with technical fluids* [Bezopasnye usloviya raboty s tehnikeskimi zhidkostyami], Publ. Gosselkhozizdat, Moscow, 93 p. 15. Surhanov, V.P. (1979), *Oil refining*. 2nd ed. revised and added. [Pererabotka nefii. 2 izd. ispr. i dop.], Publ. Vysshaya shkola, Moscow, 335 p. 16. Lavrushko, P.N., Muraviev, V.M. (1974), *Exploitation of oil and gas wells* [Jekspluatatsiya nefnyanyh i gazovyh skvazhin], Publ. Nedra, Moscow, 367 p. 17. Bolshakov, G.F. (1982), *Recovery and quality control of petroleum products*. 2nd ed., revised. and add. [Vosstanovlenie i kontrol' kachestva nefteproduktov. 2 izd. ispr. i dop.], Publ. Nedra: Leningrads branch, Leningrad, 350 p. 18. Uniform provision concerning the approval of compressi-

on ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic recourse], UNECE, Geneva, 2013. 434 p., available at: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>. 19. ISO 3046-1:2002 Reciprocating internal combustion engines – Performance – Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods – Additional requirements for engines for general use, 30 p., available at: <https://www.iso.org/standard/28330.html>. 20. Efros, V.V. et al. (1976), Diesel engines with air cooling of Vladimir tractor plant [Dizeli s vozdušnym ohlazhdeniem Vladimirskogo traktornogo zavoda], Publ. Mashinostroeniye, Moscow, 277 p. 21. ISO 8178-4:2017. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 4: Test cycles for different engine applications, 237 p., available at: <https://www.iso.org/stand->

[ard/65278.html](http://www.iso.org/stand-ard/65278.html). 22. Gerasimov, A.D., Golubchik, S.A., Kulchitsky, R.I., Khodulin, Yu.A. and etc. (1972), Tractor T-25 (construction and operation) [Traktor T-25 (ustrojstvo i jekspluatacija)], Publ. Kolos: Leningrad branch, Leningrad, 175 p. 23. Nazarenko, A.A., Stakhovsky, O.V., Korytchenko, K.V., Danilevsky, S.P. (2012), Estimation of the explosion and fire hazard of fuel vapors in the internal volume of the armored object [Ocenka vzryvopozharnoj opasnosti parov topliva vo vnutrennem obeme broneobekta]. Collection of scientific works of Kharkiv University of the Air Force, Vol. 2 (31), pp. 138–143. 24. Kharkiv Regional Center for Hydrometeorology. Official information server [Kharkivskiy rehionalnyi tsentr z hidrometeorologii. Ofitsiyniy informatsiyniy server], available at: <http://kharkiv.meteo.gov.ua>. 25. Information resource «Meteopost» [Informatsiyniy resurs «Meteopost»], available at: <https://meteopost.com/weather/climate/year>. 26. Kondratenko, O., Koloskov, V., Kovalenko, S., Derkach, Yu., Botsmanovska, O., Podolyako, N. (2020), Determination of emissions of vapour of flammable technical liquids from enterprise for their storing and distribution and rational adjustments of their breathing valves, Technogenic and ecological safety, 8(2/2020), pp. 17–31, DOI: 10.5281/zenodo.4300753.

Received to the editorial office 22.06.2022

Kondratenko Olexandr Mykolayovych – D.Sc.(Eng.), Assoc. Prof., Assoc. Prof. Department of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies of Faculty of Technogenic and Ecological Safety, National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, e-mail: kongratenkoom2016@gmail.com, ORCID ID: 0000-0001-9687-0454, Scopus ID: 57144373800, ResearcherID: D-7346-2018, Google Scholar ID: 0PbJMCAAJ.

Andronov Volodymyr Anatoliyovych – D.Sc.(Eng.), Profesor, Honored Worker of Science and Technology of Ukraine, Vice-Rector and Head of Science and Research Center, National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, e-mail: va_andronov@ukr.net, ORCID: 0000-0001-7486-482X, SCOPUS ID: 57192820994, Google Scholar ID: aMmzWzcAAAj&hl.

Polishchuk Tetiana Ruslanivna – Student of Faculty of Fire Ecological Safety Safety, National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine. e-mail: tanyapolishuk1711@gmail.com.

Kasionkina Natalia Dmytrivna – Student of Faculty of Fire Ecological Safety, National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine. e-mail: nataliya.kasyonkina.02@gmail.com.

Krasnov Viacheslav Anatoliyovych – Leading Specialist of the Department of Civil Defence of Volnovakha District Department of the Main Directorate of the State Emergency Service of Ukraine in Donetsk Region, Senior Lieutenant of the Civil Defence Service, Volnovakha, Ukraine. e-mail: kraslav@icloud.com.

ВРАХУВАННЯ ВИКИДУ ПАРІВ МОТОРНОГО ПАЛИВА ПРИ КРИТЕРІАЛЬНОМУ ОЦІНЮВАННІ РІВНЯ ЕКОЛОГІЧНОЇ БЕЗПЕКИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЕНЕРГОУСТАНОВОК З ПОРШНЕВИМ ДВЗ

О. М. Кондратенко, В. А. Андронов, Т. Р. Поліщук, Н. Д. Касьонкіна, В. А. Краснов

У цьому дослідженні запропоновано підхід для здійснення розрахункового оцінювання значень комплексного паливно-екологічного критерію проф. І.В. Парсаданова як показника рівня екологічної безпеки процесу експлуатації енергоустановок з дизельним двигуном з урахуванням масових годинних викидів пари моторного палива, спричинених явищами великого та малого дихання резервуарів. Метою дослідження є розробка способу для врахування параметрів викиду в навколишнє природне середовище такого поллютанта, як парів моторного палива, зумовлених явищами великого та малого дихання паливних баків енергоустановки, як самостійного чинника екологічної безпеки при комплексному критеріальному оцінюванні рівня екологічної безпеки процесу експлуатації таких технічних об'єктів. Здійснено розрахункове оцінювання згідно до запропонованої методики з урахуванням властивостей моторного палива, ступеня заповнення паливного баку, особливостей моделі експлуатації двигуна, добового перепаду температури атмосферного повітря та налаштувань дихального клапана резервуара, та встановлено, що врахування викиду парів моторного палива, спричиненого явищем малого дихання, майже не чинить впливу на показники рівня екологічної безпеки, проте для варіанту врахування ефекту від явища великого дихання такий вплив є суттєвим. Наукова новизна отриманих результатів полягає у тому, що вперше запропоновано спосіб для врахування викиду парів моторного палива, спричиненого явищами великого та малого дихання паливних баків енергоустановок з поршнеvim двигуном внутрішнього згорання при комплексному критеріальному оцінюванні показників рівня екологічної безпеки процесу їх експлуатації. Практична значимість отриманих результатів полягає у тому, що отримані результати придатні для надання кількісної і якісної оцінки досліджуваних ефектів та розробки на цій основі технічних рішень і організаційних заходів щодо їх зменшення чи зведення нанівещ шляхом розробки відповідної технології захисту навколишнього середовища з виконавчими органами на методологічній основі системи управління екологічною безпекою, у тому числі й при застосуванні інших стаціонарних стандартизованих випробувальних циклів як моделей експлуатації двигунів.

Ключові слова: технології захисту навколишнього середовища; екологічна безпека; енергоустановки; двигуни внутрішнього згорання; критеріальне оцінювання; викид парів палива; велике дихання резервуару; мале дихання резервуару.

Є.В. Білоусов, А.П. Марченко, М.Є. Рибальченко, В.П. Савчук, Г.Я. Тулущенко

РОЗРОБКА МЕТОДІВ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДВИГУНІВ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ІНДИЦІЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НА РЕЖИМАХ ВІДМІННИХ ВІД НОМІНАЛЬНИХ

Оцінка технічного стану судових двигунів внутрішнього згоряння за параметрами та характером перебігу робочого процесу – поширена практика при їх експлуатації. Зняття та аналіз індикаторних діаграм є обов'язковою процедурою, передбаченою правилами технічної експлуатації для основної номенклатури судових двигунів великої та середньої розмірності. Для такої оцінки створено цілий арсенал засобів індичювання, від класичних механічних систем до електронних засобів періодичної або неперервної дії. Стрімкий розвиток електронних систем контролю та зміни в підходах до логістичних операцій на морському транспорті наклали низку обмежень, які децю звужують можливості використання зазначених методів. Більшість суден, які складають зараз основу світового торгового флоту, побудовані 10...15 років тому. Інформація про результати індичювання двигунів таких суден під час стендових випробувань подається у вигляді растрових зображень. Це ускладнює процес їх використання як еталонних, необхідних для порівняння з фактичними діаграмами, отриманими в процесі експлуатації за допомогою електронних систем контролю, які за останні кілька років прийшли на зміну механічним індикаторам. Крім того, тенденції до зниження швидкостей ходу суден ускладнюють, а найчастіше і унеможливають індичювання двигунів на специфікаційних режимах експлуатації. В результаті, ефективність використання індикаторних діаграм для оцінки поточного технічного стану різко знижується. У зв'язку з цим виникає об'єктивна потреба щодо співставлення різних методів отримання та зберігання інформації про результати індичювання між собою та приведення цієї інформації до єдиного методу подання, зручного для обробки та аналізу. Крім того, існує необхідність розробки методів отримання еталонних діаграм для неспецифічних режимів на основі обробки результатів прийнятно-здавальних стендових випробувань конкретного двигуна для оцінки його технічного стану за результатами індичювання на режимах часткового навантаження. Зіставленню різних методів представлення інформації та отримання еталонних індикаторних діаграм для неспецифічних режимів роботи двигунів присвячено це дослідження.

Ключові слова: судові малооборотні двигуни; індикаторна діаграма; режим роботи; поверхня Кунса.

Вступ

Для забезпечення ефективної та надійної роботи судового дизельного двигуна дуже важливо забезпечити однаковий перебіг робочих процесів у кожному з циліндрів двигуна та продукування окремими циліндрами однакової потужності. Тому в процесі експлуатації надзвичайно важливо мати об'єктивну інформацію про характер перебігу робочого процесу та ефективно управляти різними механізмами та агрегатами, що забезпечують його відповідний перебіг. Основним джерелом такої інформації є індикаторні діаграми в pV та $p\phi$ -координатах, які широко використовуються як при проведенні наукових досліджень, так і в практиці експлуатації. В першому випадку індикаторні діаграми є базою для оцінки ступеня досконалості робочого процесу та його відповідності поставленим під час проектування завданням (максимальна економічність, відповідність екологічним нормам). У другому випадку індикаторні діаграми використовуються для оцінки характеру перебігу робочого процесу порівняно з еталонними діаграмами, отриманими на стенді заводу виробника в ході прийнятно-здавальних випробувань конкретного двигуна. Для проведення процедури індичювання в процесі експлуатації на більшості судових двигунів (крім малорозмірних високооборотних) перед-

бачені спеціальні індикаторні крани, які сполучають порожнину робочого циліндра з вимірювальним пристроєм [1, 2]. Сама процедура проведення індичювання та аналізу отриманих індикаторних діаграм є штатною та передбачена регламентом контролю та обслуговування двигунів на судні в процесі їх експлуатації та повинна проводитися не рідше одного разу на місяць, якщо інше не зазначено в інструкції з експлуатації конкретного двигуна [2, 3]. Арсенал засобів індичювання робочих циліндрів двигунів досить широкий, від механічних індикаторів до електронних систем як періодичного, і неперервного контролю [4-7].

Актуальність дослідження

У практичній експлуатації судовими механізмами оцінюється лише незначна кількість номінальних параметрів робочого процесу [2, 3], до яких можна віднести: максимальний тиск стиснення робочого тіла в циліндрі (p_c), максимальний тиск циклу (p_z), індикаторну потужність циліндра (N_i), відхилення максимального тиску в окремих циліндрах (Δp_z). Здебільшого така ситуація обумовлена трудомісткістю обробки індикаторних діаграм та відносно невисокою їх якістю (особливо діаграм, отриманих за допомогою механічних систем), що вимагає від обслуговуючого персоналу володіння спеціальними методами математичної обробки да-

них, чого в умовах масової підготовки суднових механіків досягти достатньо проблематично.

Більш глибокий аналіз робочого процесу заснований на зіставленні отриманих індикаторних діаграм з еталонними, отриманими в результаті стендових випробувань двигуна або отриманих аналітично з використанням методів математичного моделювання [8, 9]. Донедавна такий метод аналізу широко використовувався на флоті [10], однак, структурні зміни в галузі експлуатації суден та всієї логістичної системи транспортування вантажів призвели до виникнення низки обмежуючих факторів, що ускладнюють використання таких підходів завдяки відмови від експлуатації суден на швидкостях, які забезпечуються номінальними режимами роботи головних двигунів.

Традиційно як еталонні розглядалися діаграми робочого процесу, отримані в ході стендових випробувань двигуна на режимах, близьких до максимальної тривалої потужності (Maximal Continuous Rating – MCR). Для цього двигун, що підлягає контролю, повинен бути виведений на цей режим і пропрацювати на ньому протягом тривалого часу, що необхідно для стабілізації теплового стану. Протягом всього процесу індиціювання двигун повинен працювати на цьому режимі. Однак сучасні тенденції до зниження швидкостей руху суден з метою економії палива, при яких прокладання маршруту не передбачає швидкісних ділянок і в той же час встановлює жорсткий графік руху, призводять до того, що провести повноцінні випробування дуже часто стає неможливим.

Шляхи вирішення проблеми

Для вирішення зазначеної проблеми розглядається можливість використання як еталонних, індикаторних діаграм, отриманих для інших режимів роботи двигуна. Номенклатура таких діаграм, які отримують під час стендових випробувань, досить обмежена. Як правило, це режими, що відповідають навантаженням в 25, 50, 75, 90, 100 і 110% від MCR. У деяких випадках, окремими виробниками додатково проводяться випробування на режимі навантаження двигуна 40% MCR.

В даний час в експлуатації знаходиться велика кількість двигунів з механічним приводом агрегатів паливopодачі та газорозподілу [11]. Еталонні індикаторні діаграми для цих двигунів були отримані з використанням механічних індикаторів і не відрізняються високою точністю відображення реально-го характеру перебігу робочого процесу з цілого ряду причин, пов'язаних з похибками вимірювань і обробки даних.

Основним джерелом інформації про результати випробування двигуна є протокол випробувань

(Shop Test Report), в якому відображаються зовнішні умови, час, характеристики палива та результати проведених випробувань.

У цьому документі наводяться індикаторні діаграми, отримані під час випробувань. При цьому індикаторні діаграми в pV -координатах отримані в умовах синхронізації з положенням поршня в робочому циліндрі, а діаграми в $p\phi$ -координатах виконані без синхронізації і можуть бути використані тільки для оцінки таких показників як p_c і p_z .

Якщо взяти до уваги, що термін експлуатації суднового двигуна, особливо малообертового, становить 25...30 років, тоді питання об'єктивного контролю технічного стану цих ДВЗ, в тому числі і за параметрами робочого процесу, є актуальними як на часі, так і ще на 15...20 років. Така актуальність буде зберігатися, поки двигуни з механічними системами управління повністю не замінять двигуни нових поколінь з електронними системами управління та контролю.

Проблема розвитку методів об'єктивного контролю параметрів робочого процесу суднових малообертових двигунів з механічними системами управління продиктована ще й тим, що протягом останніх років відбувається серйозне посилення екологічних норм, а екологічні показники, як відомо, жорстко пов'язані з технічним станом двигуна та режимами його роботи. Крім того, активно ведеться пошук нових видів палива для суднових двигунів, які будуть більш екологічними, ніж традиційні [12-14], що також буде потребувати більш глибокого контролю робочого процесу, особливо у разі модернізації цих ДВЗ, що вже знаходяться в експлуатації.

Таким чином, пошук нових методів об'єктивного контролю параметрів робочого процесу шляхом більш глибокого аналізу індикаторних діаграм в умовах обмеженості об'єктивної інформації є важливим науково-практичним завданням.

Виходячи з вищесказаного, в статі розглянуті два основних напрямки вирішення проблеми, які вимагають паралельної реалізації:

- розробка методів отримання еталонних індикаторних діаграм для режимів, відмінних від MCR;
- розробка методів обробки індикаторних діаграм, отриманих з растрових зображень або за результатами електронного сканування параметрів робочого процесу, а також отриманих аналітично як еталонні.

Останнє пояснюється тим, що часто можна зіткнутися з ситуацією, коли на судні є протокол стендових випробувань двигуна в растровому форматі (Shop Test Report), а індиціювання ведеться з

використанням переносних електронних індикаторів. У цьому випадку результати індичювання можуть бути представлені у вигляді числових масивів, придатних для подальшої обробки. Тому виникає необхідність одночасного використання цих двох видів представлення інформації, з метою вирішення проблеми поглибленого аналізу робочих процесів, що забезпечить виявлення відхилень у

технічному стані двигуна від нормативних.

В межах цього дослідження авторами розроблено алгоритми, методологію та відповідне програмне забезпечення для реалізації описаного далі підходу.

Загальна схема процесу комплексної обробки даних для вирішення поставленої задачі представлена на рис. 1.

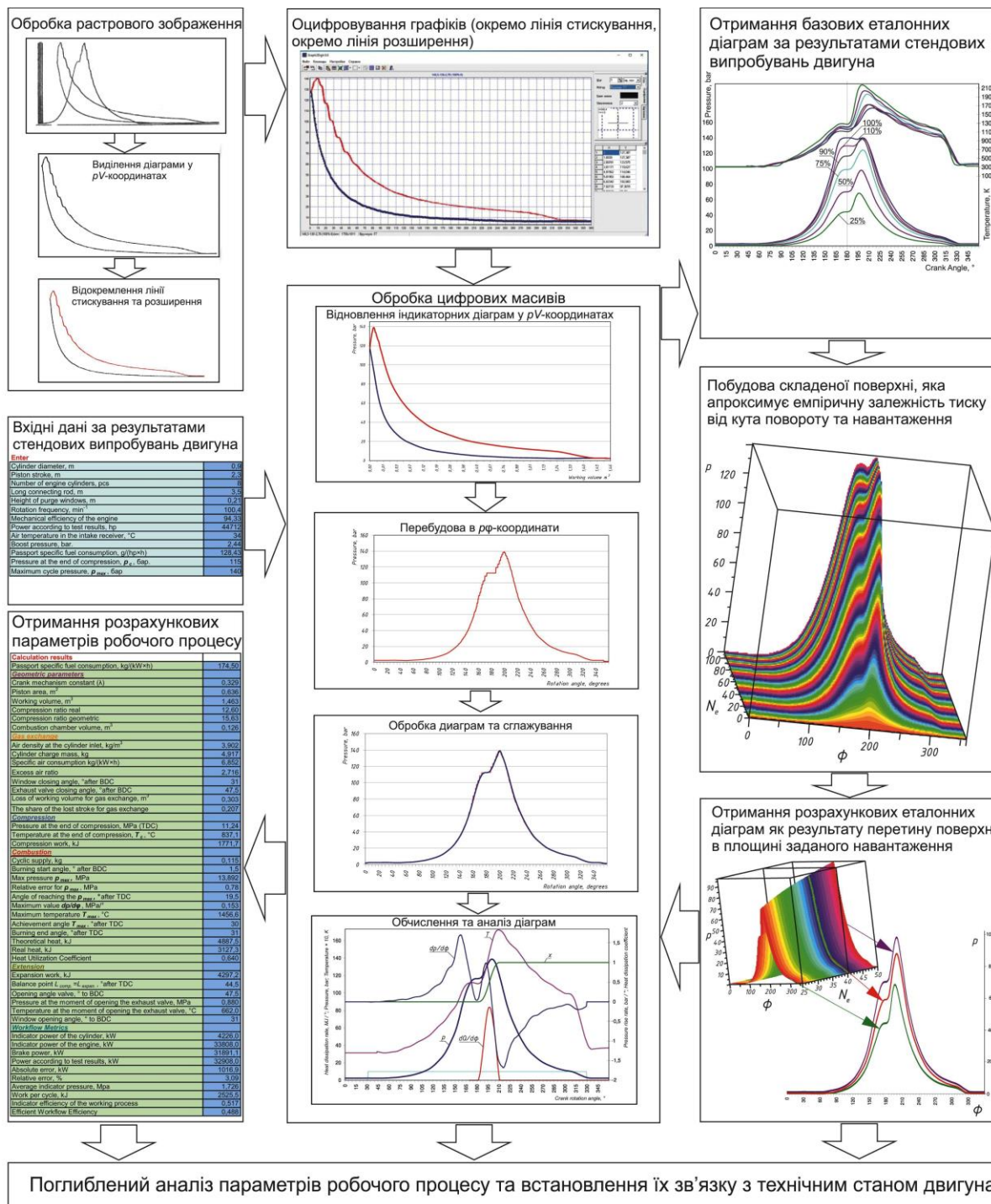


Рис. 1. Схема комплексного аналізу робочих процесів суднових двигунів, заснованого на побудові та застосуванні тривимірних полігонів, що використовуються для отримання еталонних індикаторних діаграм для всіх режимів роботи двигуна

Комплексна обробка включає кілька етапів:

- обробка растрових зображень pV діаграм з використанням графічного редактора та відповідним відокремлюванням ліній стиснення та розширення за допомогою кольорів;

- оцифрування отриманих графіків з використанням програми Graph2Digit;

- експорт даних до розрахункового комплексу для обробки індикаторних діаграм, що включає перебудову діаграм з pV в $p\phi$ -координати та навіпки з подальшим розрахунком основних показників робочого процесу;

- контрольне порівняння результатів розрахунків із результатами випробувань двигуна;

- отримання «базових» індикаторних діаграм у $p\phi$ -координатах, що відповідають режимам стендових випробувань двигуна;

- побудова за «базовими» кривими 3D поверхні робочих режимів двигуна;

- виділення «еталонної» індикаторної діаграми для заданого режиму роботи двигуна шляхом перетину полігону відповідною площиною;

- експорт «еталонної» та фактичної індикаторної діаграми до розрахункового комплексу;

- порівняння отриманих результатів, оцінка відхилень фактичної діаграми від «еталонної», виявлення причин таких відхилень.

Розглянемо етапи розв'язання задачі та використовувати для цього підходи докладніше.

Попередня обробка растрових зображень індикаторних діаграм зводиться до їх очищення від графічного шуму та всіх інших зображень, які не мають відношення до діаграм у pV -координатах.

Ця процедура може бути виконана в будь-якому редакторі растрових зображень. Також необхідно відокремити лінії стиснення та розширення, виділивши їх різними кольорами, оскільки більшість існуючих програм для оцифрування графічних зображень дозволяють розрізняти кольори графіків.

У деяких випадках точність оцифрування може бути підвищені шляхом попередньої обробки растрових зображень у графічних редакторах (наприклад, CorelDRAW), що дозволяють здійснювати їхнє трасування відносно центральної лінії.

Така обробка дає можливість позбавитися основних графічних шумів властивих растровим зображенням, які піддавалися багаторазовим перетворенням, що дозволяє істотно підвищити якість їх подальшої обробки.

На ринку програмних продуктів представлено значну кількість програм, призначених для оцифрування растрових зображень. Авторами для виконання цього завдання використовувалася про-

грама Graph 2 Digit (яка знаходиться у вільному доступі).

Слід зазначити, що процедура оцифрування растрових зображень індикаторних діаграм повинна виконуватися для кожного двигуна індивідуально і від якості виконання цього етапу залежить подальша точність та об'єктивність отриманих оцінок. У той же час, цей етап необхідно виконати тільки один раз, оскільки на основі отриманих результатів формується еталонна 3D поверхня, яка використовується для отримання еталонних діаграм для будь-якого навантажувально-швидкісного режиму роботи конкретного двигуна.

Як показав досвід обробки індикаторних діаграм кількох однотипних двигунів побудованих різними виробниками в різний час, вони мають значні відмінності в характері перебігу та показниках робочого процесу (рис. 2), що унеможливує використання універсальних 3D поверхонь для однотипних двигунів, а потребує створення поверхні для кожного двигуна індивідуально, за результатами його випробувань.

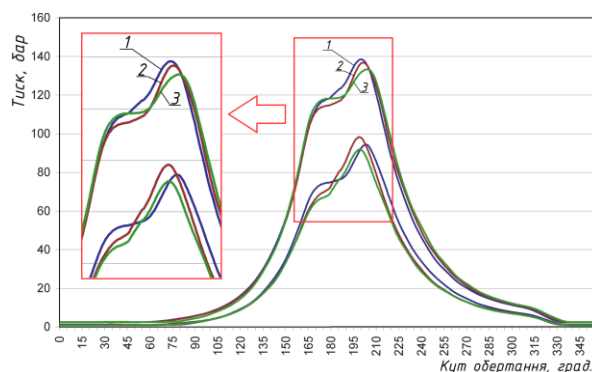


Рис. 2. Порівняння розгорнутих індикаторних діаграм, побудованих за результатами випробувань трьох двигунів серії MAN 8K90MC-C на режимах 90 та 50% від MCR:

1 – двигун DML1-2046 побудований у 2008 році корпорацією DOOSAN-MAN Diesel; 2 – двигун ML-1320 збудований у 2009 році корпорацією HSD-MAN B&W; 3 – двигун AA2080, побудований в 2009 році корпорацією Samsung

Слід розуміти, що обмеженість фактичної інформації в рамках одного випробування двигуна значно зужує можливості отримання об'єктивних даних, які можуть бути використані як еталонні. На об'єктивність оцінки часто впливає погана якість діаграм, характерна для механічних систем індичювання, які використовувалися під час їх стендових випробувань.

У значній мірі нівелювати недоліки методу можна шляхом глибокого аналізу отриманих інди-

каторних діаграм з отриманням значної кількості розрахункових параметрів, за величиною яких можна оцінити їх відповідність іншим двигунам аналогічного класу та/або розмірності, а також порівняти з параметрами робочого процесу, отриманими в ході випробувань досліджуваного двигуна.

За результатами аналізу числових масивів, отриманих у результаті оцифрування індикаторних діаграм, програмний модуль, розроблений у межах цього дослідження, дозволяє виділити

46 параметрів, що характеризують робочий процес двигуна. Частина цих параметрів використовуються як контрольні, а частина може бути використана як діагностичні.

На рис. 3 представлені результати обробки індикаторних діаграм за матеріалами стендових випробувань для двигуна 8K90MC-C, що працює на навантаженні 90% MCR. У табл. 1 наведено вихідні та розрахункові дані для цього ж режиму.

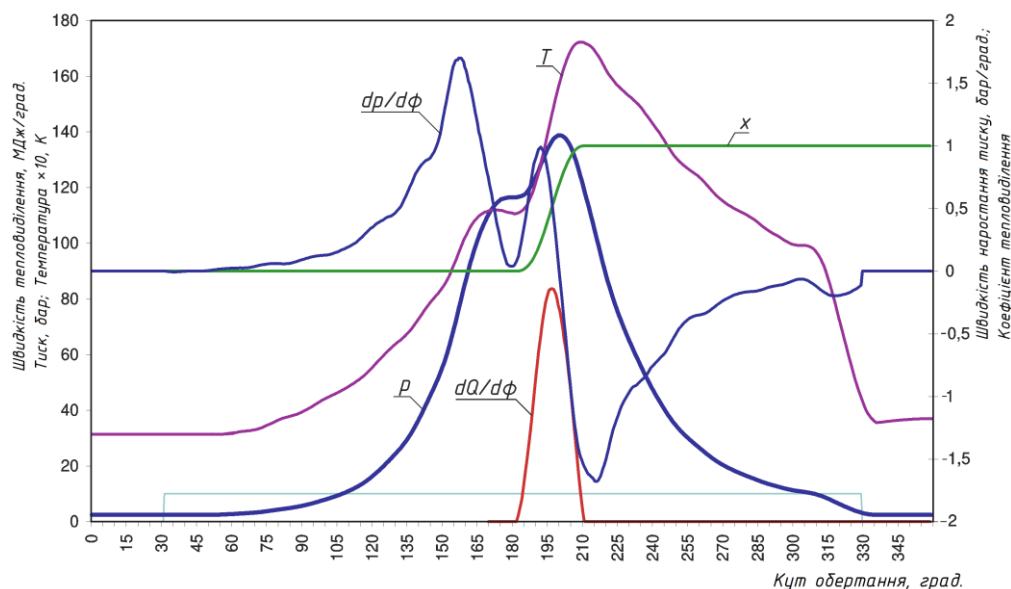


Рис. 3. Результати обробки індикаторних діаграм за матеріалами стендових випробувань для двигуна 8K90MC-C, що працює при навантаженні 90% MCR

Усі показники робочого процесу, одержані в результаті аналізу індикаторних діаграм, можна умовно розділити на дві великі групи: це енергетичні показники і показники динамічності процесу. Для оцінки перших показників, зазвичай, використовуються діаграми в pV -координатах, а оцінки

других – в $p\phi$ -координатах.

На наступному етапі, обробляються індикаторні діаграми для кожного режиму випробувань окремих циліндрів. За результатами усереднення отриманих масивів, будуються «базові» діаграми необхідні для формування 3D поверхні (рис. 4).

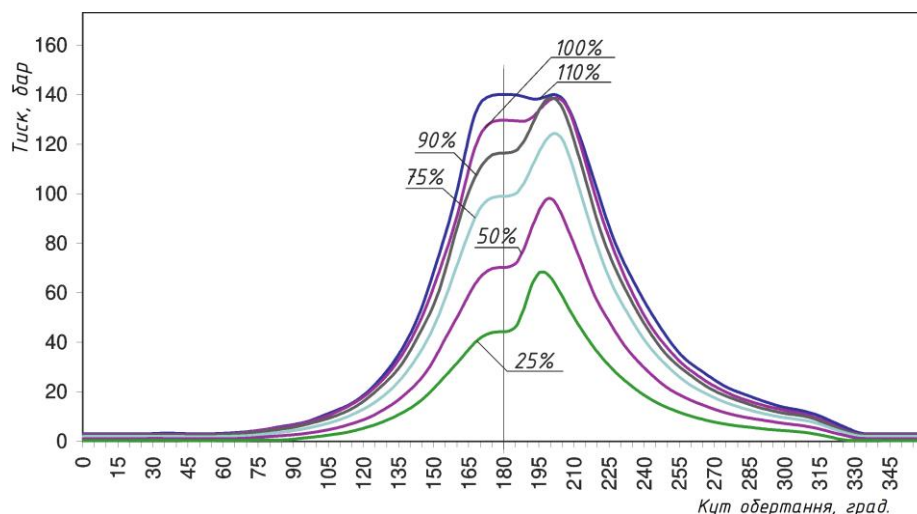


Рис. 4. Результати обробки індикаторних діаграм за результатами стендових випробувань для двигуна 8K90MC-C, при навантаженнях 25, 50, 75, 90, 100 та 110% від MCR

Таблиця 1. Вихідні та розрахункові дані, отримані в результаті обробки індикаторних діаграм за матеріалами стендових випробувань для двигуна 8К90МС-С, що працює при навантаженні 90% MCR

Параметр	Знач.	Параметр	Знач.
Вихідні данні		Стискання	
Діаметр циліндра, м	0,9	Тиск наприкінці стискання, МПа (ВМТ)	11,65
Хід поршня, м	2,3	Температура наприкінці стискання, T_c , °С	832,89
Кількість циліндрів двигуна, од	8	Робота стискання, кДж	1875,7
Довжина шатуна, м	3,5	Згоряння	
Висота продувочних вікон, м	0,21	Циклова подача, кг	0,108
Частота обертання, хв^{-1}	100,5	Кут початку згоряння, ° до ВМТ	2,0
Механічний ККД	94,4	Максимальний тиск циклу p_{max} , МПа	13,88
Потужність за результатами випробувань, л.с.	44769	Кут досягнення p_{max} , ° за ВМТ	19,5
Температура повітря у впускному ресивері, °С	41	Швидкість наростання тиску $\max dp/d\phi$, МПа/°	0,170
Тиск наддуву, бар.	2,42	Максимальна температура циклу T_{max} , °С	1449,9
Паспортна питома витрата палива, г/(к.с.×год.)	126,64	Кут досягнення T_{max} , після ВМТ	28,5
Тиск наприкінці стискування, p_c , бар.	118,6	Кут закінчення згоряння, після ВМТ	30,5
Максимальний тиск циклу, p_{max} , бар	140,1	Теплота за цикл теоретична, кДж	4590,0
Результати розрахунків		Теплота за цикл реальна, кДж	2743,2
Паспортна питома витрата палива, г/(кВт×год.)	172,07	Коефіцієнт використання теплоти	0,598
Геометричні параметри		Розширення	
Постійна КШМ (λ)	0,329	Робота розширення, кДж	4279,9
Площа поршня, м^2	0,636	Баланс $L_{стис.} = L_{розшир.}$, ° за ВМТ	46,5
Робочий об'єм, м^3	1,463	Кут відкриття впускного клапану, до НМТ	50
Ступінь стискання дійсна	12,94	Тиск на початку випуску, МПа	0,952
Ступінь стискання геометрична	15,49	Температура на початку випуску, °С	687,5
Об'єм камери згоряння, м^3	0,123	Кут відкриття продувочних вікон, град до НМТ	31
Газообмін		Показники робочого процесу	
Щільність повітря на вході до циліндра, $\text{кг}/\text{м}^3$	3,793	Індикаторна потужність циліндру, кВт	4027
Маса заряду циліндра, кг	4,957	Індикаторна потужність двигуна, кВт	32216
Питома витрата повітря $\text{кг}/(\text{кВт}\times\text{год.})$	6,327	Ефективна потужність, кВт	30412
Коефіцієнт надлишку повітря	2,537	Потужність по результатам випробувань, кВт	32945
Кут закриття вікон, після НМТ	31	Середній індикаторний тиск, МПа	1,643
Кут закриття впускного клапану, після НМТ	43,5	Робота за цикл, кДж	2404,2
Втрата робочого об'єму на газообмін, м^3	0,258	Індикаторний ККД робочого процесу	0,524
Частка втраченого ходу на газообмін	0,176	Ефективний ККД робочого процесу	0,495

Задача апроксимації експериментальної залежності тиску в циліндрах p від кута повороту колінчастого валу ϕ і ефективної потужності N_e розв'язувалася шляхом побудови складеної поверхні по сітці кривих, де в якості складових поверхонь використовувалися поверхні Кунса.

Для побудови зазначеної поверхні застосовуються два типи кривих:

- базові індикаторні діаграми (залежність тиску p від кута повороту ϕ), $c_i(\phi)$, $i = 0; n$, $(n-1)$ – кількість значень навантажень, в яких проводилося зняття індикаторних діаграм;

- залежності тиску p від навантаження N_e при фіксованих кутах повороту колінчастого валу ϕ $b_j(N_e)$ $j = 1; m$, $(m-1)$ – кількість дискретних значень кутів повороту колінчастого валу, $\phi_{\min} \leq \phi \leq \phi_{\max}$.

Якщо припустити, що параметри точок пере-

тину цих кривих утворюють послідовності, що зростають: $\phi_i < \phi_{i+1}$ та $N_{e_j} < N_{e_{j+1}}$, тоді два сімейства кривих, які задовольняють перерахованим вимогам, утворюють сітку кривих.

Кожна комірка такої сітки кривих має чотири кутові точки (рис. 5).

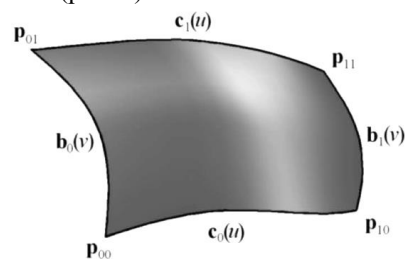


Рис. 5. Приклад поверхні Кунса

Позначивши їх радіуси-вектори p_{00} , p_{10} , p_{01} , p_{11} , приведемо криві до параметричної довжини

$0 \leq u \leq 1$ і $0 \leq v \leq 1$ в межах кожної комірки побудованої сітки кривих.

Позначимо для кожної комірки сітки:

$c_0(u)$ – криву, що з'єднує точки p_{00} та p_{10} ;

$c_1(u)$ – криву, що з'єднує точки p_{01} і p_{11} ;

$b_0(v)$ – криву, що з'єднує точки p_{00} та p_{01} ;

$b_1(v)$ – криву, що з'єднує точки p_{10} та p_{11} .

Радіус-вектор поверхні Кунса, побудованої за чотирма кривими, описується функцією:

$$r(u; v) = (1-v)c_0(u) + vc_1 + (1-u)b_0(u) + ub_1(u) -$$

$$- (1-u)(1-v)p_{00} - u(1-v)p_{10} - (1-u)vp_{01} - uv p_{11}.$$

Приклад складеної 3D поверхні, яка апроксимує емпіричну залежність тиску від кута повороту та навантаження, побудованої за описаним вище алгоритмом наведено на рис. 6.

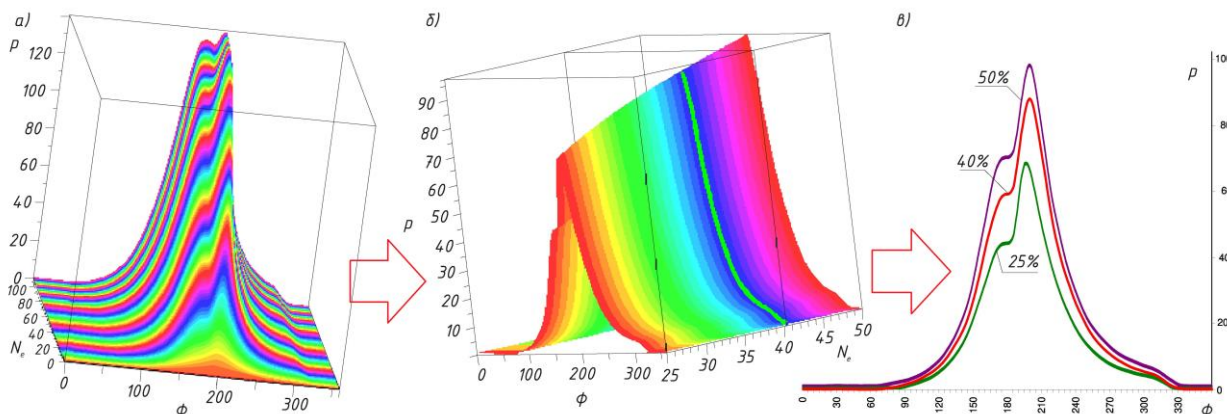


Рис. 6. Приклад складеної поверхні, яка апроксимує емпіричну залежність тиску від кута повороту та навантаження за матеріалами стендових випробувань двигуна 8K90MC-C (а); фрагмент складової поверхні, що виповідає навантаженням 25...50% (б); теоретична «еталонна» діаграма робочого процесу для навантаження 40% від MCR (зелена лінія) отримана шляхом перетину складеної поверхні відповідною площиною (червоним кольором позначені базові діаграми для навантаження 25 та 40% від MCR (в)

При перетині отриманої 3D поверхні відповідною площиною отримуємо теоретичну «еталонну» індикаторну діаграму та відповідний числовий масив (рис. 6 в), який може бути оброблено як і базові криві, отримані за результатами оцифрування експериментальних даних. На рис. 6 б, в, по-

казано приклад отримання такої діаграми для навантаження 40% від MCR.

На рис. 7 наведено порівняння теоретично отриманої «еталонної» індикаторної діаграми з результатами стендових випробувань двигуна MAN 8K90MC-C при режимі 40% від MCR.

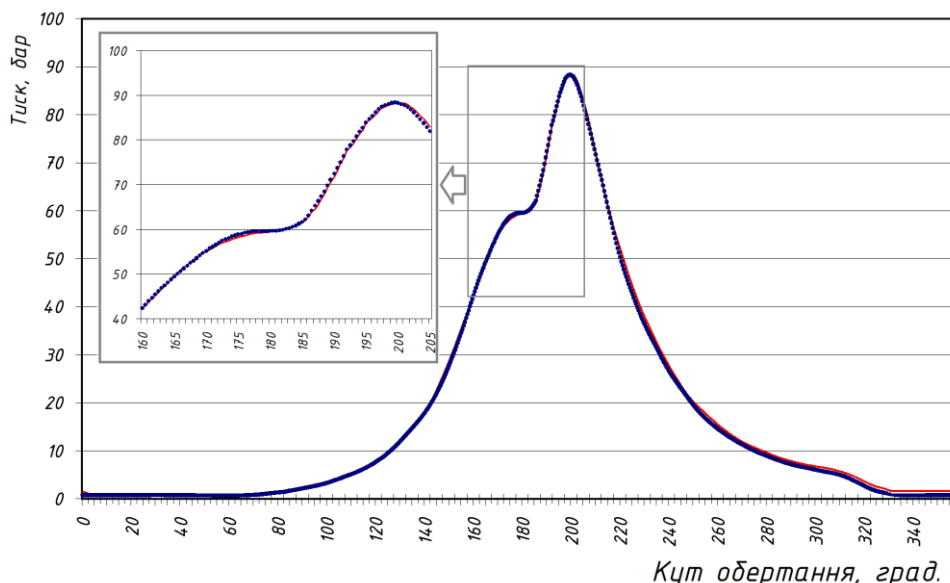


Рис. 7. Порівняння еталонної індикаторної діаграми, отриманої аналітично (сині точки), з результатами стендових випробувань двигуна MAN 8K90MC-C при режимі 40% від MCR (суцільна червона лінія) (заводський номер двигуна DML1-2046, який побудований у 2008 році корпорацією DOOSAN-MAN Diesel)

Висновки

Для вирішення науково-практичної задачі оцінки технічного стану судових малооборотних двигунів за параметрами робочого процесу розроблено методологію та розрахунковий модуль, що дозволяє аналізувати індикаторні діаграми, отримані як шляхом оцифрування растрових зображень, що містяться в протоколі стендових випробувань двигуна, так і шляхом індичіювання двигуна електронними пристроями. Розрахунковий модуль дозволяє визначити 46 показників, що характеризують робочий процес двигуна та можуть бути використані як діагностичні. Обробка та аналіз індикаторних діаграм дозволяє отримати серію базових кривих, на основі яких сформується 3D поверхня для всього діапазону робочих режимів двигуна. Це дозволяє аналітично отримати «сталонну» індикаторну діаграму для будь-якого режиму його роботи та проводити індичіювання і оцінку стану двигуна на будь-якому режимі роботи, відмінному від MCR. В розглянутих випадках відносна похибка між експериментальними та теоретичними індикаторними діаграмами не перевищувала 4%, що цілком прийнятно для вирішення задач діагностування під час експлуатації судових двигунів.

Список літератури:

1. Bilousov I., Bulgakov M., Savchuk V. *Modern Marine Internal Combustion Engines. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping*, Springer, Cham., 2020. XIII, 385 p., <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>. 2. Суворов П. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания и их техническая эксплуатация, Одесса: ОНМА, 2017. 3. Одищов В. И. Диагностика технического состояния дизелей по параметрам рабочего процесса / В. И. Одищов, С. А. Кабыш // Вестник АГТУ. – 2012. – №1. – С. 123–128. 4. Engine Indicators Type 50 and Type 30 – Operating Instructions. Part-No. 4651.98.00020, Friedrich Leutert GmbH & Co., 2017, Germany, Adendorf. 5. Off-line PMI System Pressure Analyser User's Guide. Reg. № 39661314, MAN Diesel, Denmark, Copenhagen, 2007, June. 6. Short Operating Instructions for the Electronic Indicator HLV 2005 MK, Präzisions-Messtechnik Baewert GmbH. Germany, 2006, Meerane. 7. DPI-2 Digital Pressure Indicator Operating Instructions. DPI hand-held unit, version 2.04., Friedrich Leutert GmbH & Co. KG, 2014, Germany, Adendorf, April. 8. Варбанец Р. А. Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации: дис. докт. техн. наук, Одесская национальная морская академия, Одесса, 2010. 9. Білоусов Є. В. Аналітичний опис індикаторних діаграм / Є. В. Білоусов, В. П. Савчук, Г. Я. Тулученко // Розвиток транспорту. – 2021. – № 1(8). – С. 47–61. 10. Pawletko R. 'Evaluation of Current Developments and Trends in the Diagnosis of Marine Diesel Engines Based on the Indicator Diagrams Analysis /

R. Pawletko, S. Polanowski // *Journal of KONES Powertrain and Transport*. – 2014. – Vol. 21. – № 4. – p.p. 389–396. 11. Белоусов Е.В. Топливные системы современных судовых дизелей. – «Лань», СПб, 2019. 12. Белоусов Е. В. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей / Е. В. Белоусов, В. П. Савчук, Белоусова Т. П. // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – № 1. – С. 81–88. 13. Belousov E. Research of the Gas Fuel Supply Process on the Compression Stroke in Ship's Low-Speed Gas-Diesel Engines / E. Belousov, A. Marchenko, I. Gritsuk et al. // *SAE Technical Paper 2020-01-2107*. – 2020, doi:10.4271/2020-01-2107. 14. Okubo M. *New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines / M. Okubo, T. Kuwahara*. – Elsevier Inc., 2020, Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom.

Bibliography (transliterated):

1. Bilousov, I., Bulgakov, M., Savchuk, V. (2020), *Modern Marine Internal Combustion Engines. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping*, Springer, Cham. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>. 2. Suvorov, P. S. (2017), *Marine Internal Combustion Engines and Their Technical Operation [Sudovyye dvigateli vnutrennego sgoraniya i ih tekhnicheskaya ekspluatatsiya]*, Odessa: ONMA. 3. Odintsov, V. I., Kabysch, S. A. (2012), 'Diagnosing the technical condition of diesel engines by working process parameters' [Diyagnostirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya dizeley po parametram rabocheho protsesssa], *Bulletin of ASTU*, No. 1, pp. 123–128. 4. Engine Indicators Type 50 and Type 30 – Operating Instructions. Part-No. 4651.98.00020, (2017), Friedrich Leutert GmbH & Co., Germany, Adendorf. 5. Off-line PMI System Pressure Analyser User's Guide. Reg. № 39661314, (2007), MAN Diesel, Denmark, Copenhagen, June. 6. Short Operating Instructions for the Electronic Indicator HLV 2005 MK, (2006), Präzisions-Messtechnik Baewert GmbH. Germany, Meerane. 7. DPI-2 Digital Pressure Indicator Operating Instructions. DPI hand-held unit, version 2.04., (2014), Friedrich Leutert GmbH & Co. KG, Germany, Adendorf, April. 8. Varbanets, R. A. (2010), 'Diagnostic Control of the Working Process of Marine Diesel Engines in Operation' [Diyagnosticheskiy kontrol rabocheho protsesssa sudovyih dizeley v ekspluatatsii]. Thesis of Dr. tech. Sciences, Odessa National Maritime Academy, Odessa. 9. Bilousov, Ie. V., Savchuk, V. P., Tuluchenko H. Ya. (2021), 'Analytical Description of Indicator Diagrams' [Analitichnyi opys indykatornykh diaqram]. *Transport Development*. № 1(8), pp. 47–61. 10. Pawletko, R., Polanowski, S. (2014), 'Evaluation of Current Developments and Trends in the Diagnosis of Marine Diesel Engines Based on the Indicator Diagrams Analysis'. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol. 21, № 4, pp. 389–396. 11. Belousov, E. V. (2019), *Fuel Systems of Modern Marine Diesel Engines [Toplivnyye sistemyi sovremennyih sudovyih dizeley]*, 'Lan', St. Petersburg. 12. Belousov, E. V., Savchuk, V. P., Belousova, T. P. (2016), 'Analysis of Modern Approaches to the Problem of Creating Ship Low-Speed Gas-Diesel Engines' [Analiz sovremennyih podhodov k probleme sozdaniya sudovyih malooborotnyih gazodizelnyih dvigateley]. *Internal Combustion Engines*, № 1, pp. 81–88. 13. Belousov, E., Marchenko, A., Gritsuk, I. et al. (2020), 'Research of the Gas Fuel Supply Process on the Compression Stroke in Ship's Low-Speed Gas-Diesel Engines'. *SAE Technical Paper 2020-01-2107*. doi:10.4271/2020-01-2107. 14. Okubo, M., Kuwahara, T. (2020), *New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines*. Elsevier Inc., Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom.

Надійшла до редакції 08.06.2022 р.

Білоусов Євген Вікторович – доктор техн. наук, професор, доцент кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Україна, ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, професор, проректор з наукової роботи, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, andreymarchenko51@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

Рибальченко Микола Євгенович – аспірант кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Україна, kolgyb73@gmail.com

Савчук Володимир Петрович – канд. техн. наук, доцент завідувач кафедри експлуатації судових енергетичних

установок, Херсонська державна морська академія, Україна, postsavchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5266-850X>

Тулученко Галина Яківна – доктор техн. наук, професор, професор кафедри вищої математики, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, tuluchenko.galina@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-6196-540X>;

DEVELOPMENT OF METHODS FOR EVALUATION OF TECHNICAL CONDITION OF ENGINES ACCORDING TO THE RESULTS OF INDICATION OF WORKING PROCESS ON MODES DIFFERENT FROM NOMINAL

Ie.V. Bilousov, A.P. Marchenko, M.Ie. Rybalchenko, V.P. Savchuk, H.Ya. Tuluchenko

Technical condition assessment of marine internal combustion engines by the parameters and nature of the workflow is a common practice in their operation. Taking and analysis of indicator diagrams is a mandatory procedure provided by the rules of technical operation for the main range of large and medium-sized marine engines. There is a whole arsenal of indication means for such evaluation: from classical mechanical systems to electronic means of periodic or continuous action. The rapid development of electronic control systems and changes in approaches to logistics operations in maritime transport have imposed a number of limitations, somewhat narrowing the possibilities of using these methods. Most of the vessels that form the basis of the world merchant fleet were built 10...15 years ago. Information about the results of the indication of the engines of such vessels during bench tests is presented in the form of raster images. This complicates the process of using them as the reference needed to compare them with the actual diagrams obtained in operation by means of electronic control systems, which have replaced mechanical indicators over the past few years. In addition, tendencies to reduce the speed of vessels complicate, and often make it impossible to indicate the engines in the specified operating modes. As a result, the efficiency of using indicator diagrams to assess the current technical condition is sharply reduced. In this regard, there is an objective need to compare different methods of obtaining and storing information about the results of indication and in a unified method of presenting this information, convenient for processing and analysis. In addition, there is a need to develop methods for obtaining reference diagrams for non-specific modes on the basis of processing the results of acceptance and commissioning bench tests of a particular engine to assess its technical condition by the results of indication on the partial load modes. This study is devoted to the comparison of different methods of presenting information and obtaining reference indicator diagrams for non-specific operating modes of engines.

Keywords: marine low-speed engines; indicator diagram; operating mode; Koons surface.

УДК 621.436.12

DOI: 10.20998/0419-8719.2022.1.08

О.В. Грицюк, Д.В. Левченко

ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНОГО ПЛАНУ ЕКСПЕРИМЕНТУ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ПУСКОВИХ ЯКОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

У статті зазначено шлях вирішення проблеми підвищення пускових якостей і зниження димності відпрацьованих газів вітчизняного автомобільного дизеля 4ДТНА1 з безпосереднім впорскуванням палива при низьких температурах навколишнього середовища шляхом оптимізації параметрів і елементів системи пуску та роботи на холостому ході за раціональними алгоритмами. Для вирішення цієї проблеми обґрунтована необхідність в проведенні експериментального дослідження пускових якостей автомобільного дизеля та в формуванні математичного плану експерименту для проведення наступного розрахункового дослідження. Висвітлено основні положення щодо організації багатофакторного експериментального дослідження пускових якостей автомобільного дизеля. Зроблено опис та дані характеристики попередньо створеної для експериментального дослідження фізичної моделі на базі вітчизняного автомобільного вихрекамерного дизеля 4ДТНА. Наведено особливості і переваги створеної фізичної моделі щодо традиційних рішень для дослідження пускових якостей автомобільних двигунів, зокрема у використанні зовнішнього навантаження для відтворення впливу на моторне масло низької температури в умовах важкого доступу до кліматичних камер. Обґрунтований вибір саме вихрекамерного зразка фізичної моделі для проведення досліджень пуску через перспективну, знижену на 1-1,5 одиниці, ступінь стиснення та можливість якісного дослідження впливу передпускового підігріву обсягу камери згоряння свічкою розжарювання. Позначені дійсні значення величин обраних 6-ти, найбільш впливових на процес пуску, лінійно незалежних факторів під час проведення експериментального дослідження згідно з прийнятим планом з 77 заліковими холодними пусками. Відзначено, що фактичний результат встановлення певних керованих факторів носить випадковий характер з певною похибкою на границях точного значення відповідно до ортогонального плану експерименту. Таке варіювання дійсних величин вимагає застосування спеціального математичного апарату, реалізованого авторами в програмному продукті *Approximation_LSM*, при проведенні аналізу результатів 6-ти факторного експериментального дослідження.

Ключові слова: пуск дизеля; багатофакторне дослідження; експеримент; фізична модель; план експерименту.

Вступ

Останнє десятиліття достатньо відомі в Україні організації двигунобудівної галузі ведуть науко-

ве забезпечення реалізації державного інноваційно-інвестиційного проєкту "Слобожанський дизель" [1]. Об'єктами цього проєкту є сімейство вітчизня-

них автомобільних дизелів серії ДТ. Найбільший попит та цікавість представляє дволітровий чотирициліндровий дизель номінальною потужністю 73 кВт. За рахунок перспективних техніко-економічних та масово-габаритних показників, дизель призваний стати конкурентною альтернативою в своєму сегменті для вітчизняного ринку в якості силової установки для легкового автотранспорту, малогабаритних вантажних автомобілів і мікроавтобусів.

При проходженні довготривалих дорожніх випробувань у складі першого дослідного малогабаритного вантажного автомобіля МА33 на Харківському автомобільному заводі (рис.1) повсякденна експлуатація в зимовий період виявила суттєві зауваження до якості низькотемпературного холодного пуску дизеля 4ДТНА1, а саме незадовільну надійність пуску в зимовий період експлуатації та підвищену димність відпрацьованих газів під час його підготовки до сприйняття навантаження.

Цю проблему заплановано вирішити за рахунок оптимізації параметрів складових системи пуску та автоматизації як процесу пуску, так і холостого ходу. При цьому основною вимогою щодо наявної системи пуску є забезпечення надійного пуску від електростартеру при температурі навколишнього середовища до мінус 10 °С без застосування допоміжних засобів передпускової підготовки. Саме такі вимоги прописані у технічному завданні на розробку дизеля 4ДТНА1 та саме така задача стала складовою наукового забезпечення вирішення зазначеної проблеми кафедрою двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ.



Рис. 1. Моторний відсік дослідного автомобіля МА33 з дизелем 4ДТНА1

Метою роботи є формування математичного плану експерименту при багатофакторному дослідженні пускових якостей автомобільного дизеля для наступного забезпечення проведення за цим планом експериментально-розрахункового пошуку

раціонального поєднання цілком конкретних значень величин конструктивних та регульованих параметрів елементів систем забезпечення і полегшення пуску, яке здатне привести до надійного пуску при низьких температурах навколишнього середовища з дотриманням вимог щодо димності відпрацьованих газів.

Задачею роботи є представлення та запровадження отриманого конкретного раціонального плану шестифакторного експерименту для проведення подальшого розрахункового дослідження з показом можливості реалізації науково-технічного підходу до створення системи пуску автомобільного дизеля на підставі проведення стендових випробувань фізичної моделі двигуна згідно плану експериментального дослідження.

Аналіз публікацій з напрямку досліджень

Вивчення світового досвіду з дослідження пускових якостей автомобільного дизеля показує тенденцію до експериментального підходу [2-10], в той час як теоретичне представлення процесу пуску через складність математичного описання нестационарних процесів та значної чутливості математичної моделі до зміни вихідних даних вважається не надійним і вимагає значно більших витрат часу на реалізацію дослідження [11, 12].

Перші спроби науково-технічного підходу до вирішення задачі прискореного пуску автомобільного дизеля при зменшенні димності відпрацьованих газів зроблені одним із авторів цієї статті ще 10 років тому [2]. В роботі представлений перший досвід використання апарату математичного планування експерименту при дослідженні пускових якостей автомобільного дизеля, що виявились дуже ефективним при проведенні експериментального дослідження. Концепція зовнішнього навантаження дизеля під час пуску також піднята протягом попередніх досліджень за напрямком, а також висвітлена в роботі [6].

Науково-технічний підхід до вирішення задачі холодного пуску

Основні результати у прогресі напрямку дослідження пускових якостей малолітражного автомобільного дизеля, започатковані у роботі [2], досягнуті останнім часом [3, 4]. Насамперед було створено фізичну модель для експериментальних досліджень пускових якостей дизеля 4ДТНА1 з закладеною в неї можливістю форсування цього двигуна до 90 кВт. Водночас умовою створення такої моделі була можливість вивчення механізму впливу часу прогріву повітря камери згоряння свічкою розжарювання перед пуском на робочий процес у циліндрі двигуна. Всі попередні дослідження [2, 5] зводилися до визначення мінімально необхід-

ної температури нагрівання наконечника свічки розжарювання як джерела каталізаторного займання палива.

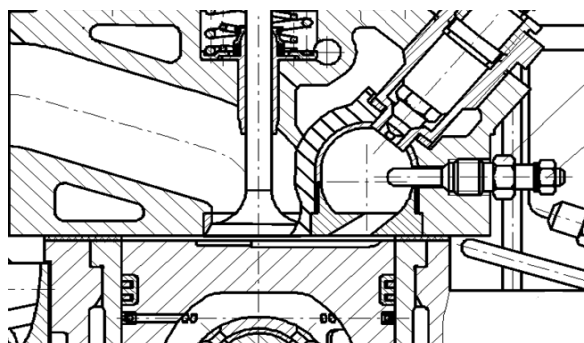


Рис. 2. Камера згоряння дизеля 4ДТНА з вихровою камерою

Ці два фактори дозволили обрати у якості бази для фізичної моделі на початковий дизель 4ДТНА з вихрокамерним сумішоутворенням. Саме наявність вихрової камери (рис. 2) дала змогу зменшити ступінь стиснення з 18,5 до перспективних 17-17,5 одиниць, які обґрунтовані роботами [8, 9], та створити ідеальні умови для максимального зростання температури повітряного заряду навколо наконечника свічки розжарювання. Необхідно відмітити, що створити розрахункову модель займання палива біля свічки розжарювання з урахуванням температури нагрівання наконечника та часу попереднього вмикання свічки на цей час неможливо. Окрім того можливо тільки припустити як в кінці такту стиснення при зміні частоти обертання колінчастого вала у процесі спроби холодного пуску поведе себе температура в камері згоряння з урахуванням попереднього підігріву від свічки розжарювання. Ха-

рактеристика такого підігріву перед спробою пуску дизеля 4ДТНА представлена на рис. 3.

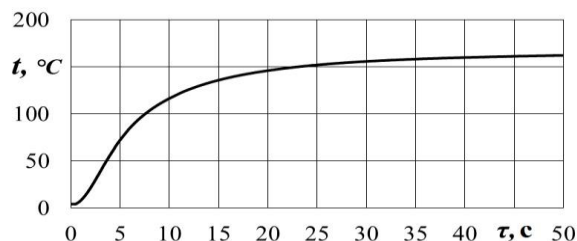


Рис. 3. Зміна температури у вихровій камері згоряння свічкою розжарювання в залежності від часу (поршень в ВМТ)

Ще однією перевагою створеної фізичної моделі є використання спеціального експериментального механізму, що може змінювати кут випередження упорскування палива в межах 25 град. п.к.в.

Визначальною складовою науково-технічного підходу до вирішення задачі холодного пуску автомобільного дизеля є особливість подання моменту опору двигуна у якості еквівалентного навантаження від впливу на будь-яке моторне масло низької температури навколишнього середовища. Складність вирішення такої задачі в умовах важкого доступу до спеціальних кліматичних камер шляхом зміни навантаження на КВ за рахунок кінематично з'єданого з КВ вала ротора балансірної машини через коробку зміни передач вже знайшли своє відображення у попередній статті авторів [3]. Схема моторного стенду ХНАДУ для пускових випробувань фізичної моделі "Слобожанського дизеля" надана на рис. 4.

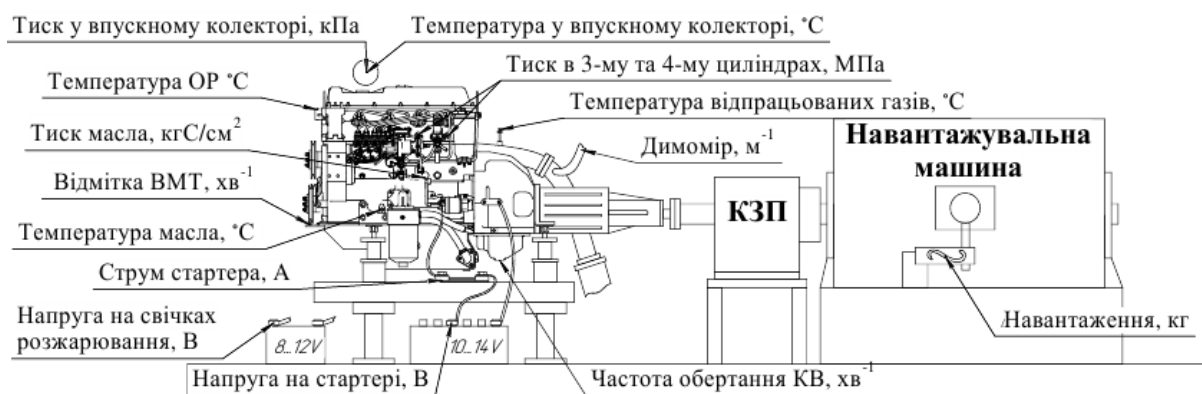


Рис. 4. Вимірювальна схема фізичної моделі дослідження пускових якостей вітчизняного автомобільного дизеля 4ДТНА

Підготування цілих шести змінних контрольованих параметрів впливу на холодний пуск дизеля

та необхідність проведення досить складного експериментально-розрахункового дослідження приз-

вели до здійснення наступного кроку щодо застосування методу математичного планування експерименту у дослідженні ДВЗ, а саме вибору та обґрунтування математичного плану 6-ти факторного експерименту по дослідженню пускових якостей вітчизняного автомобільного дизеля [4] і розробленню та практичному використанню спеціалізованого програмного комплексу "Approximation_LSM".

Підготовка та запис раціонального математичного плану експерименту

На відміну від існуючих, новий програмний комплекс "Approximation_LSM" дозволяє не тільки обробити плани експериментів більше 4-х факторів, але і дозволяє заносити у план обробки такі фактичні значення факторів, які навіть теоретично неможливо витримати з точністю попереднього нормування.

Авторам невідомо жодного прикладу запису та подальшої реалізації плану шестифакторного експерименту при варіюванні факторів на трьох рівнях у галузі машинобудівної інженерії. Тому наочний приклад запису вимірних та розрахованих параметрів (табл.1), які безпосередньо визначають якість холодного пуску автомобільного дизеля, повинен мати неабиякий практичний інтерес.

Таблиця 1. План-матриця дійсних параметрів холодного пуску

№ п.п.	$Q_{ц}$, мм ³ /цикл	$\Theta_{КВУП}$, град п.к.в.	$t_{скв}$, °C	$n_{КВ}$, хв ⁻¹	$T_{ср}$, К	$\tau_{ср}$, с
1	28	28	9,6	223,4	1184,6	25,5
2	36	28	8,8	232,4	1194,7	24,7
3	28	12	9,1	232,8	1196,6	24,9
4	36	12	8,4	220,3	1204,8	24,8
5	28	28	0,6	222,4	1202,6	24,9
6	36	28	-0,9	232,5	1171,1	24,6
7	28	12	0,1	226,1	1183,7	25,4
8	36	12	0,6	231,4	1196,8	25,2
9	28	28	8,7	272,2	1196,8	24,3
10	36	28	8,5	277,9	1171,9	25,0
11	28	12	9,9	269,8	1167,6	25,1
12	36	12	9,8	276,1	1178,5	25,2
13	28	28	0,3	275,8	1186,1	25,2
14	36	28	0,0	278,5	1202,8	24,2
15	28	28	8,1	279,5	1196,2	24,7
16	36	12	0,5	257,1	1194,5	27,9
17	28	12	0,9	222,6	1348,8	26,5
18	36	28	8,6	225,1	1350,0	24,6

19	28	28	9,2	224,1	1375,6	24,5
20	36	28	9,9	233,8	1364,7	25,5
21	28	12	9,6	228,1	1358,9	25,3
22	36	28	8,2	231,5	1367,5	24,3
23	28	12	9,2	224,8	1374,4	24,4
24	36	28	8,5	231,4	1368,5	24,7
25	28	28	-0,7	274,3	1371,1	24,9
26	35	28	0,2	257,1	1344,4	25,0
27	28	12	-0,8	277,4	1363,1	24,9
28	35	12	0,0	257,0	1346,0	25,1
29	28	28	9,4	279,6	1384,7	25,1
30	36	12	8,2	270,8	1376,1	25,3
31	28	12	9,9	272,0	1387,4	25,3
32	36	12	9,3	270,0	1354,6	24,8
33	28	28	0,5	223,7	1176,2	44,5
34	36	28	0,9	231,8	1175,3	45,1
35	28	12	0,1	224,7	1208,7	45,1
36	36	12	-0,5	229,1	1183,0	44,8
37	28	28	8,1	227,2	1176,3	44,4
38	36	28	8,1	225,5	1186,0	44,6
39	28	28	9,3	226,8	1167,2	44,9
40	36	28	9,9	231,8	1203,3	44,3
41	28	28	9,8	282,0	1190,8	44,9
42	36	28	8,6	274,5	1172,7	44,5
43	28	12	8,2	269,7	1160,8	44,5
44	36	12	8,1	269,2	1186,9	44,5
45	28	28	8,6	280,3	1205,3	44,8
46	36	28	9,0	273,7	1192,3	45,0
47	28	28	9,5	276,0	1198,1	44,7
48	36	28	9,5	273,3	1192,8	44,9
49	28	28	9,1	228,2	1352,4	44,1
50	36	28	0,9	232,0	1347,2	44,1
51	28	28	0,5	221,0	1349,1	45,0
52	36	12	0,2	221,6	1356,3	45,3
53	28	12	-0,4	230,5	1388,0	44,9
54	36	28	9,8	229,1	1373,7	44,6
55	28	28	9,1	232,8	1375,1	45,1
56	36	28	9,7	224,8	1351,7	44,2
57	34	12	8,3	270,9	1262,9	45,4
58	28	12	8,8	270,3	1383,1	44,8
59	36	28	-0,8	269,2	1348,7	45,3
60	28	28	0,2	274,0	1357,7	44,1
61	36	12	-0,6	276,9	1368,9	44,5
62	28	12	-0,1	269,5	1340,8	44,7
63	36	28	10,0	271,5	1358,7	44,9
64	28	28	8,6	271,8	1343,0	44,9
65	36	28	9,4	278,3	1386,8	45,0
66	32	12	9,9	263,7	1277,3	35,1

Закінчення таблиці 1

67	36	28	8,6	244,6	1282,9	34,8
68	36	28	8,4	257,4	1155,4	35,3
69	32	12	8,4	252,5	1282,1	34,5
70	32	28	-1,0	257,4	1277,9	34,9
71	32	28	-0,8	246,1	1254,7	35,0
72	32	12	0,0	223,8	1293,3	34,9
73	32	12	-0,1	272,4	1265,9	35,0
74	32	28	9,1	245,3	1190,8	35,1
75	32	12	8,9	251,2	1389,2	34,6
76	32	28	8,5	252,8	1291,2	24,7
77	32	28	9,3	273,6	1184,6	45,4

При цьому вихідні показники якості процесу пуску вже запропоновані авторами у джерелі [4], а запорукою здійснення наступної успішної оптимізації є вищезазначений розрахунковий апарат.

Висновки

1. Сформовано цілком конкретний раціональний математичний план шестифакторного експерименту для дослідження пускових якостей автомобільного дизеля.

2. Запропонований математичний план відрізняється від тих, що вже застосовуються у галузі машинобудівної інженерії, своєю багатofакторністю та одноплановим записом вимірюваних і розрахункових параметрів наступної оптимізації.

Список літератури:

1. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)»: монографія; за ред. Ф.І. Абрамчука, О.В. Грицюка та І.А. Дмитрієва. – Харків: ХНА-ДУ, 2012. – 164 с. 2. Грицюк А. В. Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях переходных процессов пуска дизельного двигателя / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 53-59. 3. Грицюк О.В. Особливості уявлення моменту опору дизельного двигуна як незалежного фактору впливу на його пускові якості / О.В. Грицюк, Д. В. Левченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2020. – №2. – С. 64-73. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.09, ISSN: 0419-8719 4. Левченко Д.В. Вибір та обґрунтування математичного плану 6-ти факторного експерименту при дослідженні пускових якостей ДВЗ / Д. В. Левченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2021. – № 2. – С. 86-92. DOI: 10.20998/0419-8719.2021.2.12, ISSN: 0419-8719 5. Механизмы влияния свечей накалывания на рабочий процесс в дизельных двигателях / К.В. Корытченко, О.В. Стаховский, А.В. Серпухов, Д.В. Бизонич та ін. // Систем обробки інформації. – 2016. – № 6 (143). – С. 205-210. 6. Анацький О.О. Аналіз факторів впливаючих на

пускові характеристики дизельних двигунів тепловозів та допоміжних пристроїв для полегшення пуску / О.О. Анацький, С.В. Бобрицький // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – 2015. – № 1(218). – С. 272-276. 7. Effects of cold start control strategy on cold start performance of the diesel engine based on a comprehensive preheat diesel engine model / Yuanwang Deng, Huawei Liu, Xiaohuan Zhao, Jiaqiang E, Jianmei Chen // Applied Energy. – 2018. – Vol. 210, С. 279-287 <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.10.093>. 8. Pacaud P. Cold Start on Diesel Engine: Is Low Compression Ratio Compatible with Cold Start Requirements? / P. Pacaud, H. Perrin, O. Laget // SAE International Journal of Engines. – 2009. – Vol. 1, № 1. – С. 831-849. 9. Бондарь В. Н. Улучшение пусковых качеств дизеля с пониженной степенью сжатия путем использования электрических подогревателей воздуха на впуске / В. Н. Бондарь, А. А. Малоземов, В. С. Кукис // Тракторы и сельхозмашины. – 2016. – № 7. – С. 22-26. 10. Манзин М.Ю. К вопросу обеспечения надежного пуска дизельных двигателей в условиях низких температур / М.Ю. Манзин, А.А. Заикин, С.В. Рослов, В.В. Иванов // Вестник Сибирской государственной автомобильной академии. – 2017. – № 3(55). – С. 88-94. 11. Lock, J., Clasén, K., Sjöblom, J. et al. Cold-Start Modeling and On-Line Optimal Control of the Three-Way Catalyst. Emiss. Control Sci. Technol. 7, 321-347 (2021). <https://doi.org/10.1007/s40825-021-00199-x>. 12. Neely, G., Sarlashkar, J., and Mehta, D., "Diesel Cold-Start Emission Control Research for 2015-2025 LEV III Emissions," SAE Int. J. Engines 6(2):1009-1020, 2013, <https://doi.org/10.4271/2013-01-1301>.

Bibliography (transliterated):

1. Abramchuk, F.I., Al'oxin, S.O., Byelov, M.L. ta in. (2012) Feasibility study of the need for state support in the implementation of innovation and investment project "Development and implementation in the production of small car diesel with a capacity of 100-175 hp dual-use (Slobozhansky diesel)" [Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)»], Kharkiv, 164 p. 2. Gritsyuk, A. V. (2012), "Experience in applying the method of the planned experiment in the study of transient processes of starting a diesel engine" [Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях переходных процессов пуска дизельного двигателя], Dvigateli vnutrennego sgoraniya. № 2, pp. 53-59. 3. Gricjuk, A.V., Levchenko, D.V. (2020), "Peculiarities of presentation of the moment of re-sistance of the diesel engine as an independent factor of influence on its starting qualities" [Особливості уявлення моменту опору дизельного двигуна як незалежного фактору впливу на його пускові якості], Dvigateli vnu-trennego sgoraniya, №2, p.p. 64-73. 4. Levchenko, D.V. (2021), "Selection and justification of mathematical plan 6 of acting experiment in the study of starting qualities of ice" [Вибір та обґрунтування математичного плану 6-ти факторного експерименту при дослідженні пускових якостей автомобільного дизеля], Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №2, p.p. 86-92. 5. K.V. Korytchenko, O.V. Stahovskiy, A.V. Serpuhov, D.V. Bizonych (2016), "Mechanisms of influence of glow plugs on the working process in diesel engines" [Механізми впливу свічок накалювання на робочий процес в дизельних двигателях], Sistem obrobki informatsiyi, № 6 (143), pp. 205-210. 6. Anatskiy, O.O., Bobrytskyi, S.V. (2015), "Analysis of factors affecting starting characteristics and diesel engines assistive devices to facilitate pusk" ["Аналіз факторів впливаючих на пускові характеристики

ystyky dyze-lnykh dvyhunyv teplovoziv ta dopomizhnykh prystroiv dlia polehshennia pusku”], *Visnyk SNU im. V. Dalia*, № 1(218), pp. 272-276. 7. Yuanwang Deng, Huawei Liu, Xiaohuan Zhao, Jiaqiang E, Jianmei Chen (2018) *Effects of cold start control strategy on cold start performance of the diesel engine based on a comprehensive preheat diesel engine model*, *Applied Energy*, Volume 210, pp. 279-287 <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.10.093>. 8. Pascaud, P., Perrin, H., Laget, O. (2009), “Cold Start on Diesel Engine: Is Low Compression Ratio Compatible with Cold Start Requirements?”, *SAE International Journal of Engines*, Vol. 1, No 1. pp. 831-849. 9. Bondar, V. N., Malozemov, A. A., Kukis, V. S. (2016), “Improving the starting performance of a diesel engine with a reduced compression ratio by using electric inlet air heaters” [Uluchshenie puskovykh kachestv dizelja s ponizhenoj stepenju schatija putem ispolzovanija

jelektriche-skih podogrevatelej vozduha na vpuske], No 7, pp. 22-26. 10. Manzin, M.Yu, Zaikin, A.A., Roslov, S.V., Ivanov, V.V. (2017), “To the question of ensuring reliable launch of diesel engines in the conditions of low temperatures” [“K voprosu obespecheniya nadezhnogo puska dizel’nykh dvigatelej v usloviyakh nizkikh temperatur”], *Vestnik SibADI*, № 3(55), pp. 88-94. doi: 10.26518/2071-7296-2017-3(55)-88-94. 11. Lock, J., Clasen, K., Sjöblom, J. et al (2021), *Cold-Start Modeling and On-Line Optimal Control of the Three-Way Catalyst*. *Emiss. Control Sci. Technol.* 7, 321–347 <https://doi.org/10.1007/s40825-021-00199-x>. 12. Neely, G., Sarlashkar, J., and Mehta, D. (2013), “Diesel Cold-Start Emission Control Research for 2015-2025 LEV III Emissions”, *SAE Int. J. Engines* 6(2):1009-1020, <https://doi.org/10.4271/2013-01-1301>.

Надійшла до редакції 16.06.2022 р.

Грицюк Олександр Васильович – доктор техн. наук, проф., професор кафедри ДВЗ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: dthkbd@ukr.net.

Левченко Денис Вадимович – аспірант кафедри ДВЗ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: denislev4enko@gmail.com.

FORMATION OF THE MATHEMATICAL PLAN OF EXPERIMENT IN AUTOMOBILE DIESEL STARTING QUALITIES RESEARCH

O.V. Grytsyuk, D.V. Levchenko

The article indicates a way to solve the problem of improving the starting qualities and reducing the smoke of domestic gases of domestic diesel 4DTNA1 with direct fuel injection at low ambient temperatures by optimizing the parameters and elements of the starting system and idling by rational algorithms. To solve this problem, the need to conduct an experimental study of the starting qualities of an automobile diesel engine and to form a mathematical plan of the experiment for the next calculation study is substantiated. The basic provisions concerning the organization of multifactor experimental research of starting qualities of the automobile diesel are covered. The description and data of the characteristic of the physical model previously created for experimental research on the basis of the domestic automobile vortex chamber diesel 4DTNA are made. The peculiarities and advantages of the created physical model in relation to traditional solutions for research of starting qualities of automobile engines, in particular in use of external loading for reproduction of influence on motor oil of low temperature in the conditions of difficult access to climatic chambers are resulted. The choice of the vortex chamber sample of the physical model for conducting research of start-up due to perspective, reduced by 1-1.5 units, degree of compression and possibility of qualitative research of influence of pre-start heating of volume of the combustion chamber by a glow plug is substantiated. The actual values of the values of the selected 6, the most influential on the start-up process, linearly independent factors during the experimental study in accordance with the adopted plan with 77 test cold starts. It is noted that the actual result of the establishment of certain controlled factors is random with a certain error at the boundaries of the exact value in accordance with the orthogonal plan of the experiment. This variation of real values requires the use of a special mathematical apparatus implemented by the authors in the software product Approximation_LSM, when analyzing the results of a 6-factor experimental study.

Key words: diesel engine start; multifactorial study; experiment, physical model; design of experiment.

*М.М. Ткачук, А.П. Марченко, С.О. Кравченко, М.А. Ткачук, О.В. Веретельник,
А. В. Грабовський, В.В. Веретельник*

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНА ОЦІНКА КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНО ЗМІЦНЕНИХ ДЕТАЛЕЙ

У статті розглядається вплив властивостей матеріалів на контактну взаємодію зміцнених деталей конструкцій. Для оброблення цих деталей застосовується технологія дискретно-континуального зміцнення. Контактуючі деталі виготовлені із різних матеріалів. З одного боку – деталь із алюмінієвого сплаву. На її поверхні вирощується мікрошар оксидної кераміки. З іншого боку – чавунна або сталеві деталь, у поверхневі шари якої індентовано електроіскровим методом архіпелаг зон зміцненого матеріалу. Тобто перша деталь оброблена континуально, а друга – дискретно. Досліджується вплив властивостей матеріалів у зонах зміцнення на контактну взаємодію таких деталей. Розроблені рекомендації стосовно вибору матеріалів та технологічних режимів дискретно-континуального зміцнення. Зокрема, встановлено, що характер розподілу контактного тиску та напружень за Мізесом суттєво залежить від поєднань значень модулів пружності шару оксидної кераміки на алюмінієвій деталі та зони дискретного зміцнення на чавунній деталі. При цьому зі зростанням модуля пружності матеріалу зон дискретного зміцнення відбувається якісна зміна цих розподілів. Контактний тиск у центральній частині області контакту спочатку набуває мінімуму, а потім – максимуму. У той же час, вплив модуля пружності шару оксидної кераміки на алюмінієвій деталі – менш виражений. Відносний рівень контактного тиску та напружень за Мізесом змінюється у дослідженому діапазоні варіювання модулів пружності матеріалів зон континуального та дискретного зміцнення у досить широкому коридорі. Отже, можна управляти рівнем контрольованих величин. А відтак – є можливість обґрунтування вибору того чи іншого матеріалу, а також конструктивних та технологічних рішень при створенні тих чи інших елементів конструкцій. Важливе значення для обґрунтування раціональних технічних рішень вузлів нових конструкцій має не тільки рівень контактного тиску та напружень за Мізесом. Контактна взаємодія визначає розподіл навантажень між елементами конструкцій, що певним чином безпосередньо впливає на їх напружено-деформований стан та міцність. Також на додаток запускається серія процесів і станів: тертя, зношування, навантаженість. Вони залежать від розподілу контактних сил. Отже, із фізичної точки зору реалізується «мультифізичний» процес, а із технічної – багатокритеріальний. У результаті, на кожному із етапів виникає низка конкуруючих вимог та обмежень, які слід брати до уваги при обґрунтуванні раціональних технічних рішень нових виробів, зокрема, двигунів внутрішнього згорання.

Ключові слова: контактна взаємодія; напружено-деформований стан; дискретне зміцнення; континуальне зміцнення; дискретно-континуальне зміцнення; метод скінченних елементів; напруження; контактний тиск; модуль пружності; двигун внутрішнього згорання.

Вступ

Сучасне машинобудування стикається із низкою системних проблем у прагненні досягнути більш високих технічних і тактико-технічних характеристик своїх виробів. По-перше, це здебільшого еволюційний характер розвитку технічних рішень та принципів їх функціонування. Дійсно, проривні рішення потребують нових досягнень у фундаментальних та прикладних галузях науки. А вони потребують усе більш масштабних витрат ресурсів.

По-друге, це здебільшого вичерпані можливості традиційних конструктивних рішень елементів сучасних машин. Це стосується і двигунів внутрішнього згорання, і трансмісій, і рушіїв, і систем спеціального призначення тощо. Відтак, тільки самими заходами важко досягти суттєвого поліпшення технічних і тактико-технічних характеристик (ТіТТХ) машин, агрегатів, систем і вузлів, що створюються чи модернізуються.

По-третє, традиційні технології поліпшення службових характеристик деталей машин мають низку вад. Серед цих вад найбільш відчутною є те, що як правило, поліпшення однієї з характеристик

призводить до погіршення інших. Так, підвищення твердості супроводжується зниженням міцності при дії багатоциклових навантажень. Нанесення плівок та покриттів із високими триботехнічними властивостями може породжувати пониженою задиростійкість та термічне відшарування приповерхневих шарів матеріалу деталі. Якщо ж застосовуються технології, що передбачають тривалий високотемпературний вплив на деталь, то можуть мати місце її залишкові деформації тощо.

Як альтернативний шлях запропоновано метод дискретно-континуального зміцнення (ДКЗ) пар деталей [1]. Цей метод дає змогу досягти принципово нових проривних досягнень при створенні нових виробів військового та цивільного призначення за рахунок примноженої сукупної дії чинників різної природи. По-перше, це матеріалознавчий аспект: обґрунтовується мікроструктура гетерогенних композицій, що дає підвищені характеристики на рівні представницького мікроосередку матеріалу. По-друге, на мікро- та макрогеометричному рівні визначаються фізичні ефекти, які призводять до забезпечення необхідного рівня міцності, зни-

ження тертя, підвищення довговічності роботи вузла тощо. По-третє, визначається спосіб та режими технологічних операцій, які реалізують цей метод у конкретному випадку. Таким чином, цілеспрямовано здійснюється покрокове поліпшення кінцевого результату на етапах досліджень, технологічної підготовки та виробництва нових виробів.

Разом із тим, запропонований підхід потребує дослідження різних аспектів, які дотепер недостатньо вивчені з точки зору впливу на властивості контактної взаємодії дискретно-континуально зміцнених деталей машин. Зокрема, становить інтерес аналіз впливу властивостей матеріалів зміцнених зон на розподіл контактного тиску між деталями. Це склало напрямок досліджень, описаних у роботі.

Аналіз існуючих методів зміцнення деталей машин

Проблема зміцнення є актуальною для широкої множини деталей машин. Так, у [1–3] описані різні групи технологій зміцнення елементів конструкцій. Як зазначалося, множину відомих на сьогодні методів інженерії поверхні деталей машин умовно розділено на чотири класи: нанесення покриттів, модифікування поверхневого шару, технологічного забезпечення фізико-механічних властивостей і топографії поверхні, а також комбіновані («гібридні») методи. Дослідження показали, що набуття потрібних службових характеристик поверхнею деталі (зносостійкості, теплостійкості, корозійної стійкості, опору окисленню, втомної міцності, контактної жорсткості, опору адгезії, антифрикційних або фрикційних властивостей, герметичності з'єднань, ущільнення пар тертя, утримання мастила, а також декоративно-художніх, екологічних, електроізоляційних, теплоізоляційних, ріжучих та інших корисних властивостей) відбувається через комплекс геометричних і фізико-механічних характеристик поверхні. До останніх, зокрема, належать точність, шорсткість, твердість, мікротвердість, опорна площа, пористість, залишкові напруження, мікроструктура, мікрорельєф, макрорельєф, адгезія, текстура, міцність зчеплення з основою тощо [1–3].

Якщо звернутися, наприклад, до деталей ДВЗ, то широко застосовуються різні методи зміцнення. Зокрема, це різні види хіміко-термічної обробки (ХТО): цементація, нітроцементація, ціанування, азотування, борування, бороазотування, силіціювання, сульфидування, дифузне хромування, алітування тощо. ХТО застосовують для підвищення зносостійкості за рахунок збільшення поверхневої твердості деталей тертя, підвищення опору абразивному зносу, протизадірної та корозійної стійкості. При деяких методах ХТО також підвищується втомна міцність виробу. Загальним недоліком цих

процесів є велика тривалість технологічного циклу, шкідливість виробництва, застосування високих температур і, як наслідок, зростання зерна веде до окрихчування сталі, деформації (викривлення) зміцнених деталей, а відповідно – збільшення припусків під механічну обробку, а також висока енергоємність, неможливість багаторазового (повторного) зміцнення деталей.

Крім того, це способи, в основі яких лежить термічне зміцнення, що полягає в дії інтенсивного потоку енергії на локальну ділянку поверхні, поглинанні цього потоку енергії приповерхневим шаром деталі і внаслідок цього – у швидкому розігріві ділянки до високих температур. Після припинення дії потоку енергії нагріта ділянка охолоджується внаслідок теплопровідності у внутрішні об'єми матеріалу, а також за рахунок тепловіддачі з поверхні. При цьому досягається висока швидкість охолодження (вище критичної для певної марки сталі або чавуну). У процесі нагрівання та охолодження відбуваються фазові перетворення. Найбільш поширений метод обробки цього виду – поверхнєве загартування. Потік енергії можна отримати електричним, електроімпульсним, лазерним, ультразвуковим та іншими способами. У виробництві найбільше поширення знайшли процеси індукційного і газополуменового нагріву поверхні виробів. Недоліки цих методів: висока вартість і великі габарити технологічного обладнання, особливо у випадку лазерної обробки; висока енергоємність; у деяких випадках – зниження втомної міцності.

Іншою групою є зміцнення за рахунок поверхневого пластичного деформування (ППД), при якому в металі відбуваються структурні зміни, пов'язані з підвищенням щільності дислокацій, їх взаємодією, подрібненням блоків, виникненням макро- і мікронапружень. У сталях, що мають після термообробки у структурі залишковий аустеніт, при цьому може відбуватися його часткове перетворення у мартенсит і виділення дисперсних карбідних частинок. Пластична деформація може бути здійснена обкаткою поверхні деталі роликком або кулькою, вигладжуванням алмазним, ельборовим, твердосплавним та іншим інструментами, гідроабразивним і дрібоструйним наклепом, карбуванням тощо. Але слід мати на увазі, що при такому способі обробки не досягаються високі значення твердості, а, значить, деталі мають низьку зносостійкість. Крім цього, недоліками зміцнення пластичною деформацією є те, що при підвищенні температури у процесі експлуатації властивості матеріалу поверхні деталі, отримані при зміцненні, частково або повністю зникають. У деяких випадках також реєструється зниження пластичності. Використання ППД є раціональним для вже зміцнених іншими

методами деталей як остаточна обробка, яка в більшості випадків призводить до виникнення поверхневих стискних напружень, що сприяють підвищенню втомного опору. ППД також зменшує шорсткість поверхні і заліковує ультрадрібні тріщини, у результаті чого зменшується чутливість матеріалу до концентраторів напружень.

Також добре відомий метод зміцнення металів об'ємною термічною обробкою. У технології термічної обробки основна увага приділяється вибору температури нагріву, залежно від марки сталі, часу витримки при цій температурі для його завершення фазових і структурних перетворень і швидкості охолодження, що забезпечує утворення необхідної структури. При цьому дуже важливим є вибір температури нагріву таким чином, щоб, з одного боку, міг утворитися гомогенний аустеніт, тобто встигли розчинитися карбідні частинки, а з іншого, – не відбулося би зростання зерна, що призведе до окрихчування сталі. Не менш важливим є і вибір охолоджуючого середовища, яке, забезпечуючи швидкість охолодження вище критичної, не чинило би впливу на зростання гартівних напружень. До недоліків об'ємних методів термічної обробки можна віднести: енергоємність; екологічно шкідливе виробництво; деформації (викривлення) виробів; ці методи не завжди забезпечують необхідні триботехнічні характеристики виробу.

Як уже зазначалося, традиційні методи і технології зміцнення деталей машин, зокрема ДВЗ, мають низку недоліків. На противагу їм методи дискретно-континуального зміцнення, що запропоновані у [1], мають суттєві переваги. Дійсно, останніми роками активний розвиток отримали процеси дискретної обробки поверхонь, які дають можливість отримати на них чергування у заданій послідовності (дискретно) високоміцних і пластичних мікроділянок, аналогічно до природних композиційних матеріалів, армованих твердими та міцними фазами. Як відомо, така структура забезпечує високу конструкційну міцність матеріалу, тобто дає змогу одночасно отримати високі показники міцності, пластичності, в'язкості руйнування. Для пар тертя завдання значно ускладнюється, оскільки необхідно не просто підвищити конструкційну міцність матеріалу вала, а й забезпечити високі триботехнічні характеристики поверхонь, що працюють у контакті з контртілом. Серед таких методів широке застосування знайшло дискретне зміцнення на основі електроіскрового легування [1, 4–6].

Процес електроіскрового легування має низку особливостей, які сприяють його поширенню: перенесення матеріалу залежить від ерозійної стійкості анода і катода; можливість формування покриттів із характеристиками широкого діапазону значень; висока адгезія електроіскрового покриття з основним матеріалом; відсутність нагріву і деформації деталі у процесі обробки; товщина шару, що наноситься, і

глибина легування обмежені; поверхня має велику шорсткість; продуктивність процесу невисока; на поверхні можливе формування каверн.

Розвиток цього напрямку було продовжено на Державному підприємстві «Завод ім. В.О. Малишева» з метою розробки технології зміцнення поверхонь сталевих і чавунних деталей ДВЗ [7, 8]. Такий формування зносостійкої поверхні деталі описано і використовується [7]. Його суть якого полягає у конфігурації нанесення зміцнених зон при перенесенні металу з анода на катод у момент іскрового розряду між ними на великогабаритних деталях. Одночасно з цим перенесенням відбувається зміцнення та макролегування приповерхневої зони деталі, що призводить до зміни хімічного складу і фізико-механічних властивостей матеріалу основи у плямі контакту з електродом. Метод електроіскрового зміцнення має низку особливостей [9]: одиничний електроіскровий розряд дає змогу забезпечити стабільність фізико-механічних властивостей окремої ділянки (плями); зміцнення за один прохід різко підвищує продуктивність процесу (частина поверхні залишається незміцненою); зміна величини струму розряду дає можливість регулювати глибину і площу одиничної ділянки, а також глибину проникнення в основу (макролегування); керуючи частотою імпульсу або швидкістю відносного переміщення анода і катода, можна варіювати кількість дискретних ділянок на робочій поверхні деталі.

При дискретному зміцненні робочої поверхні сама деталь не піддається впливу великих температур, що виключає пов'язані з цим температурні навантаження. У зв'язку з цим, цю технологію можливо використовувати на кінцевих операціях виготовлення деталей чи при їх ремонті.

З іншого боку, перспективним є застосування технології мікродугового оксидування при зміцненні робочих поверхонь алюмінієвих деталей конструкцій.

Зокрема, на поршнях ДВЗ із алюмінієвих сплавів [8] знаходить застосування технологія оксидокерамічних покриттів [10, 11]. У цьому випадку формування покриття відбувається за рахунок мікродугового оксидування алюмінієвої поверхні самої деталі, а покриття має більш високу адгезію з алюмінієвою основою. Це вже не покриття, а керамічний шар. Його одержують у гальваностатичному і потенціостатичному режимах. При утворенні керамічного шару на вогневій поверхні алюмінієвого поршня методом мікродугового оксидування створюється захисний шар (шуба) з коефіцієнтом теплопровідності, що значно менше, ніж у алюмінієвого сплаву. Застосування однофазних оксидних плівок для теплоізоляції деталей деяких конструкцій недоцільне [10] через велику різницю коефіцієнтів термічного розширення покриття й матеріалу поршня.

Проблему можуть вирішити багатокомпонентні й багатофазні керамічні шари, які мають коефіцієнти лінійного розширення, близькі аналогічному коефіцієнту деталі, отримані методом анодного мікродугового оксидування (АМДО). Такий керамічний шар одержують за допомогою спеціальної установки.

Утворений керамічний шар в основному складається із твердофазних розчинів окислів $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ і $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$, які складають (60–70) %, та інших окисних сполук елементів, які входять до складу сплаву й електроліту. Відомо, що структура $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ має більше високу твердість, ніж структура $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$, і більш високу зносостійкість.

Таким чином, можна констатувати, що протягом останніх десятиліть велике значення набувають роботи вітчизняних та зарубіжних вчених, спрямовані на удосконалення технологій зміцнення робочих поверхонь високонавантажених елементів машин військового та цивільного призначення. Методи інженерії поверхні (нанесення покриттів, модифікування поверхневого шару, плазмові технології тощо) та досліджень описані у роботах [12–21]. Серед таких методів достатньо ефективними є дослідження, описані у роботах акад. С. Фірстова та проф. С. Дьяченко [12, 13]. Мова йде про фізико-механічні властивості чистих металів, низьколегованих сплавів та багатокомпонентних твердих розчинів, включаючи сплави з високою ентропією. Привертають увагу роботи проф. О. Соболя та проф. Е. Посв'ятенка із напрямків багатшарових покриттів та корундування, а також холодного пластичного деформування [14–16]. Усі перелічені методи досліджень та зміцнення мають низку переваг та недоліків. Проте принциповим загальним їх недоліком є можливість поліпшення певних характеристик, як правило, за рахунок погіршення інших. Відповідно, високі механічні властивості покриттів супроводжуються проблемами розтріскування або відшарування тощо. У методі, що пропонується [1], навпаки, передбачається поліпшення не однієї окремо взятої, а комплексу характеристик. Ця проривна властивість особливо важлива для елементів машин військового та цивільного призначення. Також суттєве значення мають публікації [17–19], у яких увагу звертають на сплави з високою ентропією, однофазні багатоелементні сплави та наноструктуровані металеві матеріали. У роботах [20, 21] описані дослідження контактної взаємодії твердих тіл із реальною мікрогеометрією поверхні. Усі перелічені публікації в основному спрямовані на методи аналізу властивостей існуючих металів, сплавів, покриттів. Разом із тим у практичному плані високу актуальність та важливість набули проблеми синтезу матеріалів та покриттів із бажаними фізико-механічними властивостями. Тут експериментальні дослідження [12–19]

можуть дати вихідні дані стосовно тенденцій впливу тих чи інших чинників на властивості певних об'єктів. Моделі [20, 21] дають можливість досліджувати вплив окремих чинників на контактну взаємодію. Проте ні перші, ні другі не містять постановок, підходів, моделей та методів розв'язання обернених задач. Тобто виникає проблема створення таких засобів досліджень, які формують варіативний об'єкт та уможливають обґрунтування технічних рішень із заданими властивостями. Якраз такі підходи, моделі та методи частково розроблені авторами [1]. На їх основі забезпечується практична складова – можливість розроблення рекомендацій стосовно проектно-технологічних параметрів зміцнення елементів машин військового та цивільного призначення із підвищеними ТіТТХ.

Важливими напрямками досліджень при цьому є аналіз напружено-деформованого стану (НДС) дискретно-континуально зміцнених тіл із урахуванням контактної взаємодії. При цьому важливим, зокрема, є визначення впливу властивостей матеріалів зміцнених зон на розподіл та перерозподіл контактного тиску у спряженні зміцнених деталей. Це становить мету роботи.

Загальна постановка задачі досліджень контактної взаємодії дискретно-континуально зміцнених деталей конструкцій

Відомо [1], що основна ідея методу дискретно-континуального зміцнення деталей машин полягає у тому, що у поверхневі шари чавунної чи сталеві деталі індентується високоміцний матеріал у вигляді архіпелагу зон дискретного зміцнення (ЗДЗ), а на поверхні спряженої із нею алюмінієвої деталі вирощується мікрошар оксидної кераміки у вигляді різних (α – та γ –) фаз Al_2O_3 . При цьому, на відміну від застосування одного із методів зміцнення (чи то дискретного, чи континуального), значення мають властивості не тільки окремих нових матеріалів (чи то індентованих, чи вирощених), а також їх поєднань. Це – з одного боку. З іншого боку – різко розширився спектр властивостей матеріалів ЗДЗ та оксидної кераміки. Наприклад, як матеріал ЗДЗ можуть застосовуватися тверді сплави, високолеговані сталі тощо.

Їхні фізико-механічні властивості можуть суттєво відрізнятися від властивостей основного матеріалу. Так, тверді вольфрамові сплави на кобальтових та нікелевих зв'язках мають модуль пружності до 600 ГПа, тобто у майже втричі вище, ніж у сталей, та ще більш переважає модуль пружності чавуна. З іншого боку, варіювання складу шару Al_2O_3 (тобто співвідношень характеристик α та γ -фаз), а також ступеня його пористості може у межах порядку величини змінювати його модуль пружності.

Слід зауважити, що ці особливості стосуються не тільки модуля пружності, але й показників твер-

дості, коефіцієнтів тертя, характеристик міцності тощо. Отже, з одного боку, існує потенційна можливість варіювання фізико-механічних властивостей матеріалів для зміцнення при застосуванні методу дискретно-континуального зміцнення деталей машин, а з іншого – ця можливість натепер уже є певним чином реально здійсненою. Саме тому слід дослідити вплив варіювання парних та множинних наборів властивостей матеріалів зміцнення при ДКЗ на контактну взаємодію спряжених деталей машин. Зокрема, мова йде про модулі пружності цих матеріалів.

У загальному плані задача досліджень може бути поставлена у такому вигляді. Розглядається мікросередок, що поєднує, з одного боку, континуально зміцнену деталь із алюмінієвого сплаву, а з іншого – дискретно зміцнену чавунну деталь (рис. 1, 2) [4–6].

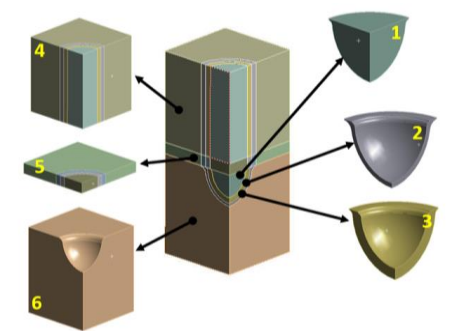


Рис. 1. Геометрична модель:

1 – дискретно зміцнена область ($E_1(E_d), v_1$), 2 – 1-й перехідний шар (E_2, v_2), 3 – 2-й перехідний шар (E_3, v_3), 4 – основний матеріал, сплав АК4 (E_4, v_4), 5 – шар з корундовим покриттям ($E_5(E_c), v_5$), 6 – основний матеріал, чавун (E_6, v_6)

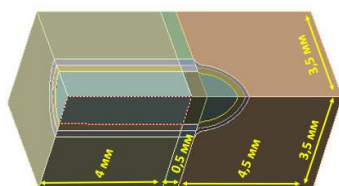


Рис. 2. Геометрична модель представницького осередку із розмірами

Оскільки потенційно діапазон модулів пружності матеріалу шару оксидної кераміки E_c та ЗДЗ E_d можуть змінюватися у широких діапазонах, то для їх опису вводиться пара характеристик:

$$\alpha_c = \lg\left(\frac{E_c}{E_c^0}\right), \alpha_d = \lg\left(\frac{E_d}{E_d^0}\right), \quad (1)$$

де E_c^0 – модуль пружності алюмінію (як базове значення – 70 ГПа), E_d^0 – модуль пружності чавуна (як базове значення – 110 ГПа).

Задля охоплення діапазону варіювання, що покриває властивості широкої множини матеріалів, обрано межі варіювання

$$\alpha_c \in [\lg(11/700); \lg(110/7)],$$

$$\alpha_d \in [\lg(20/11); \lg(60/11)].$$

Для контролю характеристик НДС та контактної взаємодії введені параметри:

$$\gamma_p = \frac{p_{\max}(\alpha_c, \alpha_d)}{p_{\max}(0, 0)}; \quad (2)$$

$$\gamma_\sigma^c = \frac{\sigma_{\max}^c(\alpha_c, \alpha_d)}{\sigma_{\max}^c(0, 0)}; \gamma_\sigma^d = \frac{\sigma_{\max}^d(\alpha_c, \alpha_d)}{\sigma_{\max}^d(0, 0)},$$

де p_{\max} , σ_{\max} – рівень контактного тиску та еквівалентних напружень (у шарі кераміки Al_2O_3 (індекс «с») та ЗДЗ (індекс «d»)) залежно від α_c, α_d .

Ставиться задача: визначити тенденції зміни характеру розподілу напружень за Мізесом та контактного тиску у спряженні деталей, підданих ДКЗ, а також залежності $\gamma_p, \gamma_\sigma^c, \gamma_\sigma^d$ від параметрів α_c, α_d .

Розрахункова модель представницького осередку деталей, підданих дискретно-континуальному зміцненню

Фізико-механічні характеристики наведені у табл. 1, 2, а на рис. 3 – розрахункова скінченно-елемента модель, представницького осередку деталей, підданих ДКЗ, яка налічувала 170 тис. елементів. Зовнішнє модельне навантаження – 100 МПа. На рис. 4 представлені навантаження, закріплення, а також умови симетрії, а на рис. 5, 6 – розподіли контактного тиску p та еквівалентних напружень σ у спряжених тілах (базовий варіант).

Таблиця 1. Фізико-механічні характеристики матеріалів (розрахункові групи)

Параметри, ГПа	Розрахункові групи					Base
	1	2	3	4	5	
$E_1(E_d)$						
E_2	200	300	400	500	600	200
E_3						
E_4	70					70
E_6	110					110

Для даного дослідження було побудовано 5 розрахункових груп (1, 2, 3, 4 та 5), у свою чергу, кожна налічувала 7 (А, В, С, D, Е, F та G) розрахункових схем. Відмінності у рамках однієї групи полягали у варіюванні модуля пружності матеріалу відповідно області дискретно зміцненої ділянки, а відмінності між розрахунковими схемами полягали у варіюванні модуля пружності відповідно області після корундування.

Таблиця 2. Фізико-механічні характеристики матеріалів E_5 (E_c), ГПа, для різних розрахункових схем

Розрахункові схеми							Base
A	B	C	D	F	E	G	
1,1	5,5	11	55	110	550	1100	70

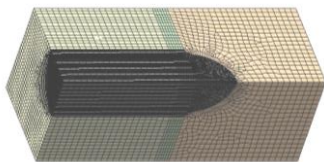


Рис. 3. Скінченно-елементна модель представницького осередку деталей, підданих дискретно-континуальному зміцненню

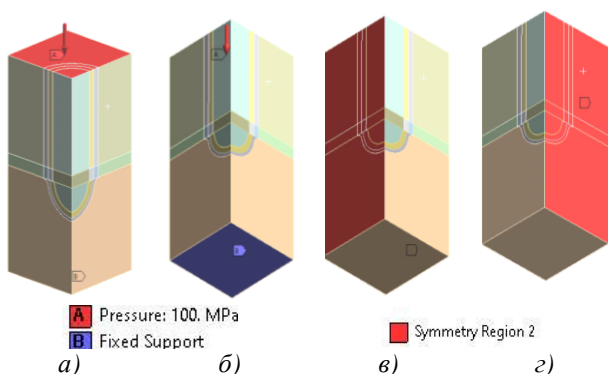


Рис. 4. Зовнішні навантаження та умови симетрії: а – навантаження; б – закріплення; в – симетрія 1; г – симетрія 2

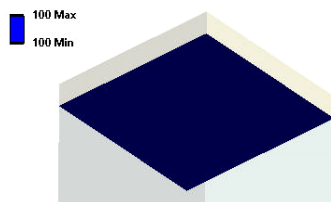


Рис. 5. Розподіл контактної тиску p , МПа (базовий набір параметрів E_c^0, E_d^0)

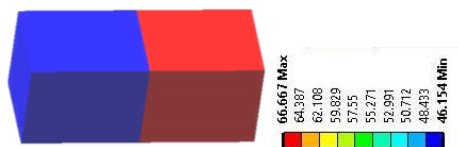


Рис. 6. Розподіл напружень за Мізесом σ , МПа (базовий набір параметрів E_c^0, E_d^0)

Установлено, що рівень $p_{\max}(0,0)=100$ МПа, $\sigma_{\max}^c(0,0)=46.15$ МПа, $\sigma_{\max}^d(0,0)=66.67$ МПа. Ці значення будуть використовуватися задля визначення шуканих залежностей.

Результати багатоваріантних досліджень напружено-деформованого стану та контактної взаємодії тіл, підданих дискретно-континуальному зміцненню

Із застосуванням моделі, наведеної на рис. 1, здійснене скінченно-елементне дослідження НДС та контактної взаємодії тіл, підданих ДКЗ. На рис. 7–14 наведені діаграми із максимальними еквівалентними напруженнями за Мізесом σ та контактним тиском p у елементах досліджуваної системи. У табл. 3, 4 наведені характерні розподіли σ та p для певних поєднань параметрів α_c, α_d .

На рис. 15–17 наведені поверхні, які описують зміну відносного рівня максимальних еквівалентних напружень за Мізесом та контактної тиску з урахуванням змін модулів пружності для матеріалів областей ДКЗ. Ці поверхні були отримані за допомогою співвідношень (1), (2).

Аналіз результатів дослідження напружено-деформованого стану та контактної взаємодії деталей, підданих дискретно-континуальному зміцненню, та висновки

Ретельний аналіз результатів дослідження НДС та контактної взаємодії деталей, підданих ДКЗ, дає підстави відзначити такі характерні особливості, установити такі закономірності та обґрунтувати такі висновки.

1. Характер розподілу контактної тиску та напружень за Мізесом суттєво залежить від поєднань значень модулів пружності шару оксидної кераміки на алюмінієвій деталі E_c та зони дискретного зміцнення E_d – на чавунній деталі. При цьому з рухом E_d від менших до більших значень відбувається якісна зміна цих розподілів: наприклад, контактний тиск при малих E_d у центральній частині області контакту може набувати мінімуму, а потім – максимуму. У той же час, вплив E_c – менш виражений.

2. Рівень контактної тиску та напружень за Мізесом змінюється у дослідженому діапазоні варіювання модулів пружності матеріалів зон континуального та дискретного зміцнення та порівняно із базовим варіантом від 100 до 400 МПа для контактної тиску, 66–213 МПа – еквівалентні напруження (елемент 1), 66–660 МПа – еквівалентні напруження (елемент 3). Це – досить відчутний коридор, у межах якого можна управляти рівнем контрольованих величин. А відтак – є можливість обґрунтування вибору того чи іншого матеріалу, а також конструктивних та технологічних рішень при створенні тих чи інших елементів конструкцій.

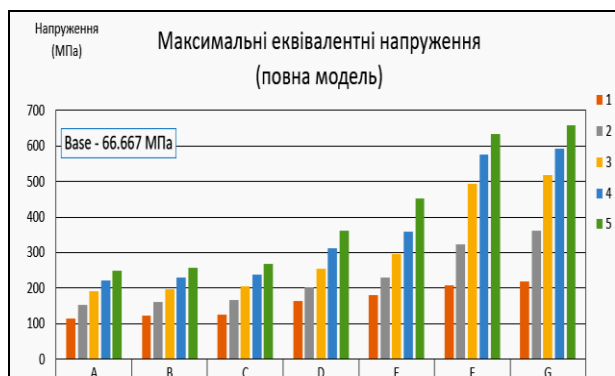


Рис. 7. Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) для усіх розрахункових схем

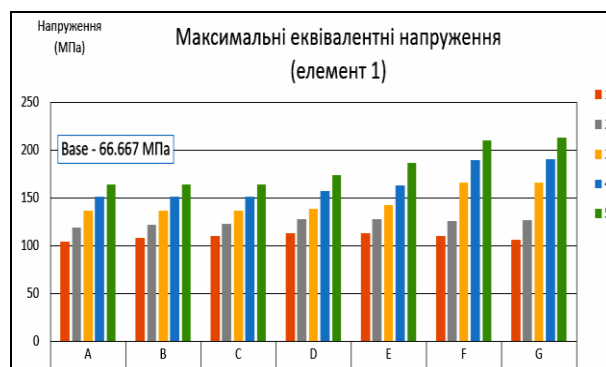


Рис. 8. Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) (елемент 1)

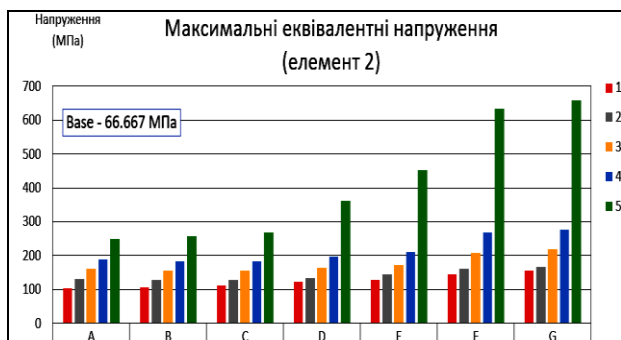


Рис. 9. Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) (елемент 2)

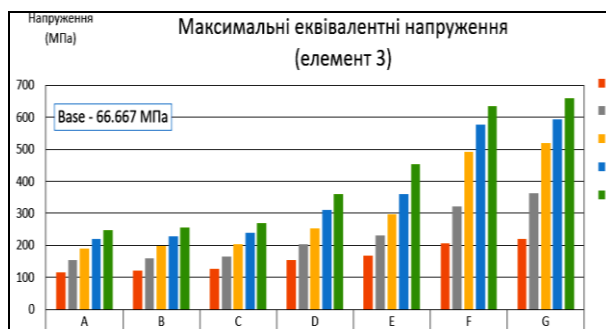


Рис. 10. Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) (елемент 3)

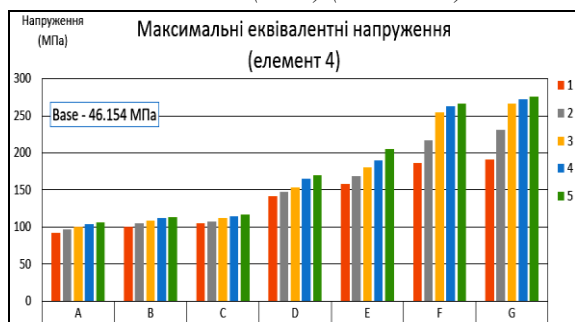


Рис. 11. Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) (елемент 4)

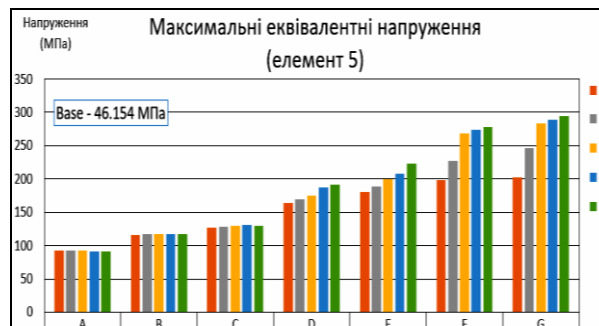


Рис. 12. Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) (шар з ГПО) (елемент 5)

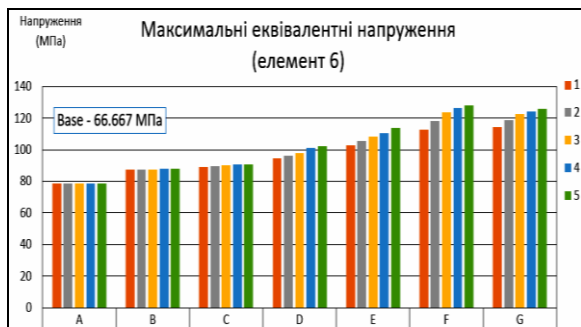


Рис. 13. Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) (елемент 6)

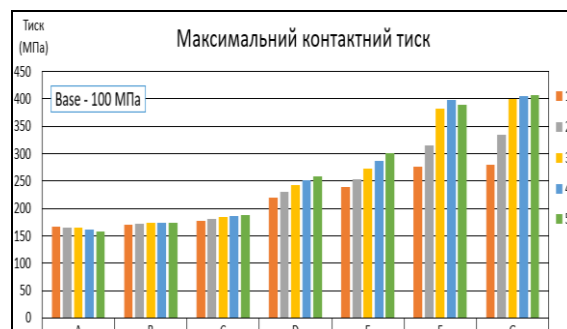
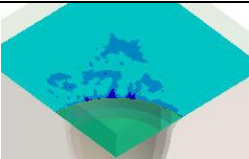
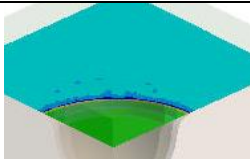
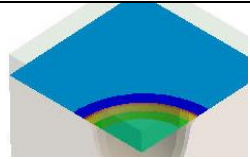


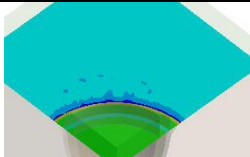
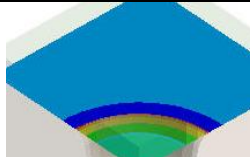
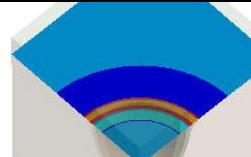
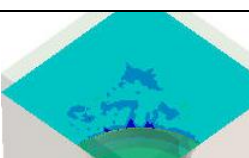
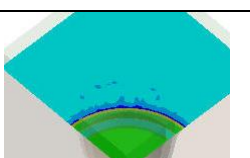
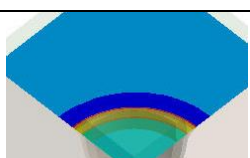

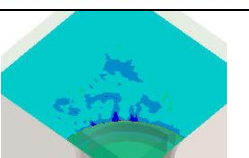
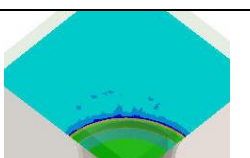
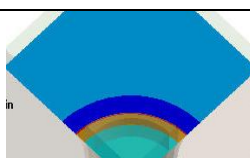

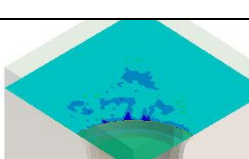
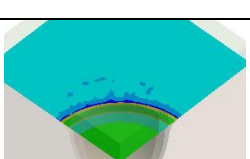
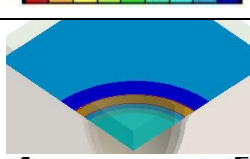
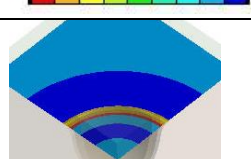


Рис. 14. Максимальний контактний тиск (МПа)

Таблиця 3. Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом (МПа) для різних розрахункових груп та схем

Розрах. група	Розрахункова схема			
	A	B	E	G
1				
2				
3				
4				
5				

Таблиця 4. Розподіл контактного тиску (МПа) для різних розрахункових груп та схем

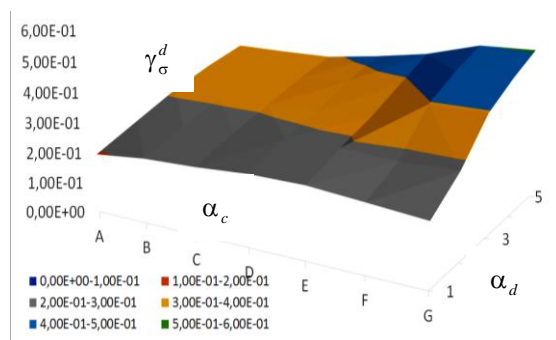
Група	Розрахункова схема			
	A	B	E	G
1	 <p>169.99 Max 158.69 147.4 136.1 124.8 113.5 102.2 90.905 79.606 68.308 Min</p>	 <p>169.99 N 158.69 147.4 136.1 124.8 113.5 102.2 90.905 79.606 68.308 N</p>	 <p>238.63 Ma 218.58 198.53 178.48 158.43 138.38 118.34 98.287 78.239 58.191 Mir</p>	 <p>279.25 Max 254.77 230.29 205.8 181.32 156.84 132.36 107.88 83.396 58.914 Min</p>
2	 <p>165.54 Ma 154.85 144.15 133.45 122.75 112.05 101.35 90.656 79.958 69.26 Min</p>	 <p>171.97 Ma 160.39 148.81 137.23 125.66 114.08 102.5 90.923 79.345 67.767 Mir</p>	 <p>253.43 Ma 231.49 209.54 187.59 165.65 143.7 121.75 99.809 77.862 55.916 Mir</p>	 <p>333.73 Ma 302.69 271.66 240.62 209.59 178.55 147.52 116.48 85.448 54.413 Mir</p>
3	 <p>164.36 Ma 153.82 143.29 132.75 122.21 111.67 101.14 90.599 80.061 69.524 Min</p>	 <p>173.27 Ma 161.33 149.78 138.04 126.29 114.55 102.8 91.056 79.311 67.566 Mir</p>	 <p>272 Max 247.8 223.59 199.39 175.19 150.98 126.78 102.58 78.374 54.171 Mir</p>	 <p>399.62 Ma 360.81 322.01 288.21 244.4 205.6 166.8 128 89.192 50.389 Mir</p>
4	 <p>161.4 Ma 151.26 141.12 130.97 120.83 110.69 100.55 90.403 80.261 70.118 M</p>	 <p>173.81 162.01 150.21 138.42 126.62 114.83 103.03 91.234 79.438 67.641</p>	 <p>287.34 261.31 235.28 209.25 183.22 157.18 131.15 105.12 79.088 53.056</p>	 <p>404.7 Max 365.15 325.59 286.04 246.49 206.94 167.38 127.83 88.282 48.731 Mir</p>
5	 <p>158.47 Ma 148.73 139 128.27 118.53 108.8 100.07 90.335 80.602 70.869 Min</p>	 <p>173.61 N 161.87 150.14 138.4 126.67 114.93 103.19 91.457 79.721 67.984 N</p>	 <p>301.4 Ma 273.61 245.82 218.04 190.25 162.46 134.67 106.88 79.091 51.303 M</p>	 <p>407.73 M 367.67 327.61 287.55 247.49 207.44 167.38 127.32 87.262 47.204 Mi</p>

3. Важливе значення для обґрунтування раціональних технічних рішень вузлів нових конструкцій має не тільки рівень контактної тиску та напружень за Мізесом. Це тільки один бік критеріа-

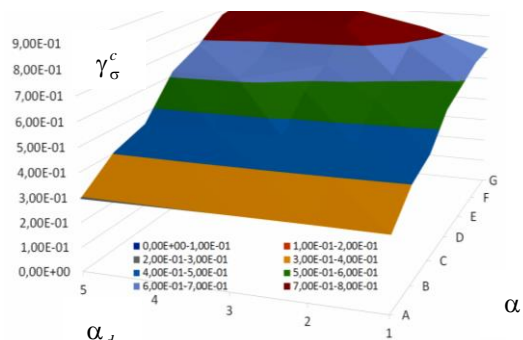
льних вимог, хоча і важливий. Дійсно, контактна взаємодія визначає розподіл навантажень між елементами конструкцій, що певним чином безпосередньо впливає на їх НДС та міцність. Проте, на до-

даток, запускається серія процесів і станів: тертя, зношування, навантаженість. Тертя залежить від рівня контактного тиску, умов зношування та фрикційних властивостей контактуючих матеріалів. Тертя також впливає на зношувальність, яка визначається також і триботехнічними властивостями матеріалів. Зношувальність викликає зміну мікропрофілю та макрогеометрії у контактному сполученні деталей, що зумовлює вплив на рівень навантаженості. Отже, цей цикл «навантаження – контактний тиск – тертя – зношування» відтворюється у вигляді

ді спіралі процесів і станів. Тому кожна ланка цього циклу має двоякий вплив: з одного боку, безпосередньо на потужність, міцність, ККД, довговічність відповідно, а з іншого, – також на інші сусідні ланки. Отже, із фізичної точки зору маємо «мультифізичний» процес, а із технічної – багатокритеріальний. Більш того, на кожному із етапів згаданого циклу виникає низка конкуруючих вимог та обмежень, які слід брати до уваги при обґрунтуванні раціональних технічних рішень нових виробів.



елемент 1



елемент 5

Рис. 15. Відносні рівні еквівалентних напружень за Мізесом залежно від групи та схеми (див. табл. 1, 2)

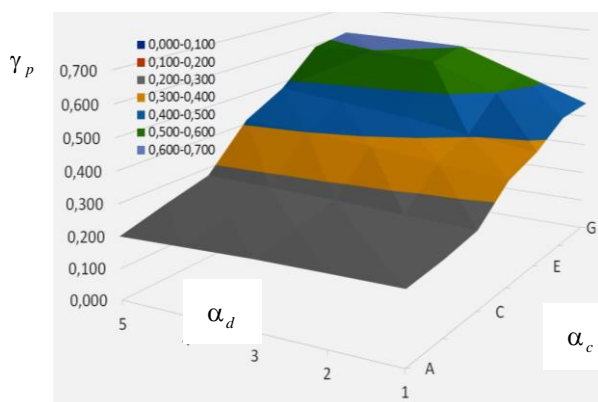


Рис. 16. Відносні рівні контактного тиску залежно від групи та схеми (див. табл. 1, 2)

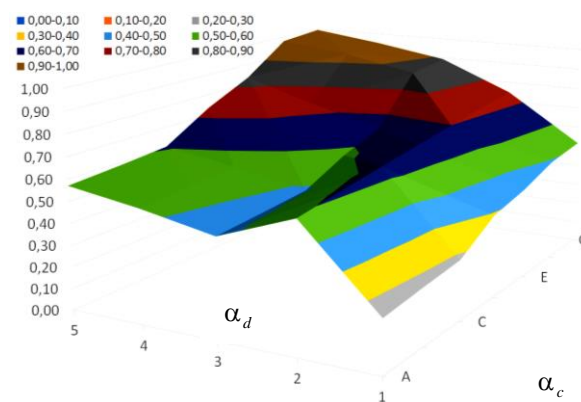


Рис. 17. Відносні рівні еквівалентних напружень за Мізесом залежно від групи та схеми, повна модель (див. табл. 1, 2)

4. Якщо відштовхуватися тільки від одного критерію, наприклад, від рівня контактного тиску у спряженні деталей, підданих дискретно-континуальному зміцненню, то можливе визначення «оптимальних» властивостей матеріалів зміцнення. Для кожного конкретного випадку це може бути здійснено на основі певного алгоритму цілеспрямованого пошуку, в основі якого – розв’язання задачі аналізу напружено-деформованого стану та контактної взаємодії. Розв’язання цієї задачі аналізу описане у роботі. Розроблена модель може бути напряму застосована для пошуку цього т.з. «оптимуму».

5. Розв’язання задачі визначення т. з. «оптиму-

му» (див. п. 4) у прикладному аспекті має декілька особливостей. По-перше, це рішення слід реалізувати у конкретному матеріалі із т. з. «оптимальними» властивостями. По-друге, слід визначити технологію та режими обробки у тому чи іншому випадку. По-третє, це рішення необхідно узгодити із множиною інших критеріїв, вимог та обмежень (див. п.3). Проте слід зазначити, що базове «ядро», тобто підхід, моделі та методи аналізу НДС та контактної взаємодії деталей, що піддані дискретно-континуальному зміцненню, уже розроблені, реалізовані та описані у цій роботі.

Розробки та результати розрахунків, описані у роботі, можуть бути використані при подальших дос-

лідження деталей ДВЗ, трансмісій, систем спеціального призначення, рушіїв, опор, зубчастих передач, підшипників та інших елементів конструкцій, підданих дискретно-континуальному зміцненню.

Список літератури:

1. Континуальна і дискретно-континуальна модифікація поверхностей деталей: монографія / [Ткачук Н.А., С.С. Дьяченко, Э.К. Посвятенко, С.А. Кравченко и др.]. – Харків: «Планета-Прінт», 2018. – 259 с. 2. Інженерія поверхні / [Ющенко К.А., Борисов Ю.С., Кузнецов В.Д., Корж В.М. – К.: Наук. думка, 2007. – 558 с. 3. Канарчук В.Є. Інженерія поверхні деталей транспортних засобів / В.Є. Канарчук, Е.К. Посвятенко, Л.А. Лопата. – К.: Вісник НТУ, 2000. – Вип.4. – С.3–14. 4. Контактна взаємодія дискретно-континуально зміцнених деталей двигунів внутрішнього згорання / М.А. Ткачук, С.О. Кравченко, А.В. Грабовський, М.М. Ткачук [та інші.] // Двигуни внутрішнього згорання. – 2021. – № 2. – С. 49–59. 5. Розрахунково-експериментальні дослідження напружено-деформованого стану дискретно-континуально зміцнених деталей машин / О. В. Веретельник, М. М. Ткачук, С. О. Кравченко [та інші.] // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – 2021. – № 2. – С. 5–21. 6. Дискретно-континуальні методи зміцнення елементів машин військового та цивільного призначення / [Ткачук М.А., Кравченко С.О., Ткачук М.М., Грабовський А.В. та інші.] // Науково-технічні підходи до вирішення актуальних проблем розбудови сектору безпеки і оборони: кол. монографія / за загальною редакцією проф. А.П. Марченка. Одеса: Видавничий дім «Гельветика», 2021. – С. 288–323. 7. Гончаров В.Г. Дискретные покрытия – эффективный способ упрочнения деталей автомобилей. Сб. науч. раб. / Гончаров В.Г., Савченков Б.В., Александров Н.Г. – Варна: Изд. ТУ – Варна, 2003. – С. 282–289. 8. Двигуни внутрішнього згорання: серія підручників у 6 т. / А. П. Марченко [та ін.]; ред. А. П. Марченко; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХП», 2014. 9. Верхогуров А.Д. Технология электроискрового легирования металлических поверхностей / А.Д. Верхогуров, И.М. Муха. – Киев: Техника, 1982. – 188 с. 10. Шпаковский В.В. Влияние керамической теплоизоляции поршня на размах температурной волны / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, О.Ю. Лыньков, В.В. Пылев // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2009. – № 8(65). – С. 111–115. 11. Эффект влияния малых толщин теплозащитного покрытия поршня на его меновенную поверхность температуру / [А.П.Марченко, В.А. Пылев, В.В. Шпаковский и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: XI междунар. научн.-практ. конф. – Владимир, 2008. – С. 220–223. 12. Firstov S.A. Hardening in the Transition to Nanocrystalline State in Pure Metals and Solid Solutions (Ultimate Hardening) / S.A. Firstov, T.G.Rogul, O.A. Shut // Powd.Met.and Met.Ceram. – 2018. – 3-4. – 161-174. 13. D'yachenko S.S. Effect of the origin of the modified surface layer on the structural strength of workpieces / S.S. D'yachenko, I.V. Ponomarenko // The Phys. of Met. and Metallography. – 2017. – T.118, 6. – P. 608-620. 14. Subbotina V. Structure and properties of microarc oxide coatings on high-temperature aluminum alloy / V. Subbotina, O. Sobol // Machines. Technologies. Materials. – 2020. – Vol. 14, no. 6. – P. 247-250. 15. Субботіна В.В. Електрична міцність оксидних покриттів, сформованих методом мікродугового оксидування / Субботіна В.В., Білозеров В.В., Соболев О.В. // Персп. техн. та прил., 2020. – Vol. 16, pp. 134–140. 16. Nemyrovskiy Ya. Technical-Economic Aspects of the Use

of Technological Process of Deforming Broaching. / Nemyrovskiy Ya., Posvyatenko E. // DSMIE. – 2019. – P. 238–247. 17. Sathiyamoorthi Praveen, Hyoung Seop Kim High-Entropy Alloys: Potential Candidates for High-Temperature Applications / Sathiyamoorthi Praveen, Hyoung Seop Kim // An Overview. Advanced Engineering Materials. – 2017. – Vol. 20(1). <https://doi.org/10.1002/adem.201700645>. 18. Ovid'ko I.A. Review on superior strength and enhanced ductility of metallic nanomaterials. / I.A. Ovid'ko, R.Z. Valiev, Y.T. Zhu. // Progress in Materials Science. – 2018. – Vol. 94. – P. 462–540. 19. Ming K. Strength and ductility of CrFeCoNiMo alloy with hierarchical microstructures. / K. Ming, X. Bi, J. Wang. International Journal of Plasticity. – 2019. – P. 1–14. 20. Yastrebov, V. A. On the accurate computation of the true contact-area in mechanical contact of random rough surfaces / V. A. Yastrebov, G. Anciaux, J. F. Molinari // Tribol. Int. – 2017. – Vol. 114. – P. 161–171. 21. Papangelo A. Load-separation curves for the contact of self-affine rough surfaces / A. Papangelo, N. Hoffmann, M. Ciavarella. Scientific reports. – 2017. – 7(1), 6900.

Bibliography (transliterated):

1. Tkachuk, N.A., D'yachenko, S.S., Posvyatenko, Je. K., Kravchenko, S.A., Goncharov, V.G., Shpakovskij, V.V., Belov, N.L., Shejko, A.I., Olejnik, A.K., Ponomarenko, I. V. (2018), "Continuous and discrete-continuous modification of surfaces of parts": monograph ["Kontinual'naja i diskretno-kontinual'naja modifikacija poverhnostej detalej: monografija"], Kharkiv: "Planeta-Print", 259 p. 2. Yushchenko K.A., Borysov Yu.S., Kuznetsov V.D., Korzh V.M. (2007). Surface engineering ["Inzheneriia poverkhni"], K.: Nauk. dumka, 558 p. 3. Kanarchuk, V.Ie., Posvyatenko, E.K., Lopata, L.A. (2000). "Surface engineering of transport vehicles components" ["Inzheneriia poverkhni detalei transportnykh zasobiv"]. K.: Visnyk NTU, No. 4, pp. 3–14. 4. Tkachuk M.A., Kravchenko S.O., Hrabovskiy A.V., Tkachuk M.M. [and others] (2021) "Contact interaction of continually-discretely strengthened parts of internal combustion engines", Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia ["Kontaktna vzaiemodiia dyskretno-kontynualno zmitsnykh detalei dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia"], Kharkiv, NTU "KhPI", No. 2, pp. 49–59, <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.2.07>. 5. Veretelnyk, O. V., Tkachuk, M. M., Kravchenko, S. O. [and others] (2021). "Computational and experimental study of stress-strain state of continually-discretely strengthened machine parts", Visnyk NTU "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR ["Rozrakhunkovo-eksperymentalni doslidzhennia napruzhenno-deformovanoho stanu dyskretno-kontynualno zmitsnykh detalei mashyn"], Kharkiv: NTU "KhPI", No. 2, pp. 5–21. 6. Tkachuk, M.A., Kravchenko, S.O., Tkachuk, M.M., Hrabovskiy, A.V., Veretelnyk, O.V. (2021). Continual-discrete strengthening methods for components of military purposed and civil machines, Naukovo-tehnichni pidkhody do vyrishennia aktualnykh problem rozbudovy sektoru bezpeky i obrony : kolektivna monohrafiia / za zahalnoiu redaktsiieiu prof. A.P. Marchenka ["Dyskretno-kontynualni metody zmitsnennia elementiv mashyn viiskovoho ta tsyvilnoho pryznachennia"], Odesa, Vydavnychiy dim «Helvetyka», pp. 288-323. 7. Goncharov, V.G., Savchenkov, B.V., Aleksandrov, N.G. (2003). "Discrete coatings are an effective way to harden car parts". Sat. scientific slave. ["Diskretnyye pokrytiya – effektivnyy sposob uprochneniya detaley avtomobiley". Sb. nauch. rab.], Varna: Ed. TU – Varna, pp. 282–289. 8. Marchenko, A. P. [and others] (2014). "Internal combustion engines": a

series of textbooks in 6 volumes / ed. A. P. Marchenko; [Dvyhuny vnutrishn'oho zhoryannya : seriya pidruchnykiv u 6 t.], National technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv: NTU "KhPI". 9. Verkhoturov, A.D., Mukha, Y.M. (1982) "Technology of electrospark alloying of metal surfaces" ["Tekhnolohiya elektroyiskrovoho lehyrovannya metallycheskykh poverkhnosti"], Kyev: Tekhnyka, 188 p. 10. Shpakovsky, V.V., Marchenko, A.P., Lynkov, O.Yu., Pylev, V.V. (2009), "Influence of ceramic thermal insulation of the piston on the amplitude of the temperature wave", Aviation and space technology and technology ["Vlyyanye keramicheskoy teplozolyatsyy porshnya na razmakh temperaturnoy volny", Aviatyino-kosmichna tekhnika i tekhnolohiya], Kharkiv, National. aerospace KhAI University, No. 8(65), pp. 111–115. 11. Marchenko, A.P., Pylev, V.A., Shpakovsky, V.V. [and others] (2008), "The effect of small thicknesses of the heat-protective coating of the piston on its instantaneous surface temperature" ["Effekt vliyaniya malykh tolshchyn teplozashchytynoho pokrytya porshnia na eho mhnovennuiu poverkhnostnuiu temperaturu"], Fundamental and applied problems of piston engine improvement: XI Intern. scientific-practical conf., Vladymyr, pp. 220–223. 12. Firstov, S.A., Rogul, T.G., Shut, O.A. (2018), "Hardening in the Transition to Nanocrystalline State in Pure Metals and Solid Solutions (Ultimate Hardening)", Powd. Met. and Met. Ceram, No. 3-4, pp. 161–174. 13. D'yachenko, S.S., Ponomarenko, I.V. (2017), "Effect of the origin of the modified surface layer on the structural strength of workpieces", The Phys. of Met. and Metallography, Vol. 118, 6, pp. 608–620. 14. Subbotina, V., Sobol, O. (2020), "Structure and properties of microarc oxide coatings on high-temperature aluminum alloy", Machines. Technologies. Materials, Vol. 14, Vup. 6, pp. 247–250. 15. Subbotina, V., Bilozarov, V.V., Sobol, O. (2020), "Electrical strength of oxide coatings formed by the

method of microarc oxidation", Advanced technologies and devices ["Elektrychna micznist` oksy`dny`x pokry`ttiv, sformovany`x metodom mikrodogovogo oksy`duvannya", Perspekty`vni tekhnologii ta pry`lady`, No. 16, pp. 134–140, <https://doi.org/10.36910/6775-2313-5352-2020-16-19>. 16. Nemyrovskiy, Ya., Posvyatenko, E. and Sardak, S. (2019), "Technical-Economic Aspects of the Use of Technological Process of Deforming Broaching". In book: Advances in Design, Simulation and Manufacturing II, Proceedings of the 2nd International Conference on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2019, Lutsk, Ukraine, pp.238–247, https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_24. 17. Sathiyamoorthi Praveen, Hyoung Seop Kim (2017), High-Entropy Alloys: Potential Candidates for High-Temperature Applications – An Overview. Advanced Engineering Materials, Vol. 20(1). <https://doi.org/10.1002/adem.201700645>. 18. Ovid'ko, I.A., Valiev, R.Z. and Zhu, Y.T. (2018), "Review on superior strength and enhanced ductility of metallic nanomaterials". Progress in Materials Science. Vol. 94, pp. 462-540. <https://doi.org/10.1016/j.pmatsci.2018.02.002>. 19. Ming, K., Bi, X. and Wang J. (2019). "Strength and ductility of CrFeCoNiMo alloy with hierarchical microstructures". International Journal of Plasticity, pp. 1-14. <https://doi.org/10.1016/j.ijplas.2018.10.005>. 20. Yastrebov, V. A., Anciaux, G. & Molinari, J. F. (2017), "On the accurate computation of the true contact-area in mechanical contact of random rough surfaces". Tribol. Int., Vol. 114, pp. 161-171. <https://doi.org/10.48550/arXiv.1701.02727>. 21. Papangelo, A., Hoffmann, N., & Ciavarella, M. (2017), Load-separation curves for the contact of self-affine rough surfaces. Scientific reports, 7(1), 6900.

Надійшла до редакції 29.06.2022 р.

Ткачук Микола Миколайович – доктор техн. наук, старший дослідник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, професор, проректор з наукової роботи, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9746-4634>, e-mail: andreymarchenko51@gmail.com

Кравченко Сергій Олександрович – доктор техн. наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: dvskhpi2016@gmail.com.

Ткачук Микола Анатолійович – доктор техн. наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Веретельник Олег Вікторович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>. тел.: (057)7076166; e-mail: veretelnik.oleg@gmail.com

Грабовський Андрій Володимирович – доктор техн. наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Веретельник Віктор Володимирович – канд. фіз.-мат. наук, старший науковий співробітник, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Прикладної математики», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6226-3330>. тел.: (057)7165858; e-mail: veretelnik.victor@gmail.com

MULTI-CRITERIA ANALYSIS OF CONTACT INTERACTION OF DISCRETE-CONTINUALLY STRENGTHENED PARTS

M.M. Tkachuk, A.P. Marchenko, S.O. Kravchenko, M.A. Tkachuk, O.V. Veretelnyk, A.V. Grabovskyi, V.V. Veretelnyk

This paper considers the influence of material properties on the contact interaction of strengthened structural parts. Discrete-continual strengthening technology is used to process these parts. Contacting parts are made of different materials. On the one side there is an aluminum alloy part. A microscopic layer of oxide ceramics is grown on its surface. On the other side there is a cast iron or steel part with an archipelago of strengthened material spots introduced by the electric spark method on the surface. Hence, the first part is processed continually, and the second one is processed discretely. The influence of material properties in the strengthening zones on the contact interaction of such parts is studied. Recommendations regarding the choice of materials and technological modes of discrete-continual strengthening have been developed. In particular, it was established that the character of contact pressure distribution and Mises stresses significantly depends on the combination of the moduli of the oxide ceramic layer on the aluminum part and the discrete strengthening zone on the cast iron part. At the same time, with the growth of the elasticity modulus of the material of discrete strengthening zones, a qualitative change in these distributions occurs. The contact pressure in the central part of the contact area first acquires a minimum and then a maximum. At the same time, the influence of the elastic modulus of the oxide ceramic layer on the aluminum part is less pronounced. The relative level of contact pressure and von Mises stresses varies in the studied range of variation of the modulus of elasticity of materials of continual and discrete strengthening zones in a fairly wide corridor. Therefore, it is possible to control the level of controlled values. And therefore there is an opportunity to justify the choice of one or another material, as well as constructive and technological solutions when creating certain structure elements. Not only the level of contact pressure and von Mises stresses is important for rationalizing technical solutions of new machine components. Contact interaction determines the loads distribution between structural elements, which in a certain way directly affects their stress-strain state and strength. Also, a series of processes and states are launched in addition: friction, wear, bearing capacity. They depend on the distribution of contact forces. So, from a physical point of view, a "multi-physical" process is implemented, and from a technical point of view, this is a "multi-criteria" process. As a result, a number of competing requirements and limitations arise at each of the stages, which should be taken into account when justifying rational technical solutions for new products, in particular, internal combustion engines.

Keywords: contact interaction; stress-strain state; discrete strengthening; continual strengthening; discrete-continual strengthening; finite element method; stresses; contact pressure; elastic modulus; internal combustion engine.

О. О. Осетров, С.С. Кравченко, Б.С. Чучуменко

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОСЛІДОВНОЇ ГІБРИДНОЇ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ

Використання гібридних силових установок на автомобільному транспорті дозволяє суттєво покращити динаміку руху і комфортність керування автомобілем, знизити його експлуатаційну витрату палива і викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами. У зв'язку з великою кількістю вживаних автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) в Україні інтерес представляє їх конвертація на гібридний силовий привід. Проте аналіз літератури виявив вкрай обмежену інформацію щодо робіт в цьому напрямку. В роботі запропоновано методику вибору параметрів елементів послідовного гібридного силового приводу на базі вживаного автомобіля Chevrolet Lacetti. Методика заснована на використанні математичних моделей робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння, динаміки розгону автомобіля, визначення параметрів послідовної гібридної силової установки на режимах європейського випробувального циклу NEDC. З використанням розроблених математичних моделей визначено номінальну потужність тягового електричного двигуна 86 кВт, номінальну та максимальну частоти обертання його вала, відповідно 1860 і 7000 хв⁻¹. Показано, що автомобіль розганятиметься до 100 км/год за 11,4 с, що цілком задовольняє умовам комфортного руху в міських умовах. У складі гібридної енергоустановки двигун внутрішнього згоряння працює на одному режимі. В роботі обгрунтовано вибір режиму роботи двигуна внутрішнього згоряння, де він має найкращу паливну економічність. При цьому його потужність складає 34 кВт, а частота обертання колінчастого вала - 2200 хв⁻¹. Відповідно потужність генератора струму складатиме 30 кВт при частоті обертання вала 2200 хв⁻¹. В роботі проаналізовано вплив ємності акумуляторної батареї, наявності рекуперації енергії гальмування, робочого діапазону зміни ємності акумуляторної на середню експлуатаційну витрату палива ДВЗ. Показано, що збільшення ємності акумуляторної батареї, наявність рекуперації, розширення робочого діапазону зміни ємності акумуляторної батареї призводять до покращення експлуатаційної паливної економічності двигуна внутрішнього згоряння. За результатами розрахункових досліджень обрано максимальну ємність акумуляторної батареї 1,3 кВт·год, робочий діапазон зміни ємності – 0,8 кВт·год. Використання елементів з такими параметрами дозволить забезпечити середню експлуатаційну витрату палива ДВЗ 6,5 л/100км, а за наявності рекуперації енергії гальмування – 6 л/100 км.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння; автомобіль; математична модель; робочий процес; динаміка розгону; експлуатаційна паливна економічність; гібридна силова установка; конвертація.

Вступ

Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами двигунів внутрішнього згоряння, дефіцит нафтових палив, глобальне потепління, пов'язане з викидами відпрацьованих газів, є основними чинниками пошуку методів і технологій покращення паливно-екологічних показників ДВЗ. В цьому зв'язку розглядається переведення автомобільного транспорту на електричні або гібридні (ДВЗ + електричний двигун) силові установки. Відомо, що гібридна енергетична установка споживає на 30-50% менше палива, ніж ДВЗ, подібний за потужністю. Крім того, зменшення витрати палива призводить до зменшення діоксиду вуглецю, що є одним з основних парникових газів.

На сьогодні запропоновано низку схем гібридних силових установок, які впроваджені на серійних автомобілях. Проте технології їх створення є комерційною таємницею фірм-виробників і у широкому доступі не висвітлюються. Крім того, інтерес представляє розробка методології переобладнання існуючого автопарку з ДВЗ на гібридний силовий привід.

Аналіз публікацій

Широке впровадження електричних енергоустановок і технологій на транспорті є однією з

основних тенденцій сучасного автомобілебудування. Використання електричних двигунів дозволяє зменшити теплове забруднення атмосфери порівняно з експлуатацією ДВЗ. Широко використовується рекуперація енергії гальмування замість перетворення її в теплоту, як в традиційних автомобілях з ДВЗ. Майже відсутні викиди шкідливих речовин в атмосферу. За умови виробництва електроенергії сонячними електростанціями відсутнє також локальне забруднення атмосфери, порівняно з виробництвом електроенергії в ТЕС. Навіть у випадку виробництва електроенергії в теплових електростанціях існує можливість впровадження технологій нейтралізації шкідливих речовин, які є набагато більш ефективними ніж при застосуванні в ДВЗ.

Електрика приваблива тим, що її можливо отримувати з різноманітних джерел: як традиційних - теплових, атомних, гідро- електростанцій, так і «зелених» - вітрових, сонячних, геотермальних електростанцій. Це призводить до того, що ціни на електрику у світі є більш стабільними і прогнозованими. Так, наприклад, в США у 2003 році 1 МВт·год коштував приблизно 50 \$, у 2010 - 70\$, у 2021 р - 153\$. Графік цін є більш пологим і містить менше локальних максимумів ніж графік цін на нафту і газ.

Експлуатація електромобіля і автомобіля з гібридною силовою установкою обходиться набагато дешевше, ніж автомобіля з ДВЗ. Так, якщо експлуатація електромобіля в США в середньому коштує близько 500 \$ на рік, для автомобілів з ДВЗ цей показник дорівнює 1100 \$ [1]. Якщо раніше поширення електричних силових установок на транспорті стримувалося малим запасом ходу, то на сьогодні сучасні електромобілі мають запас ходу 800 км і більше (деякі моделі – до 1200 км).

Для стимулювання заміни автомобілів з ДВЗ гібридними та електричними силовими установками розвинені країни виплачують дотації на виготовлення і продаж електромобілів, зменшують податки та використовують інші стимули. Паралельно запроваджують жорсткі обмеження на викиди шкідливих речовин з відпрацьованими газами ДВЗ. Так, заплановані для введення у 2025 році стандарти Євро 7 за висловлюванням голови Німецької асоціації автомобільної промисловості Хільдегарда Мюллера де-факто означають заборону виробництва ДВЗ.

На Всесвітньому саміті з клімату в Глазго у 2021 році 33 країни і шість автовиробників оголосили про повну відмову від автомобілів з ДВЗ до 2040 року. Країни Євросоюзу планують відмовитися від використання ДВЗ вже до 2035 року. Наприклад, Норвегія відмовилася від ДВЗ вже в квітні 2022 року.

Якщо розглянути структуру продажів автомобілів в європейських країнах, то можна побачити, що частка автомобілів є повністю електричною силовою установкою складає 7,5%, пагін-гібридною – 8,4%, гібридною – 19,3%, а сумарна частка силових установок з використанням тягових електричних двигунів перевищує 35% [2].

Структура імпорту в Україні дещо відрізняється від зазначеної вище тенденції. На відміну від європейських країн частка автомобілів з гібридною силовою установкою склала 1,9% а чисто електричною – 1,6 % від загальної кількості завезених автомобілів [3]. Це пояснюється більшою ціною автомобілів з електричною силовою установкою і низькою покупною здатністю населення.

Проте динаміка імпорту за останні три роки в Україні показує суттєве збільшення кількості автомобілів з гібридними та електричними силовими установками, що свідчить про їх популярність. Статистика показує, що за січень-вересень 2021 року в Україні було зареєстровано майже 6,1 тис. електромобілів, що на 7% більше, ніж за аналогічний період 2020 року. Частка уживаної техніки в цій кількості становила 88% [3].

Одним з можливих варіантів переводу транс-

порту на електричну тягу в Україні є конвертація вживаних автомобілів. Стартапи, як правило, займаються переобладнанням автомобілів заміною ДВЗ на тяговий електричний двигун із встановленням акумулятора, інвертора і системи керування. В Україні відомі роботи Харківського національного автомобільно-дорожнього університету з розробки гібридної силової установки автомобіля за паралельною схемою [4].

Переобладнання на гібридний силовий привід доцільно здійснювати для автомобіля в кузові «універсал». Саме такий автомобіль має достатньо місця для розташування охолоджуваної тягової акумуляторної батареї з елементами системи керування і інвертором. Вважаємо що економічно доцільною може бути конвертація вживаного автомобіля віком більше 10 років.

На цей час відомі системи гібридних силових установок, що реалізовані за послідовною, паралельною та паралельно-послідовою схемами. При конвертації існуючої конструкції силової установки автомобіля доцільно застосувати схему, яка передбачає мінімальну зміну конструкції базового автомобіля. В цьому зв'язку найбільші перспективи відкриває реалізація послідовної схеми. Така схема має найпростіше керування серед розглянутих, передбачає можливість використання без застосування коробки передач, тяговий електричний двигун можна розташувати як для приводу передньої осі коліс автомобіля, так і для приводу задньої осі.

Метою дослідження є обґрунтування параметрів конструкції і режимів роботи елементів послідовної гібридної силової установки на базі автомобіля Chevrolet Lacetti, який є найбільш поширеним в Україні.

Математичні моделі, що використані в роботі

Математична модель робочого процесу бензинового двигуна

В основу розрахунку робочого процесу покладено квазістаціонарну термодинамічну модель робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням. Математична модель розроблена на кафедрі двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» і верифікована за результатами експериментальних досліджень двигуна ВАЗ-2108 [5]. Математична модель використовується для розрахунку параметрів двигуна внутрішнього згорання при роботі у складі гібридної силової установки.

Математична модель робочого процесу двигуна основана на рівнянні першого принципу тер-

модинаміки, закону збереження маси та рівняння стану. Кількість переданої в стінку теплоти розраховується за формулою Ньютона-Ріхмана, в якій коефіцієнт тепловіддачі стінці від газу визначається за формулою Вошні. Математичне моделювання згоряння в циліндрі двигуна здійснюється за формулою І.І. Вібе. Механічні втрати на тертя визначаються за емпіричними залежностями від частоти обертання колінчастого валу, уточненими за результатами експериментальних досліджень на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХП» [6].

Математична модель динаміки розгону автомобіля

В якості базової схеми для конвертації обрано схему послідовної гібридної силової установки. В такій схемі ведучі колеса приводяться в обертання тяговим електричним двигуном. Максимальна потужність і частота обертання тягового електричного двигуна обираються виходячи із необхідності забезпечення заданої динаміки розгону автомобіля.

Розрахунок динаміки розгону автомобіля проводився за методикою Чудакова Є.А. і Яковлева Н.А. [5]. В основу методики покладено визначення динамічного фактору D , який залежить від сили тяги, сили опору повітря і ваги автомобіля. Цей фактор обумовлює прискорення автомобіля в заданому швидкісному інтервалі та функцію швидкості транспортного засобу від часу при розгоні. Побудована за методикою Чудакова Є.А. і Яковлева Н.А. математична модель апробована при розрахунках динаміки розгону автомобілів ВАЗ-2108 [5], Daewoo-Ланос [8] і ЗАЗ-Сенс [9].

Математична модель визначення параметрів силової установки на режимах випробувального циклу NEDC.

Ефективність гібридної силової установки доцільно оцінювати у всьому діапазоні режимів експлуатації. При розрахунках експлуатаційних параметрів автомобіля можливо використовувати випробувальні цикли, які задають швидкість руху автомобіля залежно від часу. В роботі використано європейський їздовий цикл NEDC. В математичній моделі швидкість руху автомобіля на окремих ділянках їздового циклу описується лінійними емпіричними залежностями від часу [9].

Тяговий електричний двигун живиться від батареї та/або від генератора струму, який приводиться в рух від двигуна внутрішнього згоряння.

Його частота обертання залежить від швидкості руху автомобіля і визначається за формулою

$$n_{e0} = \frac{v \cdot u_0}{0,377 \cdot r_{st}},$$

де v – швидкість транспортного засобу;

u_0 – передавальне число головної передачі;

r_{st} – статичний радіус колеса.

Потужність, що витрачається від батареї для роботи електричного двигуна,

$$N_{eb} = \frac{N_{\Sigma}}{\eta_{e0}},$$

де N_{Σ} – сумарна потужність, що необхідна для руху автомобіля із заданими параметрами циклу;

η_{e0} – ККД тягового електричного двигуна.

Потужність N_{Σ} розраховується за рівнянням:

$$N_{\Sigma} = \frac{v}{3600 \cdot \eta_{TP}}$$

$$\left[\frac{k_w \cdot F \cdot v^2}{12,96} + m \cdot 9,81 \cdot \Psi_{\delta} + m \cdot a \cdot (1,05 + 0,05 \cdot u_0^2) \right],$$

де v – швидкість руху автомобіля; η_{TP} – ККД трансмісії; k_w – коефіцієнт обтікання; F – площа лобового опору; m – маса автомобіля; Ψ_{δ} – коефіцієнт сумарного дорожнього опору; a – прискорення автомобіля; u_0 – передавальне число головної передачі.

Поточна ємність акумуляторної батареї (кВт·год) змінюється за залежністю:

$$C_{bi} = C_{bi-1} - N_{eb} \cdot \frac{1}{3600},$$

де C_{bi-1} – ємність акумулятора на попередньому розрахунковому кроці.

Режими роботи ДВЗ визначаються параметрами акумуляторної батареї. При зарядженій акумуляторній батареї ДВЗ відключений [10]. При розрядженні батареї нижче за мінімально допустимий рівень ємності C_{bmin} ДВЗ виходить на режим зовнішньої швидкісної характеристики з мінімальною витратою палива g_{emin} . Потужність двигуна на зазначеному режимі можна визначити за результатами моделювання робочого процесу двигуна.

При роботі двигуна його витрата палива за 1 с:

$$B_{П} = g_e \cdot \frac{N_e}{3600 \cdot 1},$$

де g_e – питома витрата палива на робочій частоті обертання ДВЗ;

Витрата палива двигуном за результатами руху автомобіля за циклом NEDC визначається за формулою:

$$B_{П/100км} = \frac{100}{S \cdot \rho_{П}} \int_0^{t_y} B_{Пn} \cdot \Delta t,$$

де S – шлях, що долає автомобіль за час випробування за циклом NEDC; ρ_n – густина палива; Δt – крок розрахунку по часі; t_y – тривалість випробувального циклу.

У випадку, коли потужність тягового електричного двигуна менше за потужність ДВЗ, частка

потужності ДВЗ, що використовується для зарядки акумуляторної батареї:

$$N_{eb} = \frac{N_e}{\eta_e} - \frac{N_{\Sigma}}{\eta_{ed}}$$

де η_e - ККД генератора струму.

Поточне значення ємності акумулятора змінюється за залежністю:

$$C_{bi} = C_{bi-1} + N_{eb} \cdot \frac{1}{3600}$$

В процесі гальмування відбувається рекуперація енергії. В цьому випадку тяговий електричний двигун працює в режимі генератора. Потужність, що використовується для зарядки батареї:

$$N_{eb} = \frac{N_e}{\eta_e} - \frac{N_{\Sigma}}{\eta_{edz}}$$

де η_{edz} – ККД тягового електричного двигуна при його роботі в режимі генератора.

Представлені вище математичні моделі реалізовані у програмному середовищі MATLAB.

Обґрунтування параметрів гібридної силової установки

Вихідні дані до розрахунку наведені в таблиці 1. Результати розрахунку динаміки руху автомобіля при розгоні наведені на рис. 1.

З рис. 1 видно, що при заданих параметрах автомобіля і дорожнього покриття автомобіль на горизонтальній поверхні розганяється до швидкості

100 км/год за 11,4 с. При цьому до швидкості 52 км/год тяговий електричний двигун забезпечує постійний крутний момент 441 Н·м і потужність, що зростає лінійно до максимального значення 86 кВт. При подальшому прискоренні потужність залишається постійною, а крутний момент зменшується.

При русі автомобіля по горизонтальній дорозі максимальна швидкість складатиме 180 км/год. При цьому частота обертання тягового електричного двигуна досягає 7000 хв⁻¹.

Таблиця 1. Параметри послідовної гібридної силової установки

Маса автомобіля m , кг	1300
Статичний радіус коліс r_{st} , м	0,2794
Висота автомобіля Br , м	1,445
Ширина автомобіля Hr , м	1,725
Коефіцієнт заповнення лобової площі автомобіля α	0,78
Номінальна ефективна потужність електродвигуна N_{edn} , кВт	86
Номінальна частота обертання тягового електричного двигуна n_{edn} , хв ⁻¹	1860
Максимальна частота обертання тягового електричного двигуна n_{edmax} , хв ⁻¹	7000
ККД трансмісії η_m	0,9
Повне передаточне відношення від електродвигуна до коліс автомобіля u_0	4,13

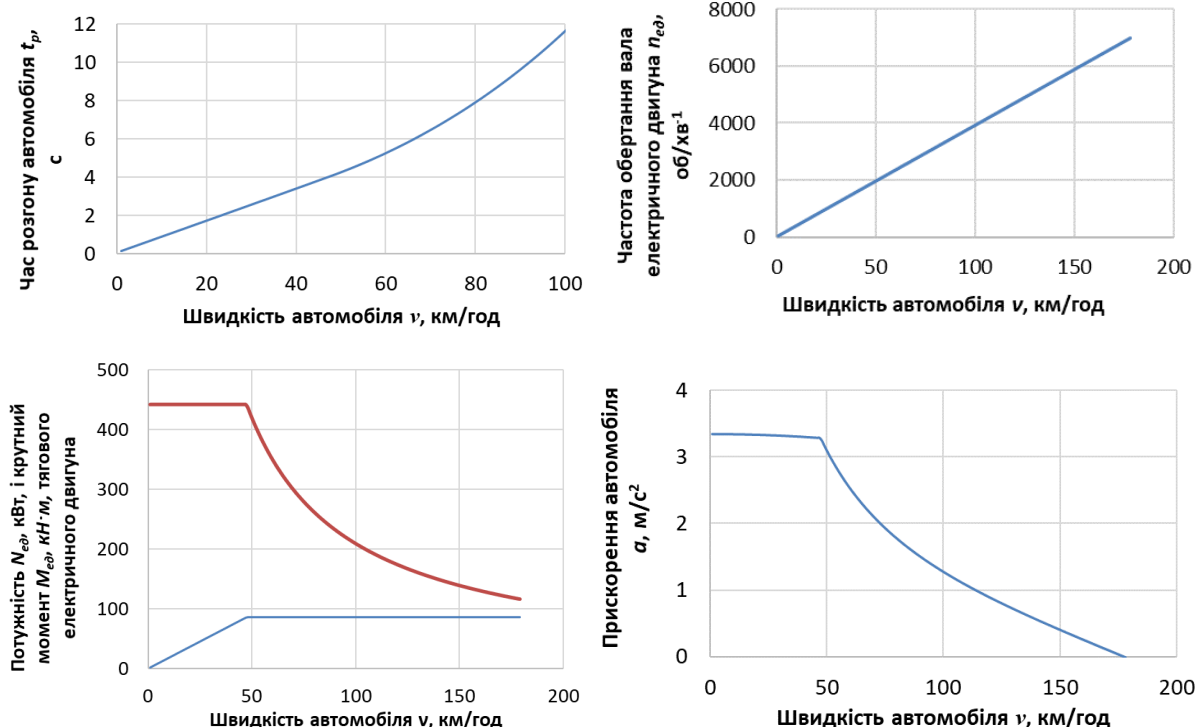


Рис. 1. Параметри розгону автомобіля на дорозі з кутом нахилу 0°

Таким чином, задані параметри тягового електричного двигуна забезпечують достатньо високі показники динаміки руху автомобіля, які визначають комфортність керування в міських умовах.

Визначення параметрів елементів гібридної силової установки за результатами моделювання робочого процесу ДВЗ і параметрів автомобіля на режимах випробувального циклу NEDC

Оскільки ДВЗ у складі гібридної силової установки працює на одному режимі зовнішньої швидкісної характеристики, то доцільно обрати режим, на якому забезпечується найкраща паливна економічність двигуна.

Для визначення цього режиму було проведено моделювання робочого процесу двигуна F18D3 на режимах ЗШХ. Результати наведені на рис. 2.

Видно, що найкраща паливна економічність забезпечується на режимах з частотою обертання від 2000 до 2400 хв⁻¹. При цьому питома ефективна витрата палива складає близько 242-242,5 г/(кВт·год).

Найменша витрата палива досягається на режимі зовнішньої швидкісної характеристики з частотою обертання 2200 хв⁻¹. При цьому потужність ДВЗ - 34 кВт.

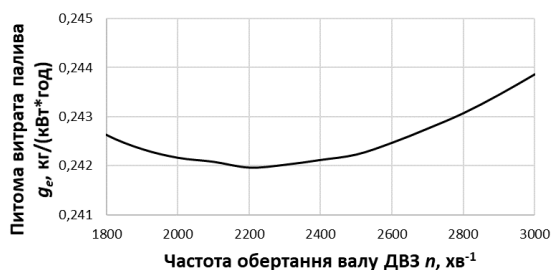


Рис. 2. Витрата палива двигуна F18D3 на режимах ЗШХ

Параметри ДВЗ при роботі на режимі найкращої паливної економічності визначають параметри генератора струму, який слід обрати для гібридної силової установки. Обираємо генератор, що спроектований для роботи з частотою обертання 2200 хв⁻¹. Вважаємо, що його ККД $\eta_g = 0,9$. При цьому він видає потужність 30 кВт.

Для визначення параметрів елементів силової установки виконано розрахунки впливу параметрів на середню експлуатаційну витрату палива ДВЗ. При зміні одного параметра інші параметри приймалися незмінними.

Вплив ємності АКБ на середню експлуатаційну витрату палива показаний на рис. 3. Ємність АКБ змінювали в діапазоні від 0,5 до 2 кВт·год. Такі значення є близькими до параметрів гібридних енергетичних установок сучасних автомобілів. Зменшення ємності акумулятора призводить до

зниження ціни автомобіля, зменшення його ваги і збільшення вільного простору в багажному відсіку. Проте з графіка видно, що при цьому зростає експлуатаційна витрата палива з 7 л/100 км до 9 л/100 км. Слід зазначити, що при розрахунках не враховувався вплив збільшення ваги АКБ при збільшенні її ємності. Якщо це врахувати, то економічний ефект від збільшення ємності батареї буде не таким суттєвим.

На рис. 4 наведено вплив рекуперації енергії гальмування для зарядки АКБ. Видно, що застосування рекуперації призводить до зменшення витрати палива з 8,1 л/100 км до 7,1 л/100 км. Цей спосіб покращення витрати палива при реалізації гібридного привода є одним з найбільш ефективних. Проте він вимагає суттєвої модернізації базової системи гальмування, що є проблематичним.

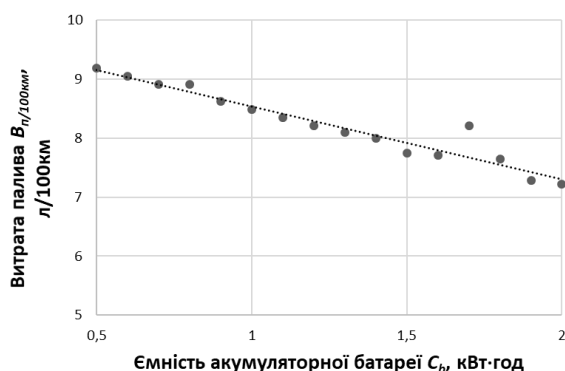


Рис. 3. Вплив ємності АКБ на середню експлуатаційну витрату палива

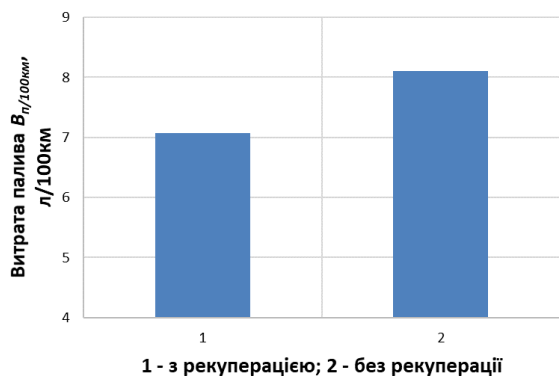


Рис. 4. Вплив рекуперації енергії гальмування для зарядки АКБ на середню експлуатаційну витрату палива

Вплив допустимого робочого діапазону зміни ємності АКБ на експлуатаційну витрату палива показаний на рис. 5

Видно, що збільшення робочого діапазону зміни ємності АКБ ΔC_b позитивно впливає на експлуатаційну витрату палива. Розрахунки показують, що при $\Delta C_b = 0,4$ кВт·год витрата палива є

найбільшою. В роботі рекомендовано обрати більш широкий діапазон $\Delta C_b = 0,8$ кВт·год.

За результатами проведених досліджень рекомендовано наступні параметри елементів гібридної силової установки:

- частота обертання колінчастого валу ДВЗ $n = 2200$ хв⁻¹;
- потужність ДВЗ $N_e = 34$ кВт;
- питома ефективна витрата палива ДВЗ $g_e = 242$ г/(кВт·год);
- максимальна ємність АКБ $C_{bmax} = 1,3$ кВт·год;
- робочий діапазон зміни ємності АКБ $\Delta C_b = 0,8$ кВт·год.



Рис. 5. Вплив робочого діапазону зміни ємності АКБ на експлуатаційну витрату палива

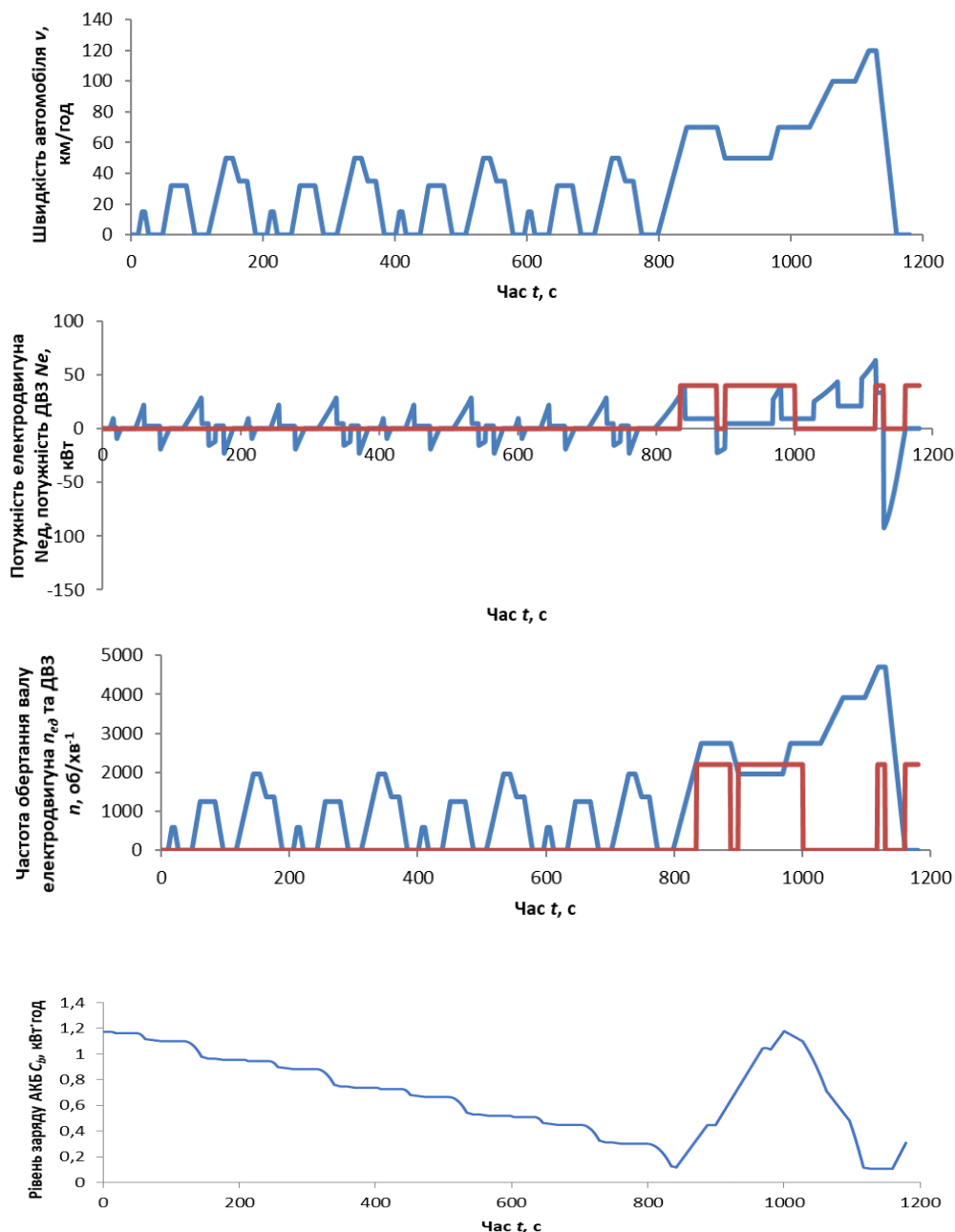


Рис. 6. Результати розрахунку параметрів двигуна і автомобіля на режимах випробувального циклу NEDC

Результати розрахунку параметрів двигуна і автомобіля на режимах випробувального циклу NEDC при рекомендованих параметрах елементів гібридної силової установки наведені на рис. 6.

З рис. 6 видно, що максимальна потужність електричного двигуна не перевищує 30 кВт при русі за міським циклом UDC і 60 кВт при русі за позаміським циклом EUDC. Видно, що обрані параметри тягового електричного двигуна цілком задовольняють умовам руху за циклом NEDC.

Максимальна потужність гальмування не перевищує 20 кВт при русі за міським циклом UDC і 95 кВт при русі за позаміським циклом EUDC. Видно, що енергія гальмування представляє собою резерв покращення паливної економічності двигуна при застосуванні рекуперації цієї енергії.

Процес зарядки АКБ триває 180 с. Протягом руху автомобіля за змішаним циклом NEDC відбуваються 4 запуски ДВЗ. Час розрядки батареї з 90% C_{bmax} до 10% C_{bmax} триває 840 с.

Експлуатаційна витрата палива ДВЗ у складі гібридної установки 6,5 л/100км. Якщо застосувати рекуперацію енергії, то ефект буде ще кращим: витрата палива зменшиться до 6 л/100км.

Таким чином, обрано параметри основних елементів гібридної силової установки, які є необхідними для їх вибору з наявних на ринку або проектування власних. Параметри режимів роботи тягового електричного двигуна, ДВЗ і генератора залежно від умов руху є необхідними для побудови алгоритму керування системою.

Продовженням роботи є вибір конкретних моделей обладнання і їх компонування на автомобілі, розробка алгоритмів керування залежно від умов руху і конструктивних особливостей системи.

Висновки

В роботі запропоновано методику конвертації силової установки автомобіля ДВЗ на послідовний гібридний силовий привід. При цьому реалізовані такі задачі:

1. Визначено параметри тягового електричного двигуна за результатами розрахунку динаміки розгону автомобіля. Показано, що для розгону до 100 км/год за 11,4 с достатньо застосувати тяговий електричний двигун потужністю 86 кВт і номінальною частотою обертання 1860 хв⁻¹.

2. Проведено розрахункове дослідження впливу параметрів елементів гібридної силової установки на середню експлуатаційну витрату палива. За результатами проведеного дослідження рекомендовано наступні параметри елементів гібридної силової установки:

- частота обертання колінчастого валу ДВЗ

$n = 2200 \text{ хв}^{-1}$;

- потужність ДВЗ $N_e = 34 \text{ кВт}$;

- питома ефективна витрата палива ДВЗ $g_e = 242 \text{ г/(кВт·год)}$;

- ємність АКБ $C_{bmax} = 1,3 \text{ кВт·год}$;

- робочий діапазон зміни ємності АКБ $\Delta C_b = 0,8 \text{ кВт·год}$.

Показано, що при обраних параметрах елементів гібридної силової установки і режимів її роботи експлуатаційна витрати палива силової установки автомобіля Chevrolet Lacetti зменшиться на 3,0-3,5 л/100км у порівнянні з базовою та складатиме 6-6,5 л/100км.

Список літератури:

1. Карасёв, С.В. 2018, "Средняя стоимость эксплуатации электромобиля в США составляет около \$500 в год", режим доступу: <https://3dnews.ru/964114/srednyaya-stoimost-ekspluatatsii-elektromobilya-v-ssha-sostavlyayet-okolo-500-v-god/?feed>.
2. Суховський, С.С. 2021, "Продажі електромобілів і гібридів в Європі виросли на 200% за рік", режим доступу: <https://thepage.ua/ua/auto/news/prodazhi-elektromobiliv-v-yevropi-top-krayin-i-200percent-zrostannya>.
3. "Аналітика: імпорт легкових авто у 1 кварталі 2021 року — тенденції та індикатори", режим доступу: <https://eauto.org.ua/news/19-import-legkovih-avto-u-1-kvartali-2021-roku-tendenciji-ta-indikatoru>.
4. Сериков С. А. Гибридная силовая установка автомобиля как объект управления / С. А. Сериков, Ю. Н. Бороденко // Автомобильный транспорт. – 2009. – Вып. 24. – С. 15-19. <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/7>
4. 5. Осетров О.О. Математичне моделювання впливу параметрів двигуна внутрішнього згорання на динаміку розгону автомобіля / О.О. Осетров, Б.С. Чучуменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2021. – № 2. – С. 3-10. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.2.01>.
6. Осетров О.О. Експериментальне дослідження і математичне моделювання механічних втрат в автомобільному двигуні / О.О. Осетров, В.А. Кокуш, Д.С. Альохін // Вісник Національного технічного університету «ХПИ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – № 5 (1227). – С. 59–63.
7. Стуканов В.А. Основы теории автомобильных двигателей и автомобиля. Учебное пособие. – М:ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. – 368 с.
8. Осетров, О.О. Моделювання впливу параметрів легкового автомобіля на процес його розгону / Осетров, О.О., Чучуменко, Б.С. // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології, (20), – 2021. – С.45–53. <https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.20.0.05>.
9. Osetrov, O., Chuchumenko, B., Polivyanchuk, A. and Korohodskiy, V. (2021) "Mathematical Modeling and Computational Study of a Passenger Car Dynamics During Acceleration", 25th international scientific conference TRANSPORT MEANS 2021 6-8 October, 2021.
10. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles. Fundamentals, Theory, and Design / Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi//2005/ 395pp.

Bibliography (transliterated):

1. Karasev, S.V. (2018), "The average cost of operating an electric vehicle in the US is about \$500 per year" [*Srednyaya stoimost' ekspluatatsii elektromobilya v SSHA sostavlyayet okolo \$500 v god*], available at: <https://3dnews.ru/964114/srednyaya-stoimost-ekspluatatsii- elektromobilya-v-ssha-sostavlyayet-okolo-500-v-god/?feed>. 2. Sukhovskiy, S.S. (2021), "Sales of electric cars and hybrids in Europe grew by 200% in a year" [*Prodazhi elektromobiliv i hibrydiv v Yevropi vyrosly na 200% za rik*], available at: <https://thepage.ua/ua/auto/news/prodazhi- elektromobiliv-v-yevropi-top-krayin-i-200percent-zrostannya>. 3. "Analytics: import of passenger cars in the 1st quarter of 2021 — trends and indicators" [*Analityka: import lehkovykh avto u 1 kvartali 2021 roku — tendentsiyi ta indykatory*], available at: <https://eauto.org.ua/news/19-import-legkovykh-avto-u-1-kvartali-2021-roku-tendentsiji-ta-indykatori>. 4. Serikov, S. A., Borodenko, Y. N. (2009), "Hybrid power plant of a car as a control object" [*Gibridnaya silovaya ustanovka avtomobilya kak ob'ekt upravleniya*], *Automobile transport*, 2009, № 24., pp. 15-19. <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/74>. 5. Osetrov, O.O., Chuchumenko B.S. (2021), "Mathematical modeling of the influence of the parameters of the internal combustion engine on the acceleration dynamics of the car" [*Matematychnye modelyuvannya vplyvu parametriv dyvhuna vnutrishn'oho z-horyannya na dynamiku roz-honu avtomobilya*], *Internal combustion engines*, 2021, №2, pp. 3-10. [https://doi.org/10.20998/0419-](https://doi.org/10.20998/0419-8719.2021.2.01)

8719.2021.2.01. 6. Osetrov, O.O., Kokush, V.A., Alokhin, D.S. (2017), *Experimental Dosage and Mathematical Model of Mechanical Inputs in Automotive Engines Bulletin of the National Technical University "KhPI". Collection of Science Works. Series: Transport and machinery. [Eksperimental'ne doslidzhennya i matematichne modelyuvannya mekhanichnih vtrat v avtomobil'nomu dviguni /Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «HPI». Zbirnik naukovih prac'. Seriya: Transportne mashinobuduvannya.]*, № 5 (1227), pp. 59–63. 7. Stukanov, V.A. (2005), "Fundamentals of the theory of automobile engines and automobiles. Tutorial" [*Osnovi teorii avtomobil'nykh dvigateley i avtomobilya. Uchebnoye posobiye*], M:FORUM: INFRA-M, 368p. 8. Osetrov, O.O., Chuchumenko B.S. (2021), "Modeling the influence of car parameters on the acceleration process", *Car and electronics. Modern technology* [*Modelyuvannya vplyvu parametriv lehkovooho avtomobilya na protses yoho rozhonu*], *Avtomobil' i elektronika. Suchasni tekhnolohiyi*, No 20, pp.45–53. 9. Osetrov, O., Chuchumenko, B., Polivyanchuk, A. and Korohodskiy, V. (2021) "Mathematical Modeling and Computational Study of a Passenger Car Dynamics During Acceleration", 25th international scientific conference TRANSPORT MEANS 2021 6-8 October, 202110. 10. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles. Fundamentals, Theory, and Design / Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi/2005/395pp.*

Осетров Олександр Олександрович – канд. техн. наук, доц., доцент кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: osetrov2010@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-5495-9626>.

Кравченко Сергій Сергійович - канд. техн. наук, доц., завідувач кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: kravc4enkoser@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-3250-8645>.

Чучуменко Богдан Сергійович – аспірант кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: potia1925@gmail.com

JUSTIFICATION OF THE PARAMETERS OF THE PASSENGER CAR SERIES HYBRID POWER PLANT

O. O. Osetrov, S.S. Kravchenko, B. S. Chuchumenko

The use of hybrid power plants in road transport can significantly improve driving dynamics and driving comfort, reduce its operating fuel consumption and emissions of harmful substances with exhaust gases. Due to the large number of used cars with internal combustion engines (ICE) in Ukraine, it is of interest to convert them into a hybrid power drive. However, the analysis of the literature revealed extremely limited information about the work in this direction. The paper proposes a method for selecting the parameters of elements of a series hybrid power drive based on a used Chevrolet Lacetti car. The technique is based on the use of mathematical models of the working process of the internal combustion engine, the dynamics of the acceleration of the car, the determination of the parameters of the series hybrid power plant in the modes of the European NEDC test cycle. Using the developed mathematical models, the rated power of the traction electric motor is 86 kW, the nominal and maximum rotational speed of its shaft, respectively, are 1860 and 7000 min⁻¹. It is shown that the car will accelerate to 100 km/h in 11.4 seconds, which fully satisfies the conditions of comfortable driving in urban conditions. As part of a hybrid power plant, the internal combustion engine operates in one mode. The paper substantiates the choice of the operating mode of the internal combustion engine, where it has the best fuel efficiency. At the same time, its power is 34 kW, and the crankshaft speed is 2200 min⁻¹. Accordingly, the power of the current generator will be 30 kW at a shaft speed of 2200 min⁻¹. The paper analyzes the influence of the battery capacity, the presence of braking energy recuperation, the operating range of battery capacity change on the average operating fuel consumption of internal combustion engines. It is shown that an increase in the battery capacity, the presence of recuperation, and the expansion of the operating range of changes in the battery capacity lead to an improvement in the operational fuel efficiency of an internal combustion engine. Based on the results of computational studies, the maximum battery capacity of 1.3 kWh was selected; the operating range of capacity change was 0.8 kWh. The use of elements with such parameters will ensure the average operating fuel consumption of the internal combustion engine is 6.5 l/100 km, and with the recovery of braking energy - 6 l/100 km.

Key words: internal combustion engine; car; mathematical model; working process; acceleration dynamics; operational fuel efficiency; hybrid power plant; conversion



Корінний миколаївець, випускник Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, відомий вчений і педагог, видатний спеціаліст у галузі двигунобудування, наш колега та просто дуже хороша і чудова людина

професор Тимошевський Борис Георгійович 13 травня цього року відзначив своє 75 річчя.

Все життя та творча діяльність Бориса Георгійовича пов'язана з рідним університетом.

Докторська дисертація на актуальну і сьогодні тему "Ефективність гідридних систем у складі суднових енергетичних установок була захищена у 1992 році.

З 1998 року Тимошевський Б.Г. очолює кафедру "Двигуни внутрішнього згорання, а в період з 2004 р. по 2010 р. за сумісництвом керує відділом міжнародного співробітництва НУК.

На посаді керівника кафедри Борис Георгійович особливу увагу приділяв подальшому розвитку навчальної, науково-методичної та науково-дослідної роботи викладачів кафедри, формуванню наукових шкіл та розвитку матеріально-технічної бази шляхом створення нових лабораторій та оснащення їх сучасною технікою.

Сферу його наукових інтересів складає вдосконалення суднових двигунів внутрішнього згорання, використання водню та інших альтернативних палив у теплових двигунах, утилізація низько потенційної теплоти в енергетичних та технологічних установках на базі металогідридних технологій, а також отримання моторних палив із полімерних відходів.

З ініціативи професора Тимошевського Б.Г. було створено Центр "Перспективні енергетичні технології" науково-дослідними та дослідно-конструкторськими роботами в якому керують відомі спеціалісти в галузі енергетичних технологій професор, д-р техн. наук Ткач М.Р., професор, д-р техн. наук Харитонов Ю.М. та інші. За період існування Центру було виконано низку науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт з інститутами Академії наук України, зокрема з інститутом проблем безпеки атомних електростанцій протягом 2007-2010 років. було виконано комплекс досліджень, спрямований забезпечення безпечного функціонування об'єкта "Укриття".

Великий обсяг науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт був виконаний за контрактами з КНР. Працюючи у Центрі Тимошевський Б.Г. підготував за спеціальністю "Двигуни та енергетичні установки" двох докторів та 7 кандидатів технічних наук (у тому числі двох іноземних).

Редакційна колегія журналу «Двигуни внутрішнього згорання», усі Ваші друзі і колеги щиро вітають Ювіляра». Ми завжди раді бачити та спілкуватися з Вами.

Нехай у Вашому житті, шановний Борисе Георгійовичу, все буде добре, оптимально та ефективно. Здоров'я Вам та Вашим близьким!



Сьогодні не важко знайти всю правду про особистостей, які в історії не тільки відзначилися, а й продовжують відзначатися з неймовірною енергією. Такою особистістю, звичайно ж, є

Сергій Валерійович Єпіфанов, доктор наук, професор, Заслужений машинобудівник України, Академік Інженерної академії, майстер спорту СРСР з велотуризму, автор величезної кількості наукових праць... Набираєте у пошуковій системі прізвище та насолоджуєтесь статтями про ювіляра.

Але розповідь про випадок у житті Сергія Валерійовича, тоді просто – Сергія, який стався на Республіканських змаганнях з техніки велотуризму у Вінниці 1986 року. Єпіфанов – у команді Харківської області.

До програми змагань традиційно включалися питання щодо правил дорожнього руху (ПДР) та медицини як додаткові перешкоди з урахуванням часу на проміжних контрольних пунктах велоралі. Суддівська колегія сильно не парилася і для проведення цих «допів» купила набори «Ізучай ПДР» для дітей старшого шкільного віку. Набір складався з пластикового корпусу з батарейкою та

5-ма кнопками з номерами; набору карток з питанням та 5-ма відповідями. Все як в ДАІ Картку треба було вставити в корпус та натиснути кнопку правильної відповіді. Якщо спалахнула зелена лампочка – відповідь правильна, червона – ні. Судді розіслали регламент учасникам заздалегідь і команди ці набори закупили для вивчення та тренувань. Карток-питань у цій іграшці було дуже багато - всі правила, і в нас цей «доп» викликав велике занепокоєння. Іра Куракалова, обов'язкова учасниця команди¹, так та була просто в шоці. Більше того, на основі цієї гри було запрограмовано і конкурс з медицини.

Зібравшись увечері напередодні старту для вивчення та повторення правил ПДР та медицини, ми раптом зрозуміли, що зовсім нема чого вивчати власне ПДР або медицину, достатньо запам'ятати 5 комбінацій розташування перфорації (дірочок) на краю карти. Дірки великі та з нашим молодим зором правильні відповіді можна було побачити метрів із 10-ти.

Наступного дня Харківська команда успішно виграла змагання – і за чистим часом, і без штрафів на «допах», при тому, що з ПДР відповідав кожен індивідуально і жодних підказок – судді штрафували круто.

Після змагань, у кулуарах, ми поширили чутки про те, що Сергій Єпіфанов – відомий Харківський екстрасенс і нам нічого не варто було через нього передавати правильні відповіді решті членів команди.

Увечері, після підбиття підсумків та нагородження ми з Сергієм пішли до суддівської колегії показувати свої екстрасенсорні можливості.

І ось вони (судді) на чолі з головним велотуристом України Володимиром Соколовим, тоді головним суддею змагань, у його кімнаті сидять за столом, на ліжках та обговорюють минуле дійство. Ми входимо – Сергій до вікна, я біля дверей і оголошуємо, що прямо зараз і прямо тут буде проведено сеанс телепатії та читання думок на відстані. Єпіфанов читатиме питання з картки подумки, напружено думки передавати його мені, а я вголос говоритиму цифру правильної відповіді. Соколов вставлятиме картку у високоінтелектуальний електронний прилад, натискатиме названу цифру та перевірятиме правильність відповіді по зеленій лампочці.

Почали. Єпіфанов бере картку так, що я бачу дірочки, читає про себе, телепає, я прошу протелепати ще раз, нарешті приймаю думку і кажу цифру, Соколов вставляє і натискає. Світиться зелена лампочка. Беремо наступну картку. Сергій телепає, я приймаю, Соколов знов вставляє, натискає... і знову думка прочитана і відповідь правильна. Повне здивування. Він крутить у руках прилад, нюхає, натискає неправильну відповідь, горить червона лампочка. Знову натискає правильну - горить зеленим. Все працює!

Інші судді витріщаються на все це з жахом. Паніка. Хрестяться. Продовжуємо телепати. Десь із 10-ї картки до Соколова почало доходити, спочатку він захотів, потім заржав і поліз під стіл. До кінця сеансу вся суддівська колегія каталася долу від сміху.

Ніхто, крім нас, не скористався надприродними людськими можливостями. Вони не мали Єпіфанова! Протестів не подавали. Результати змагань не були переглянуті.

О. Білогуб.

¹ Команда з п'ятох учасників, одна дівчина - обов'язково



Парсаданову Ігорю Володимировичу 19 жовтня 2021 року виповнилося 75 років з дня народження

Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, доктор технічних наук, професор, яскравий представник Харківської наукової школи з двигунобудування – усе це про професора Парсаданова І.В. Про талановитого ученого і педагога, який збагатив вітчизняну освіту і науку в галузі теплових двигунів креативними науковими публікаціями, освітньо-науково-методичними матеріалами, змістовними лекціями і яскравими виступами на наукових конференціях.

Більше ніж 30 років Ігор Володимирович працював на різних посадах у Головному конструкторському бюро по двигунам середньої потужності. Пройшов шлях від інженера до заступника головного конструктора КБ. Безпосередньо за його участю, а з часом ще й під його науковим керівництвом, проводилися експериментальні і теоретичні дослідження по модернізації та створенню автотракторних і комбайнових дизелів, які на той час успішно конкурували із закор-

донними аналогами. Яскравим прикладом може бути його активна інженерна і організаційна діяльність з підготовки виробів для участі в престижних міжнародних виставкових заходах та змаганнях, таких як, наприклад, в штаті Небраска (США), де трактор типу Т-150 та його двигун типу СМД здобули перемогу в змаганнях провідних виробників сільськогосподарської техніки світу.

Талант ученого потребував подальшого розвитку. Більше ніж 20 років тому Ігор Володимирович розпочав свою активну діяльність на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) НТУ «ХПІ». З його переходом на постійну роботу до НТУ «ХПІ» кафедра ДВЗ отримала фахівця високого рівня – виробничника і науковця, подальша діяльність якого значною мірою вплинула на зміст наукових досліджень учених кафедри, тематику наукових робіт студентів, аспірантів і докторантів. Накопичений багатий виробничий і науковий досвід дозволив Ігорю Володимировичу у 2003 році захистити докторську дисертацію на тему: «Наукові основи комплексного поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизелів вантажних автомобілів і сільськогосподарських машин» (науковий консультант відомий в Україні і за кордоном вчений, професор А.Ф. Шеховцов). У 2006 році ювіляр отримав звання професора, 2008 році у складі авторського колективу 6-томного видання підручника «Двигуни внутрішнього згоряння» став Лауреатом Державної премії України в галузі науки і техніки. Важливою є і опублікована за кордоном у 2021 році у співавторстві монографія англійською мовою. За підсумком, у професора Парсаданова І.В. загальна кількість публікацій з актуальних проблем науки та вищої освіти біля 250.

В Україні та за її межами фахівцям з науково-технічних та освітніх проблем двигунобудування відома повсякденна, кропітка, багаторічна та ефективна робота професора Парсаданова І.В., яку він виконує на громадських засадах у якості заступника голови спеціалізованої ученої Ради по захистам дисертацій Дб4.050.13 та заступника головного редактора Всеукраїнського науково-технічного журналу «Двигуни внутрішнього згоряння». Він активний учасник щорічних міжнародних Конгресів з проблем двигунобудування, професіоналізм і толерантність якого значною мірою впливають на сутність та науково-технічний рівень самого Конгресу.

Як заступник завідувача кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ» з наукової роботи, ювіляр значну увагу приділяє формуванню і виконанню фундаментальних і прикладних наукових досліджень, що виконують науковці кафедри, публікаціям за результатами цих досліджень, участю студентів і аспірантів кафедри у дослідженнях, Всеукраїнському конкурсу студентських наукових робіт, другий тур якого згідно наказів МОНУ проводиться на базі кафедри ДВЗ.

Професор Парсаданов І.В., як талановитий університетський учений з великим досвідом роботи у спеціалізованому КБ з двигунобудування, відомий своїми дослідженнями і науковими працями в багатьох напрямках сучасного двигунобудування. Але у більшості його наукові праці присвячені проблемам робочого процесу та екологізації ДВЗ. Він є визнаним вітчизняним лідером наукового напрямку щодо комплексного вирішення проблем поліпшення паливної економічності та зменшення токсичності відпрацьованих газів ДВЗ при різних умовах експлуатації та використанні альтернативних видів палива.

Ігоре Володимировичу!

Ви видатний учений з вагомими науковими здобутками, університетський професор в кращому розумінні такого високого звання, людина з широкою ерудицією і тонким почуттям гумору, високими моральними принципами. Ви маєте широке коло різного віку однодумців і друзів. Ви відзначили 75-річний свій ювілей. Редакційна колегія бажає Вам доброго здоров'я, творчих успіхів і значних досягнень, талановитих учнів, миру і добра.

Редакційна колегія журналу.

Науково-технічний журнал "Двигуни внутрішнього згорання" випускається 2 рази в рік. Основна мета видання – надати можливість опублікувати результати наукових праць і статті науковим співробітникам, викладачам, аспірантам і здобувачам наукових ступенів, а також розширити можливості для обміну науково-технічною інформацією в Україні та за її межами.

До опублікування приймаються статті українською, російською, англійською, німецькою мовами за наступними науковими напрямками:

- Загальні проблеми двигунобудування;
- Конструкція ДВЗ;
- Робочі процеси ДВЗ;
- Екологізація ДВЗ;
- Випробування та експлуатація ДВЗ;
- Технологія виробництва ДВЗ;
- Гібридні силові установки;
- Історія двигунобудування, особистості, ювілеї;
- Методологія вищої освіти зі спеціальності ДВЗ.

Матеріал (стаття) подається редколегії в 2-х примірниках. До матеріалів повинен додаватися електронний варіант статті, набраної в текстовому редакторі MS Word.

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ можна завантажити на офіційному сайті журналу <http://dvs.khpi.edu.ua/>, а також на сайті кафедри "Двигуни та гібридні енергетичні установки" за посиланням <http://web.kpi.kharkov.ua/diesel/nauka/zhurnal-dvz/> в розділі «Наука», «Журнал ДВЗ».

СТРУКТУРА СТАТТІ:

– УДК; І.Б.Ф. Заголовок статті. Анотація мовою тексту статті. Текст статті. Список літератури. Список літератури, оформлений транслітерацією. Відомості про авторів. Анотації українською (російською), англійською мовами.

Стаття повинна мати такі необхідні елементи:

- постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок з важливим науковим чи практичними задачами;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми, на які спирається автор,
- виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття;
- формулювання цілей статті (постановка завдання);
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів;
- висновки з даного дослідження і перспективи подальших досліджень у даному напрямку.

До статті додаються:

- рецензія,
- акт експертизи про можливість опублікування.

СТАТТІ, ОФОРМЛЕННЯ ЯКИХ НЕ ВІДПОВІДАЄ ВИМОГАМ, РЕДКОЛЕГІЄЮ НЕ РОЗГЛЯДАЮТЬСЯ

УМОВИ ОПУБЛІКУВАННЯ:

Оформлена відповідно до вимог, стаття направляється авторами в редколегію за адресою: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2. НТУ "ХПІ". Кафедра "Двигуни та гібридні енергетичні установки". Редакційна колегія журналу "Двигуни внутрішнього згорання". Відповідальному секретарю редколегії. Тел. (057) 707-60-89, E-mail: rykova.inna@gmail.com.

Після прийняття рішення про опублікування автор інформується про це редколегією.

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку 31.08.2022. Формат 60x84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times. Різо-друк. Ум. друк. арк. 10,46. Обл.-вид. арк. 9,61.
Наклад. 100 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Віддруковано ФОП Лисенко І. Б.
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17, моторний корпус, к. 147
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи в державний реєстр видавців,
виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК №2607 от 11.09.06 р.