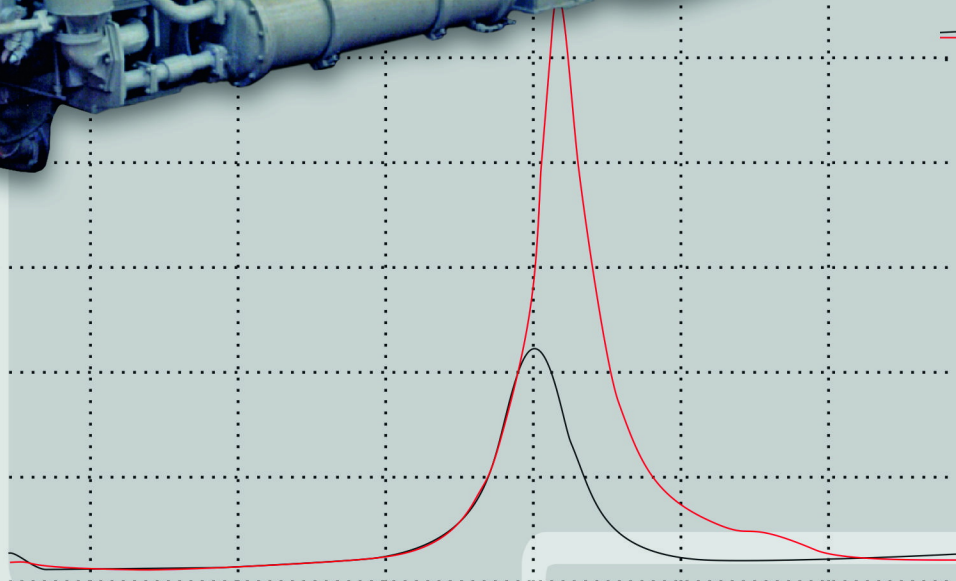
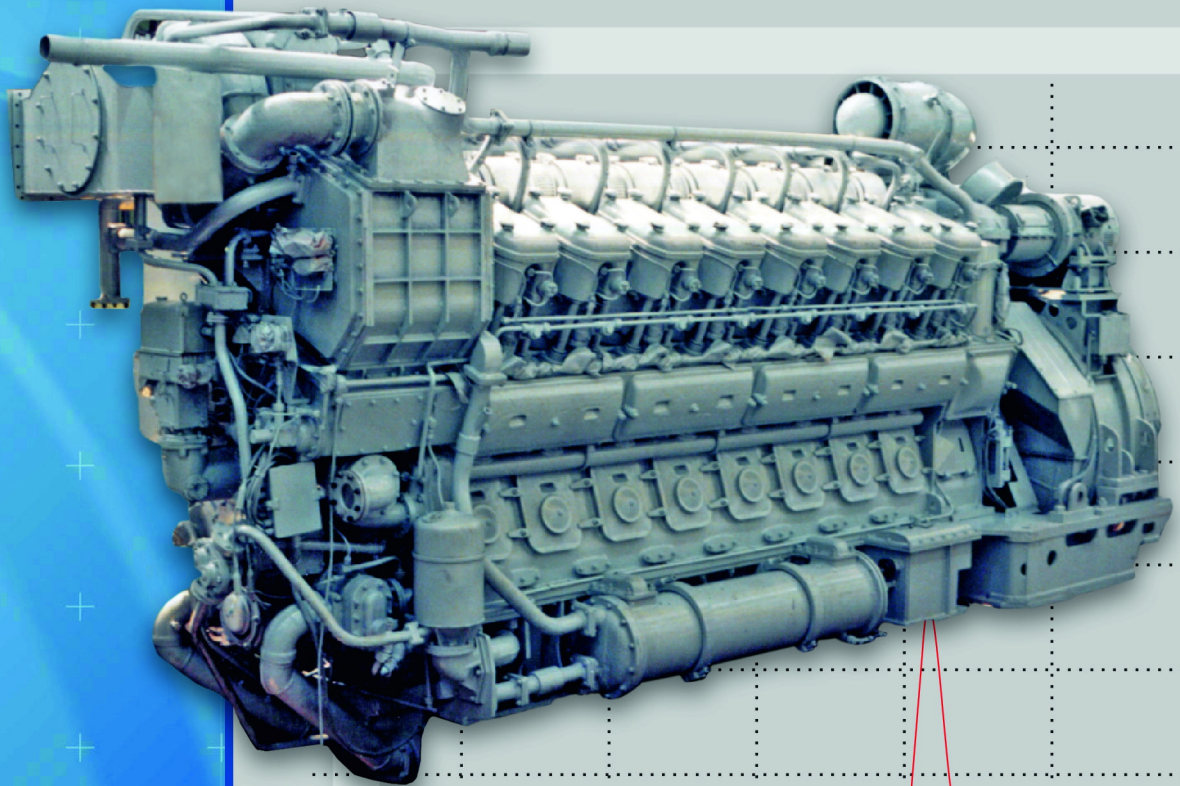


ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1 ' 2018

Всукраїнський
науково-технічний журнал



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2018

Издание основано Национальным техническим университетом

"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н., с.н.с.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., проф.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

А.В. Грицюк, *д.т.н., с.н.с.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

П.М. Канило, *д. т. н., проф.*

Л.П. Клименко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренко, *д. т. н., проф.*

Е. Моргенштерн, *д. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.П. Поливянчук, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., проф.*

С. Радковский, *д.н., проф.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевский, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

Р.М. Андрес, *к.т.н.*

Х.М. Чо, *д.н., проф.*

Н.Д. Чайнов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ. ЛИЧНОСТИ.

ЮБИЛЕИ

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, В.А. Пылев

100 лет специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в
Украине. 3

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

В.М. Бганцев, А.М. Левтеров, Н.Ю. Гладкова

Розрахункове визначення впливу складу біогазу на характе-
ристики транспортного двигуна. 7

А. Н. Авраменко

Сравнительная расчетная оценка показателей рабочего
цикла тепловозного двигателя. 14

А.В. Савченко

Математичне моделювання процесів сумішоутворення та
згорання в дизелі на водопаливній емульсії. 19

В.В. Калинин, Т.А. Фудулей, А.К. Копейка, Ю.А. Олифиренко,
Д.С. Дараков

Распространение пламени по струе капель жидких топлив. . 26

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, Д.Є. Самойленко,

І.М. Карягін, Д.С. Таланин

Універсальний електронний регулятор дизеля на основі
електричного сервоактуатора. 31

А.А. Лисовал, А.В. Вербовский

Сравнение показателей работы различных регуляторов ско-
рости на автомобильном дизеле. 39

О.В. Триньов, Д.Г. Сівих, Р.Ю. Бугайцов

Експериментальні дослідження теплового стану циліндро-
вої гільзи швидкохідного дизеля. 43

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

О. М. Kondratenko

Investigation of relationship between coefficients of operation
efficiency of diesel particulate matter filters of diesel ICE.

Part 1: particulate matter emission and opacity. 49

А.П. Поливянчук, І.В. Парсаданов, О.І. Каслін, О.О. Скурідіна

Концептуальні основи створення універсальних систем конт-
ролю викидів твердих частинок з відпрацьованими газами
дизелів. 56

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

Л. П. Клименко, В. І. Андреев, Л. М. Дихта, О. Ф. Прищепов,

О. І. Случак, В. В. Шугай

Дослідження зносу чавунних поверхонь пар тертя, модифі-
кованих титановою губкою. 63

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Кирпичева, 2

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

dvs@kpi.kharkov.ua

О. А. Тамаргазін, А. Г. Довгаль, Л. Б. Приймак

Моделювання зносостійкості композиційного покриття для поверхонь поршнів двз авіаційної наземної техніки. .66

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

А.Э.Хрулев, М.В.Кротов

Влияние неисправностей в системе смазки на характер повреждения подшипников ДВС. 74

І.В. Парсаданов, В.В. Острроверх, О.М. Клименко, Д.В. Павлов, А.П. Строков

Експериментальне дослідження впливу застосування покриття камери згоряння в поршні на паливо-екологічні та ефективні показники дизеля. 82

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2018. – №1. – 90 с.

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

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

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

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.01

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, В.А. Пылев

100 ЛЕТ СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ» В УКРАИНЕ

Так, именно в 1918 году в ХТИ (впоследствии ХММИ, ХПИ и НТУ «ХПИ») была организована специальность «Двигатели внутреннего сгорания».

1918 ... Закончилась 1-я Мировая война, началась Гражданская. Время тяжелейшее, предприятия не работают, голод, разруха. В этом году в Харькове несколько раз сменилась власть.

Какое образование? Новая специальность?

С большой долей вероятности можно предположить, что документы, необходимые для открытия новой специальности, руководством института были подготовлены и переданы на утверждение в соответствующие инстанции задолго до 1918, скорее всего в 1913 или 1914 году.

Для такого предположения есть несколько доводов.

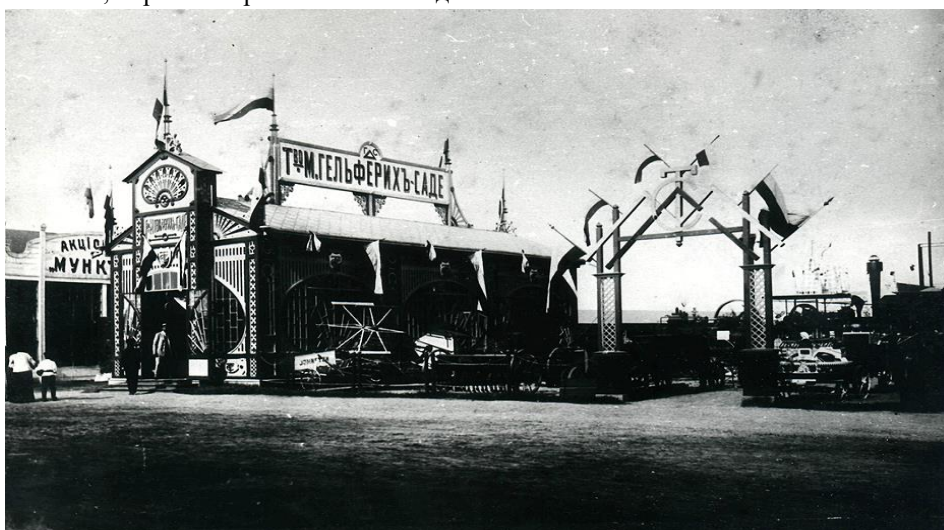
Первый. В конце XIX, начале XX века Харьков быстро развивается как промышленный центр и транспортный узел страны. Железная дорога связала его с Москвой, Петербургом, Крымом, Ростовом, Поволжьем, Одессой и Киевом. Близость к Донбассу, Криворожью и Курску с их развивающейся каменноугольной и железорудной промышленностью, повышение спроса на машины для нужд промышленности, сельского хозяйства и железных дорог определили бурное развитие машиностроения и металлообработки.



В городе возникают чугунолитейный завод (ныне «Красный Октябрь»), завод сельскохозяйственных машин Гельферих-Саде («Серп и молот»), выпустивший в 1882 году первые сельскохозяйственные машины; паровозостроительный завод

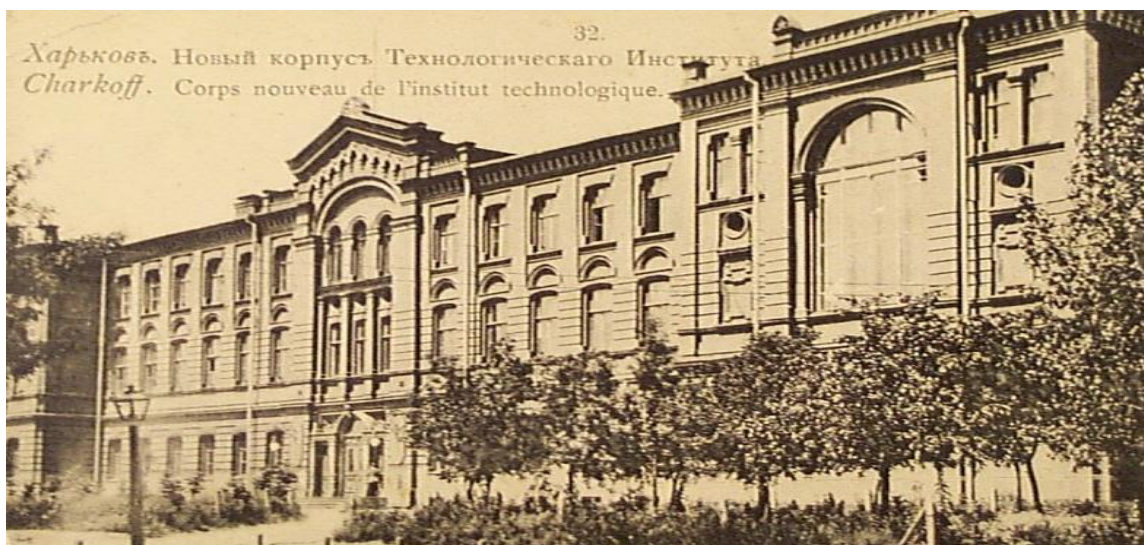
(сейчас завод имени В. А. Малышева), основанный в 1895 году, и другие.

В начале XX века – Харьков крупнейший промышленный центр.



Второй. Развитие промышленности повысило потребность в инженерно-технических кадрах. В 1885 году открылся ХТИ, первым директо-

ром которого, был известный русский ученый, профессор механики Петербургского технологического института В.Л. Кирпичев.



В институте работали известные ученые академики А. М. Ляпунов, В.А. Стеклов, Н.Н. Бекетов, А. Н. Бекетов, К. И. Орлов, профессора Х. С. Голо-

вин, М. Д. Пильчиков, К. А. Зворыкин и другие. ХТИ готовил технические кадры для Харькова и Донецко-Криворожского промышленного района.



Высокий потенциал подготовки инженерно-технических кадров в ХТИ подтверждается тем, что согласно Уставу ХТИ независимо от дисциплин в состав учебного курса также входили практические занятия, проводимые как в мастерских и лабораториях института, так и на фабриках, заводах. На этой основе директор ХТИ проф. В.Л. Кирпичев впервые в России применил новый, прогрессивный подход к построению учебного процесса,

сочетающего теоретическую подготовку с лабораторными занятиями и производственной практикой, организовал в ХТИ механическую лабораторию.

В ХТИ с момента его основания адъюнкт-профессор физики коллежский советник Александр Константинович Погорелко, читал предметы «Термодинамика» и «Механическая теория теплоты» (1885-1903 г.г.). С 1891/1892 г.г. адъюнкт-

профессор Дмитрий Степанович Зернов читает студентам ХТИ еще одну дисциплину – «Приложение механической теории тепла к паровым и другим термическим двигателям», а также курс термодинамики, по которому в 1900 г. издает конспект лекций.

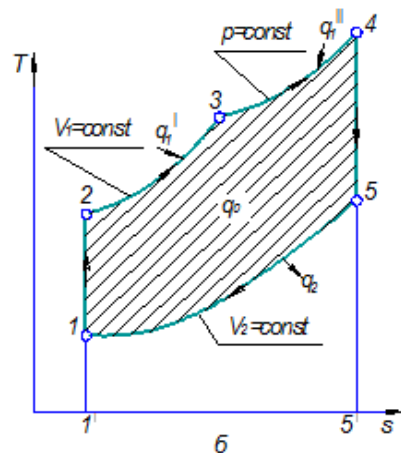
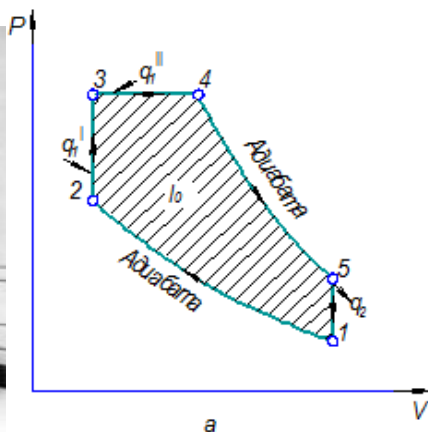
Не остался в стороне от отмеченной заинтересованности проблемами тепловых двигателей и первый ректор ХТИ профессор В.Л. Кирпичев. В 1893 году он читает курс лекций «Приложение механической теории тепла к паровым и другим термическим двигателям».

С 1903 г. директором ХТИ состоял профессор Николай Николаевич Шиллер. В ХТИ проф. Н.Н. Шиллер преподавал термодинамику, учения о теплоте и электричестве, в период его руководства вузом появляется факультативный предмет "Газо-

вые и керосиновые двигатели" (1903 г.), начинают проводиться занятия по испытаниям газомоторов, паровых машин и котлов.

С 1907 г. в ХТИ функционирует машинная лаборатория по испытаниям тепловых двигателей. Ее заведующим являлся выпускник (1894 г.) и преподаватель (1902-1910 г.г.) ХТИ Ушаков Александр Васильевич (1868–?).

Третий. В стране быстрыми темпами получают распространение поршневые двигатели внутреннего сгорания. Компактность, высокая экономичность, долговечность, возможность использования жидкого и газообразного топлива привели к тому, что эти двигатели в конце XIX, начале XX века стали вытеснять паровые машины.



В 1899 г. в Петербурге создан первый в мире двигатель с воспламенением от сжатия. В течение короткого времени были усовершенствованы и в 1901 г. построены бескомпрессорные дизели конструкции Г. В. Тринклера. В 1906 г. в МВТУ им. Н. Э. Баумана создана первая кафедра двигателей внутреннего сгорания.



Четвертый.

Идеологом и инициатором создания специальности двигателей внутреннего сгорания стал выпускник ХТИ 1903 года граф С.И. Доррер. Для подготовки к дальнейшей преподавательской деятельности, он

побывал в Германии. Изучал структуру промыш-

ленных предприятий, работал в лабораториях германских учебных заведений, слушал лекции именитых профессоров и принял решение: «Ввиду того, что затраченный мною труд на теоретическую подготовку одинаково полезен для изучения любого спец. предмета, выбор мой остановлен на «Тепловых двигателях». С 1908 года С.И. Доррер преподаватель в ХТИ, читает курсы лекций по паровым турбинам, паровым машинам и газовым двигателям. С 1909 года — по двигателям внутреннего сгорания, с 1911 — по термодинамике. Проводит практические занятия по испытанию двигателей и котлов. Во время работы в ХТИ С.И. Доррер подготовил плеяду выдающихся специалистов и ученых, среди которых Д.Д. Бондарев – первый директор АМО ЗИЛ, Я.Е. Вихман – один из создателей танкового дизеля В-2, Э.И. Гуревич – главный инженер дизельного управления ЧТЗ; В.Т. Цветков – заведующий кафедрой ДВС Харьковского механико-машиностроительного института (1932–1954 гг.) и другие.

Таким образом, научная и педагогическая деятельность графа С.И. Доррера, обобщение им

предыдущего опыта, многочисленные предложения по подготовке инженеров-двигателистов стали научной и методической основой, на базе которой в 1918 г. была открыта специальность по двигателям внутреннего сгорания.

Пятый. В 1911 году на ХПЗ создан отдел тепловых двигателей (в последующем дизельный отдел), в котором начаты работы по созданию дизелей.



Именно с момента организации первого технического подразделения, предназначенного для разработки двигателей внутреннего сгорания, ведется отсчет украинскому двигателестроению. В 1913 году ХПЗ изготовил первые дизели для

промышленности и сельского хозяйства.

Следует отметить, что в начале XX века работы по созданию двигателей велись и на других предприятиях Украины. Так, например, в Николаеве на заводе «Лаваль» приступили к постройке двигателей по чертежам Аусбургского завода общества MAN, но организация работ *по созданию* первого отечественного двигателя была осуществлена на ХПЗ.

Один из первых студентов-слушателей и учеников графа Доррера С.И., а в последующем соратником и помощником в открытии специальности двигателей внутреннего сгорания был В.Т. Цветков (1887 – 1954) – выдающийся ученый-теплотехник и инженер-практик, талантливый педагог и организатор. В.Т. Цветков с отличием окончил ХТИ в 1911 году и пришел на Харьковский паровозостроительный завод, где сразу же включился в разработку дизелей. В. Т. Цветков поддерживал тесные связи с родным институтом, способствовал открытию специальности «Двигатели внутреннего сгорания», принимал активное участие в подготовке специалистов по ДВС, в 1921 году возглавил кафедру тепловых двигателей. В 1929 году по инициативе В.Т. Цветкова, имевшего к этому моменту громаднейший опыт по созданию исследовательской базы дизелей на ХПЗ, в ХТИ была создана лаборатория двигателей внутреннего сгорания, которая стала одной из лучших лабораторий этого профиля в высших учебных заведениях страны. В июле 1930 г. создана кафедра «Двигатели внутреннего сгорания», и ее первым заведующим был назначен профессор Цветков В.Т. (заведовал кафедрой ДВС ХПИ с 1930 г. по 1954 г.). В этом же 1930 году,

В.Т. Цветков организовал кафедру авиационных двигателей и стал ее первым заведующим в Харьковском авиационном институте. Именно к этому периоду относится разработка профессором В.Т. Цветковым теории продувки двухтактных двигателей внутреннего сгорания, выход в свет монографии по этому вопросу и ее переиздание в Германии.

Бурное развитие промышленности страны, становление Харькова как крупнейшего промышленного центра, потребность в специалистах и высокий потенциал подготовки инженерно-технических кадров в ХТИ, инициативная позиция преподавателей и выпускников ХТИ, создание в Харькове крупного предприятия по разработке и изготовлению двигателей внутреннего сгорания, стали основой для открытия специальности двигатели внутреннего сгорания.

Первый выпуск специалистов - двигателистов состоялся в 1922 г.

Таковы истоки и основные вехи начального этапа истории специальности двигатели внутреннего сгорания.

В последующие годы для подготовки инженеров по специальности двигатели внутреннего сгорания кроме ХПИ и ХАИ, были созданы кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» в Николаевском кораблестроительном институте (1939 г.), в Запорожском автомеханическом институте (1944 г.) в Харьковском автомобильно-дорожном институте (1945 г.), Восточном украинском национальном университете, г. Луганск (1967 г.). В 1930 году была создана кафедра «Теплотехника и тепловые двигатели» в Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта, а в 1962 году – кафедра «Термодинамика и двигатели» в Киевском автомобильном институте.

Выпускники этих кафедр совместно с выпускниками других кафедр технических ВУЗов освоили серийное производство двигателей внутреннего сгорания на заводе им. В.А. Малышева, заводе «Красный прогресс» (г. Токмак), «Серп и Молот» (г. Харьков), Харьковском заводе тракторных двигателей, «Первомайскдизельмаш» (г. Первомайск), Мелитопольском моторном заводе. Производству двигателей способствовали десятки предприятий машиностроительной отрасли, которые выпускали необходимые для двигателей материалы, высоко-технологичные детали и комплектующие.

Двигателисты в течение более чем 70 лет обеспечивали создание и развитие дизелестроительной отрасли Украины, создавали ей славу мировой двигателестроительной державы.

Сегодня можно только надеяться на то, что бесценный опыт, глубокие знания и высочайшая квалификация специалистов – двигателистов будут востребованы.

В.М. Бганцев, А.М. Левтеров, Н.Ю. Гладкова

РОЗРАХУНКОВЕ ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ СКЛАДУ БІОГАЗУ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА

Біогаз, що виробляється на полігонах твердих побутових відходів або з відходів тваринництва, відрізняється коливаннями вмісту в ньому основних компонентів – метану та діоксиду вуглецю. Через це виникають проблеми використання такого біогазу в якості палива для ДВЗ. Подолання означених проблем досягається шляхом трудомісткого експериментального прилаштування двигуна до такого палива, або шляхом попереднього розрахункового дослідження показників двигуна з подальшою оптимізацією його функціонування за обраним критерієм. Розрахункове дослідження зазвичай виконується з використанням математичних моделей та комп'ютерної техніки, що дозволяє суттєво скоротити витрати коштів та часу на експеримент. В роботі розрахунковим шляхом з використанням двозонної математичної моделі процесів робочого циклу ДВЗ та розрахованих теплофізичних властивостей біогазу досліджено характеристики двигуна, що працював на біогазі широкого спектру складів, та на різних режимах навантаження. За результатами досліджень сформульовано умови ефективної роботи ДВЗ на біогазі змінного складу та показано, що при цьому покращуються показники токсичності двигуна, значно зменшується теплове навантаження на деталі циліндропоршневої групи за незначного погіршення показників економічності.

Вступ

Одним з ефективних шляхів зниження шкідливого впливу відпрацьованих газів (ВГ) ДВЗ на навколишнє середовище та зменшення споживання рідкого вуглеводневого палива є використання газоподібних палив, таких як стиснутого природного газу (СПГ) і зрідженого нафтового газу (СНГ). Ці види палив вже достатньо широко використовуються на автотранспорті, в зв'язку з цим для них розроблене уніфіковане газове обладнання, що легко пристосовується для різних типів ДВЗ. Крім зростання обсягів використання для ДВЗ таких палив зростає інтерес до відносно дешевого газоподібного палива, що одержується шляхом переробки твердих побутових відходів та відходів тваринництва. Це так званий біогаз, що складається в основному з метану. Спалюючи біогаз в ДВЗ, можливо практично повністю забезпечити енергією та паливом невеликі виробничі комплекси, де той самий біогаз виробляється.

Склад біогазу в процесі його вироблення може коливатися, через що змінюються показники роботи ДВЗ, що працюють на ньому. Тому актуальним є прогноз ефективності роботи ДВЗ в цих умовах, який можна виконати шляхом розрахунків економічних та токсичних показників ДВЗ з використанням математичного моделювання. Це значно зменшує витрати на проведення експериментальних досліджень і надає можливість створення ефективних систем регулювання подачі біогазу в ДВЗ в умовах коливання складу палива.

Аналіз публікацій

При математичному моделюванні робочого циклу ДВЗ на біогазі в умовах коливання його складу постає необхідність наявності відомостей про теплофізичні властивості цього виду палива. Це, в першу чергу, стосується нижчої теплоти зго-

рання різних складів біогазу, від якої залежить більшість показників робочого циклу, особливо таких важливих, як потужність ДВЗ та питома витрата палива.

Коли йдеться про горіння певного виду палива, особливу складність являє вивчення відповідних показників хімічних реакцій, які, в переважній більшості, мають складну ланцюгову структуру.

Розрахунки хімічної кінетики згоряння вміщують кількість реакцій від десятків і сотень до кількох тисяч і, незважаючи на постійну увагу до цієї проблеми, залишається багато білих плям в кінетичних механізмах хімічних реакцій, зокрема недостатньо вивчені важкі вуглеводні, що є компонентами багатьох моторних палив, і це змушує вдаватися до емпіричних залежностей їх окислення [1, 2, 3]. Взагалі, кінетика високотемпературного окислення з задовільною точністю розроблена лише для обмеженого переліку речовин і детальний опис процесу їх згоряння в аналітичній формі викликає великі труднощі.

Існує достатня кількість математичних моделей процесів робочих циклів в ДВЗ, в тому числі і розроблених або модифікованих у відділі поршневих енергоустановок ІПМаш НАН України [4, 5]. Враховуючи особливості палива, що розглядається, було вирішено для математичного моделювання застосувати розрахункову модель процесів робочого циклу ДВЗ [4], яка будується на використанні рівняння першого закону термодинаміки і двозонного або багатозонного математичного моделювання процесу згоряння з урахуванням зниженої стехіометрії, дисоціації продуктів згоряння та емісії монооксиду азоту на основі кінетики хімічних реакцій. На сьогоднішній день модель значно удосконалена. Теплофізичні властивості для більшості

індивідуальних речовин представляються в поліноміальному вигляді в залежності від абсолютної температури [6].

Мета і постановка завдання

В зв'язку зі зростанням в Україні кількості об'єктів, де виробляється біогаз та можливістю використання енергетичних установок з ДВЗ, що його використовують в якості палива, з'явилася необхідність в аналізі ефективності цього виду палива з метою підвищення економічних та екологічних характеристик ДВЗ.

Як зазначено вище, біогаз в процесі одержання практично не має постійного складу, тому змінюються характеристики ДВЗ, що на ньому працюють.

Через це необхідна оцінка ефективності роботи ДВЗ в цих умовах з метою оптимізації його функціонування. Шлях математичного моделювання із застосуванням адекватної моделі є більш привабливим, ніж проведення великої кількості експериментальних досліджень.

Результати математичного моделювання робочого циклу ДВЗ при роботі на біогазі різного складу

Розроблена в ІПМаш НАН України методика прогнозування характеристик двигуна дозволяє зробити комплексний прогноз показників ДВЗ як функції коефіцієнта надлишку повітря (α), кута випередження запалювання (φ), числа обертів колінчастого валу двигуна (n), ступеня стиснення (ϵ), навантаження i , що особливо важливо при використанні біогазу, як функції складу його основних компонентів – метану (G_{CH_4}) та діоксиду вуглецю (G_{CO_2}). Маючи набір залежностей, можна, призначивши цільову функцію (наприклад, витрату палива або емісію шкідливих складових у відпрацьованих газах), провести її оптимізацію в залежності від регулювань двигуна.

Об'єктом досліджень є дизель Д21А, конвертований в газовий двигун, для якого досліджувалися варіанти можливого складу біогазу з вмістом метану і вуглецевого газу (CH_4 / CO_2) в процентному співвідношенні: 100/0, 80/20, 60/40, 50/50, 40/60. Впливом вмісту в біогазі водню, сірководню, аміаку та оксидів азоту, з огляду на малу їх кількість, нехтуємо.

Адекватність застосованої математичної моделі перевірена шляхом порівняння основних ефективних показників двигуна, отриманих експериментально і розрахунковим шляхом для режиму номінальної потужності (паливо – метан, $n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $\alpha = 1,0$, $\varphi = 25^\circ$ до ВМТ, $\epsilon = 9,5$). Розрахунок ефективних показників, за відомих індикаторних, виконувався за емпіричними залежностями відповідно

до типу двигуна і середньої швидкості руху поршня. Різниця при порівнянні результатів не перевищувала 10 %, що говорить на користь адекватності моделі.

Вплив керуючих дій на показники двигуна, що працює на біогазі, представлені у вигляді діаграм в координатах $X - Y$ (рис. 1–7). Графічний аналіз результатів чисельного експерименту в залежності від змінних параметрів дозволяє передбачити потенційну емісію NO , CO , CO_2 , економічні показники (g_i , G_i), потужнісний показник (p_i), показник якості процесу у середині циліндра (η_i), оцінити максимальні значення температури та тиску циклу як для режиму номінальної потужності ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$), так і для режиму максимального крутного моменту ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$), отримати додаткову інформацію для різних коефіцієнтів надлишку повітря ($\alpha = 1,0$; $\alpha = 1,1$) за зовнішніми швидкісними і навантажувальними характеристиками для всіх досліджуваних показників двигуна.

Режиму номінальної потужності відповідають більш високі економічні показники й більш високий рівень емісії монооксидів азоту та вуглецю, кількість яких зменшується із зростанням коефіцієнта надлишку повітря і ступеня стиснення (рис. 1–4). Шляхом зняття регулювальних характеристик було встановлено кут випередження запалювання $\varphi = 25$ град.п.к.в. до ВМТ, за якого на означеному вище конвертованому двигуні отримано прийнятне співвідношення показників його потужності, економічності та рівня емісії NO_x .

Збільшення вмісту CO_2 в паливній суміші викликає значне зменшення емісії монооксидів азоту та вуглецю і при цьому спостерігається менш значне зниження показників економічності.

Максимальні значення показників циклу (p_{max} , T_{max}) для однакових співвідношень CH_4 / CO_2 практично не змінюються для обох режимів (рис. 3). Спостерігається незначне падіння максимального тиску за навантажувальною характеристикою зі збільшенням вмісту CO_2 (рис. 5). Взагалі збільшення вмісту в суміші CO_2 до 60 % дає падіння максимальної температури циклу на всіх наведених діаграмах на 200–400 К (рис. 3, 5, 6) і падіння тиску на режимах максимального крутного моменту та номінальної потужності на 0,5–1,0 МПа (рис. 3).

Годинна витрата теплоти двигуном (G_i) зростає як за зовнішньою швидкісною, так і за навантажувальною характеристикою і зменшується зі збільшенням коефіцієнта надлишку повітря та вмісту вуглецевого газу в паливній суміші (рис. 3, 5, 6).

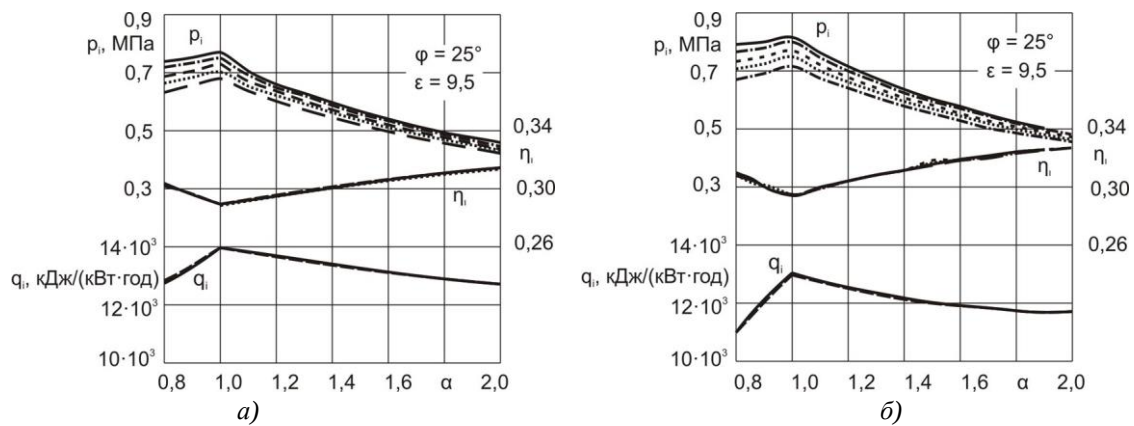


Рис. 1. Індикаторні показники циклу газового двигуна для різних складів біогазу в залежності від коефіцієнта надлишку повітря і режиму роботи двигуна:

а – режим максимального крутного моменту ($n = 1400 \text{ хв}^{-1}$);

б – режим номінальної потужності ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$).

Відсоткове співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ в біогазі:

— — — 40/60; 50/50; - - - - 60/40; - · - · - 80/20; ——— 100/0

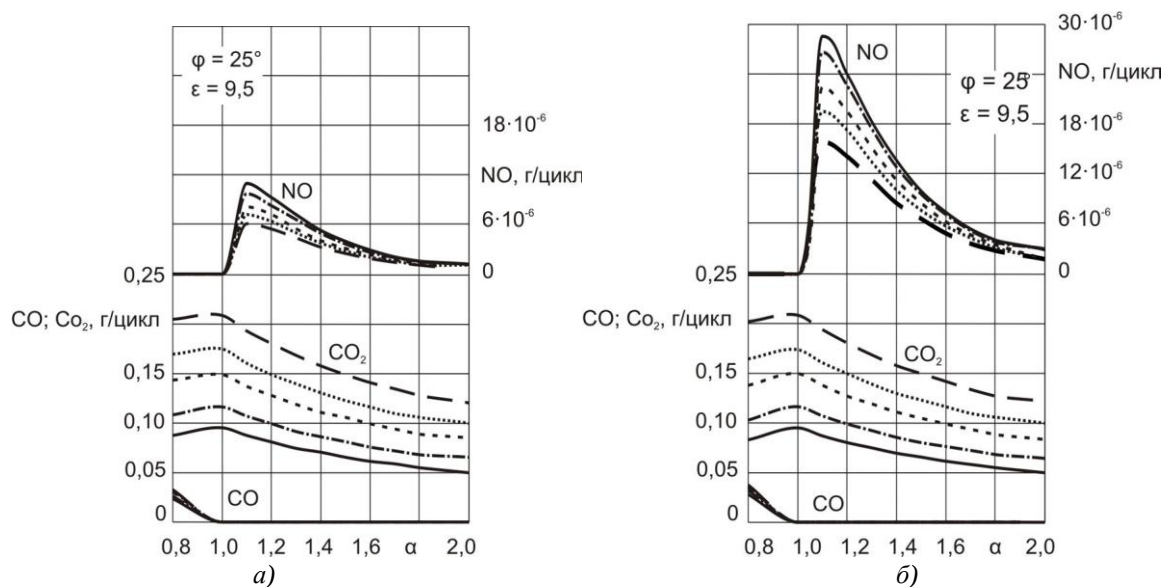


Рис. 2. Токсичність ВГ в залежності від коефіцієнта надлишку повітря, режими роботи двигуна і співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$:

а – режим максимального крутного моменту ($n = 1400 \text{ хв}^{-1}$);

б – режим номінальної потужності ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$).

Відсоткове співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ в біогазі:

— — — 40/60; 50/50; - - - - 60/40; - · - · - 80/20; ——— 100/0

Емісія токсичних складових у відпрацьованих газах (NO та CO) зростає зі збільшенням навантаження та частоти обертання колінчастого валу, досягаючи максимальних значень за рівнем емісії CO при $\alpha < 1,0$, за NO – при $\alpha = 1,1$. Є підстави стверджувати, що для $\alpha > 1,1$ ці показники будуть зменшуватися, про що свідчить рис. 2.

При розгляді показників двигуна як функції співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ були отримані розрахун-

кові залежності G_i , η_i , p_i та $T_{\max}$, $p_{\max}$ для різних коефіцієнтів надлишку повітря ($\alpha = 1,0$; $\alpha = 1,2$) та двох режимів (номінальної потужності і максимального крутного моменту) (рис. 7), по яких можна оцінювати якість основних характеристик робочого циклу двигуна, що працює на біогазі з заданим вмістом двоокису вуглецю.

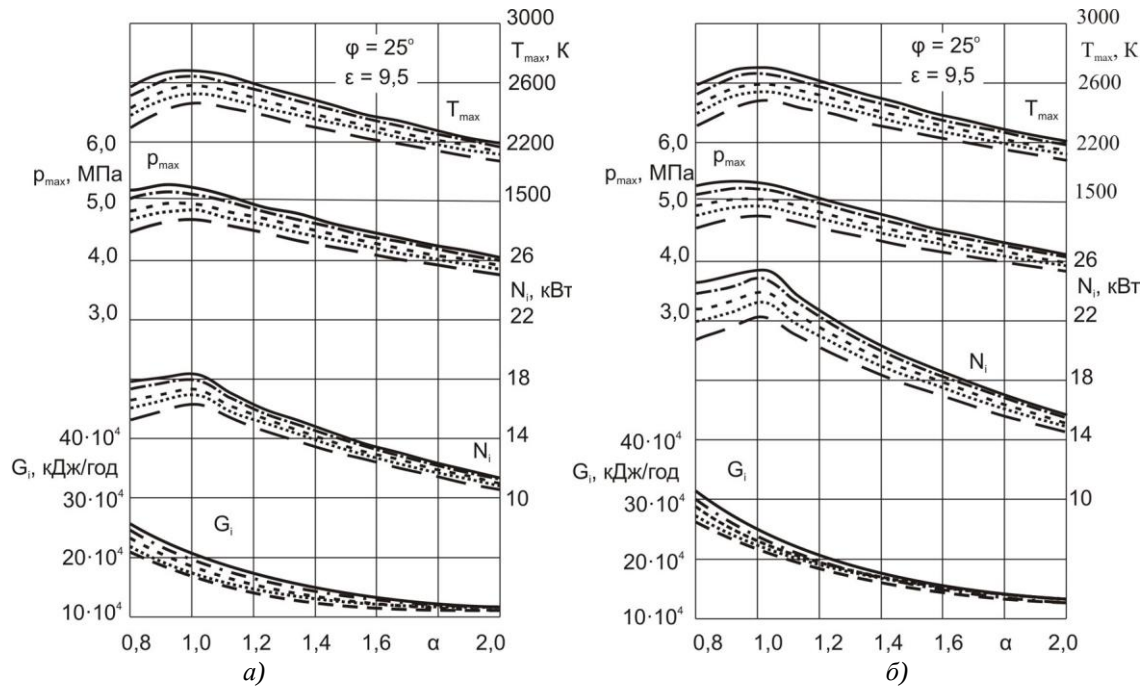


Рис. 3. Індикаторні показники в залежності від режиму роботи двигуна, коефіцієнта надлишку повітря і співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$: а – режим максимального крутного моменту ($n = 1400 \text{ хв}^{-1}$); б – режим номінальної потужності ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$). Відсоткове співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ в біогазі: — — — 40/60; 50/50; - . - . 60/40; — · — · — 80/20; ——— 100/0

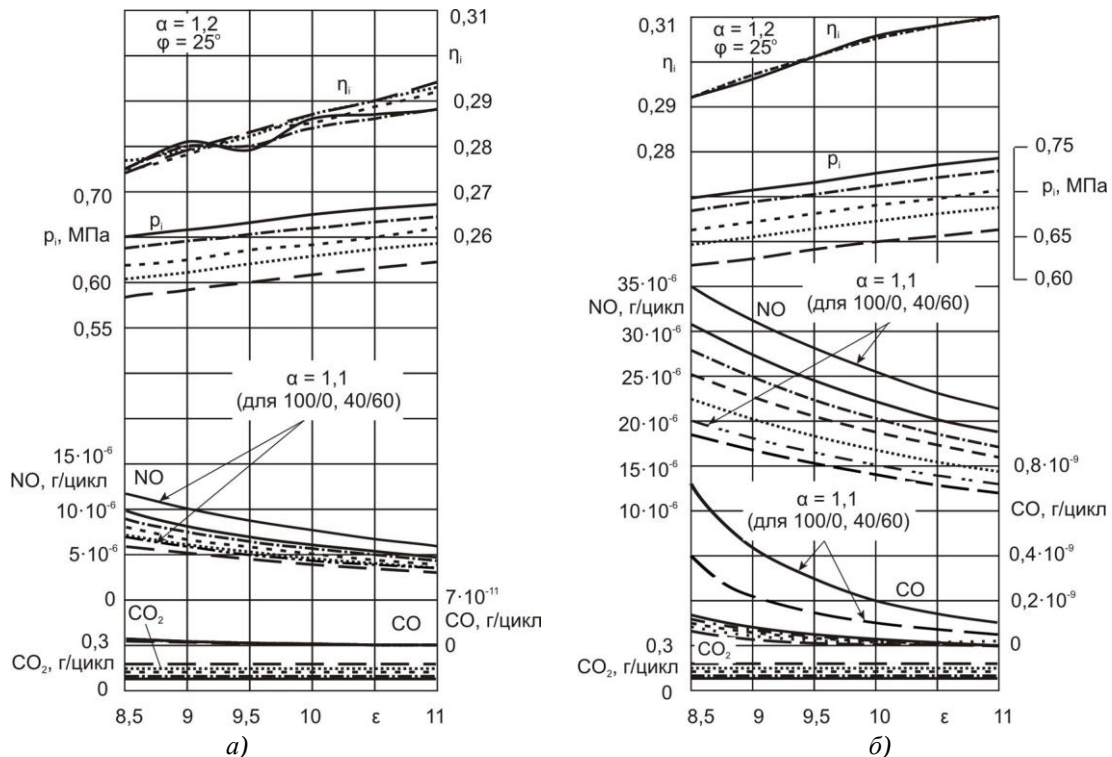


Рис. 4. Індикаторні показники і токсичність в залежності від режиму роботи двигуна, ступеня стиснення і співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$: а – режим максимального крутного моменту ($n = 1400 \text{ хв}^{-1}$); б – режим номінальної потужності ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$). Відсоткове співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ в біогазі: — — — 40/60; 50/50; - . - . 60/40; — · — · — 80/20; ——— 100/0

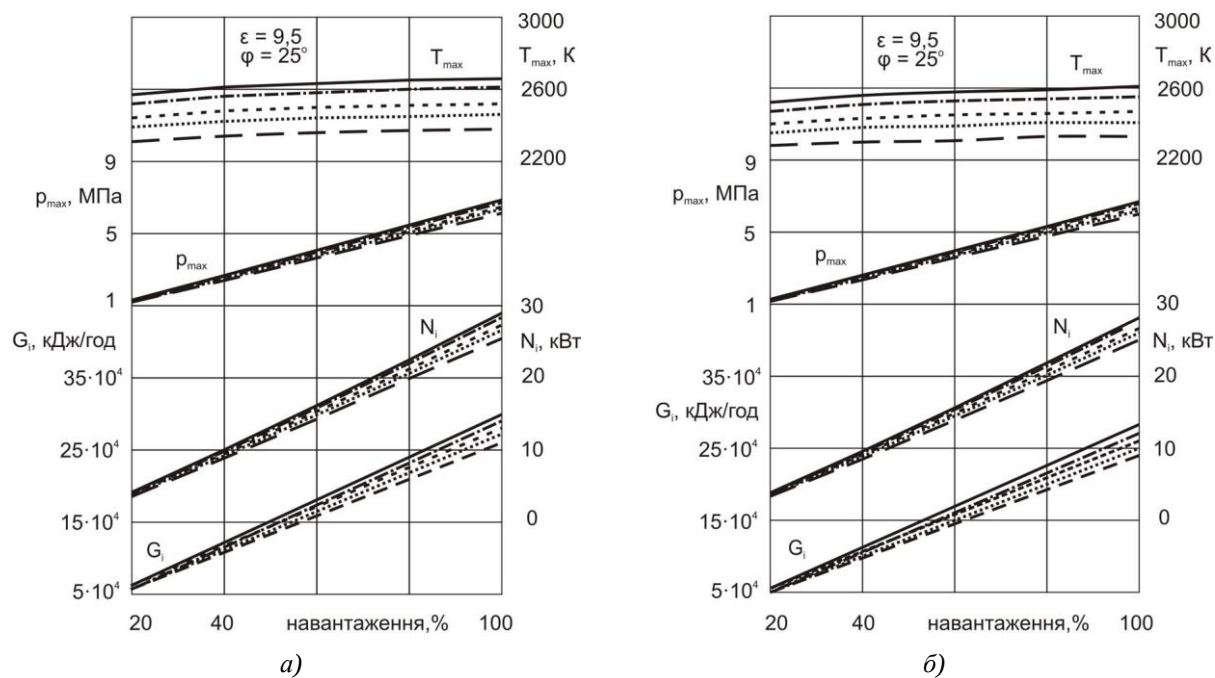


Рис. 5. Навантажувальні характеристики газового двигуна, що працює на біогазі різного складу, ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$):

a – при $\alpha = 1,0$; b – при $\alpha = 1,1$.

Відсоткове співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ в біогазі:

— — — — 40/60; — 50/50; - - - - - 60/40; — · — · — 80/20; ————— 100/0

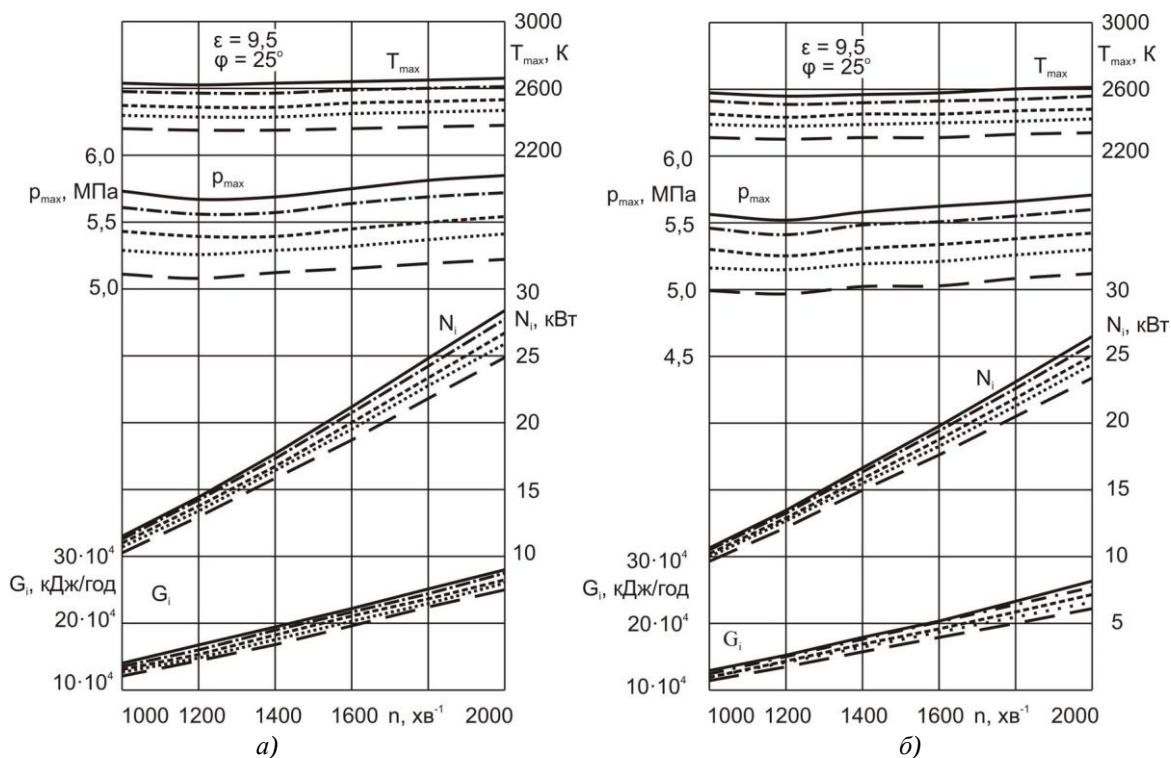


Рис. 6. Індикаторні показники газового двигуна, що працює на біогазі різного складу, за зовнішніми швидкісними характеристиками:

a – при $\alpha = 1,0$; b – при $\alpha = 1,1$.

Відсоткове співвідношення $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ в біогазі:

— — — — 40/60; — 50/50; - - - - - 60/40; — · — · — 80/20; ————— 100/0

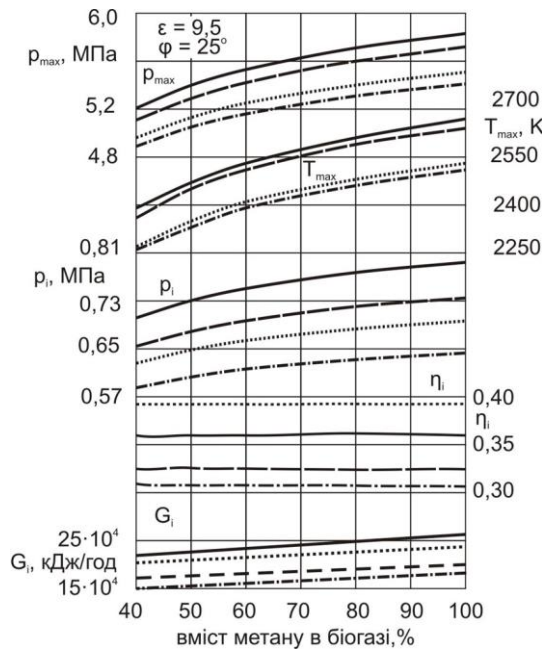


Рис. 7. Основні характеристики газового двигуна як функції коефіцієнту надлишку повітря і процентного вмісту метану в біогазі та режиму роботи; — $\alpha = 1,0$ $\alpha = 1,2$ (режим номінальної потужності); - - - $\alpha = 1,0$; - · - $\alpha = 1,2$ (режим максимального крутного моменту)

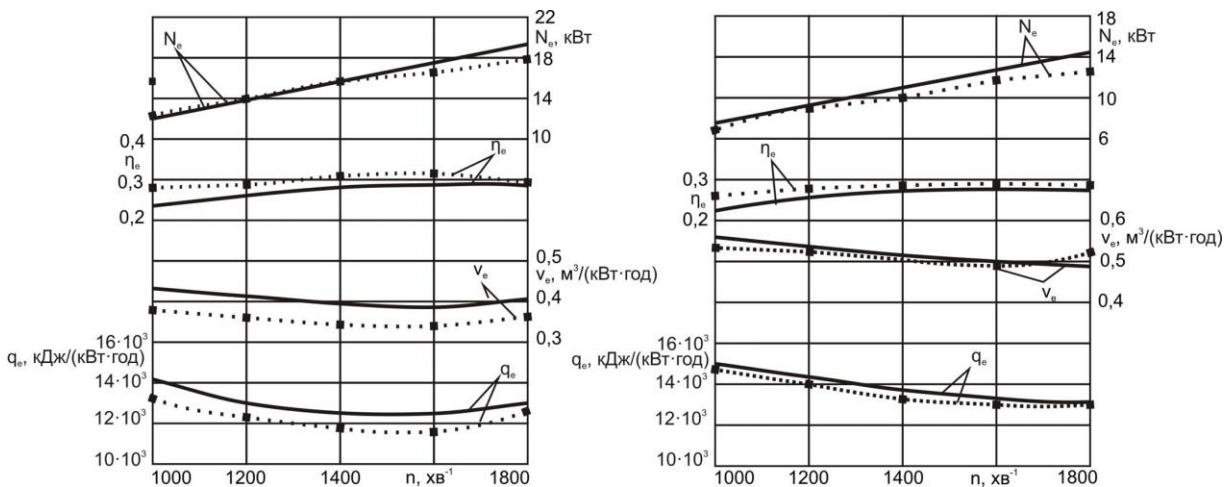


Рис. 8. Розрахункові та експериментальні ефективні показники газового двигуна: а – робота на біогазі з співвідношенням $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ 100/0; б – 64/36, відповідно — розрахунок; ····· експеримент

Висновки

Газовий ДВЗ в основному отримують шляхом конвертації дизельних двигунів, які облаштовуються відповідною системою живлення. Ефективність такого конвертування можна оцінити за допомогою попереднього математичного моделювання робочого циклу газового ДВЗ. Прикладом цього є результати, наведені в даній статті.

максимального крутного моменту) (рис. 7), по яких можна оцінювати якість основних характеристик робочого циклу двигуна, що працює на біогазі з заданим вмістом двоокису вуглецю.

Показники середнього індикаторного тиску (p_i), а отже, і індикаторної потужності, максимальних значень температури і тиску циклу, годинна витрата теплоти двигуном збільшуються зі зростанням вмісту метану в біогазі, при цьому індикаторний ККД для відповідних кривих практично не змінюється (зміни фіксуються в третьому знаку після коми).

Слід зазначити, що результати чисельного експерименту добре узгоджуються з результатами аналогічних досліджень, проведених іншими авторами з двома складами: метаном та біометаном з вмістом вуглецевого газу 30 % та різними коефіцієнтами надлишку повітря і ступенями стиснення [7].

Після серії стендових випробувань був зроблений додатковий розрахунок з параметрами, що відповідають вихідним параметрам експерименту.

Ефективні показники газового двигуна, що працює на біометані і на біогазі з співвідношенням $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$ – 100/0 та 64/36 відповідно, отримані розрахунком та з експерименту, наведені на рис. 8.

Чисельний експеримент з прогнозування характеристик двигуна, що працює на біогазі з різним співвідношенням $\text{CH}_4 / \text{CO}_2$, дозволив зробити швидкий, з достатньою точністю, попередній аналіз індикаторних показників ДВЗ з іскровим запалюванням.

Завдяки результатам прогнозу показників двигуна в широкому діапазоні зміни режимних параметрів з'явилася можливість скоротити стендові

випробування як за варіантами складу біогазу, кута випередження запалювання, коефіцієнта надлишку повітря так і за часом проведення випробувань, оскільки застосована стратегія розрахунку показників двигуна в залежності від чинників що на нього впливають, зводить стендові випробування до мінімуму.

Крім того, підтверджується висновок на користь використання біогазу в якості моторного палива для стаціонарних і транспортних енергоустановок. Позитивним ефектом при цьому є поліпшення характеристики токсичності при незначному зниженні економічних показників двигуна, зменшення теплового навантаження на деталі циліндропоршневої групи ($T_{\max}$ зменшується на 200 – 400 К, що сприяє збільшенню їх моторесурсу) та зменшення впливу на баланс вуглецевого газу в навколишньому середовищі.

Список литературы:

1. Barths H. 3d Simulation of Di Diesel Combustion and Pollutant Formation Using a Two-Component Reference Fuel / H. Barths, H. Pitsch, N. Peters // Oil & Gas Science and Technology Rev. IFP. – 1999. – Vol. 54, № 2. – P. 233-244.
2. Басевич В. Я. Моделирование диффузионного горения моторных топлив / А. В. Евлампиев, С. М. Фролов, В. Я. Басевич, А. А. Беляев // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Материалы VIII междунар. научно-практической конф. – Владимир, Изд-во ВлГУ, 2001. – С. 34-38.
3. Kyne A. G. Combustion of Kerosene in Counterflow Diffusion Flames / P. M. Patterson; A. G. Kyne // Journal of Propulsion and Power. – 2000. – Vol. 16, №. 2. – P. 453-460.
4. Куценко А. С. Моделирование рабочих процессов дви-

гателей внутреннего сгорания на ЭВМ / А. С. Куценко, В. И. Товажнянский, С. В. Коваленко // Киев: Наук. думка, 1988. – 98 с. 5. Kuder J. Parametereoptimierung an Ottomotoren mit Direkteinspritzung / J. Kuder, T. Kruse // MTZ. 2000. – Vol. 61, №. 6. – P. 378-384.
- 6. Avramenko A. N. Methodology for Estimation of Heat-Stressed State for Cylinder Head of Diesel Engine with Air Cooling // Science & Technique. – 2016. – №15 (5). – P. 420-426.
- 7. Бейлин В. И. Теоретический цикл поршневого двигателя на биометане / В. И. Бейлин, В. А. Лурье // Двигателестроение. – 1996. – № 2. – С. 63-66.

Bibliography (transliterated):

1. Barths, H., Pitsch, H., Peters, N. (1999), "3d Simulation of Di Diesel Combustion and Pollutant Formation Using a Two-Component Reference Fuel", Oil & Gas Science and Technology Rev. IFP., Vol. 54, No 2, pp. 233-244.
2. Evlampiev, A. V., Frolov, S. M., Basevich, V. Ya., Belyaev, A. A. (2001), "Modeling of diffusion combustion of motor fuels", Improving of power, economical and ecological indexes of internal combustion engines: Materials of the VIII International Scientific and Practical Conf. [Modelirovanie diffuzionnogo goreniya motornykh topliv], Sovershenstvovanie moshnostnykh, ekonomicheskikh i ekologicheskikh pokazatelej DVS: Materialy VIII mezhdunar. nauchno-prakticheskoy konf], VIGU, Vladimir, pp. 34-38.
3. Kyne, A. G., Patterson, P. M. (2000), "Combustion of Kerosene in Counterflow Diffusion Flames", Journal of Propulsion and Power, Vol. 16, No 2, pp. 453-460.
4. Kucenko, A. S., Tovazhnyanskij, V. I., Kovalenko, S. V. (1988), "Modeling of work processes of internal combustion engines on a computer" [Modelirovanie rabochih processov dvigatelej vnutrennego sgoraniya na EVM], Nauk. dumka, Kiev, 98 p.
5. Kuder, J., Kruse, T. (2000), "Parametereoptimierung an Ottomotoren mit Direkteinspritzung", MTZ, Vol 61, No 6, 378-384.
6. Avramenko A. N. (2016), "Methodology for Estimation of Heat-Stressed State for Cylinder Head of Diesel Engine with Air Cooling", Science & Technique, No 15 (5), pp. 420-426.
7. Bejlin, V. I., Lure, V. A. (1996), "Theoretical cycle of the piston engine on biomethane", Engines construction [Theoretical cycle of the piston engine on biomethane, Dvigatelistroenie], No 2, pp. 63-66.

Надійшла до редакції 24.06.2018 р

Бганцев Валерій Микитович – канд. тех. наук, ст. наук. співр., ІПМаш ім. А.Н. Підгорного НАН України, Харків, Україна, e-mail: dppr@ipmach.kharkov.ua, (057) 349-47-54.

Левтеров Антон Михайлович – канд. тех. наук, ст. наук. співр., ІПМаш ім. А.Н. Підгорного НАН України, Харків, Україна, e-mail: dppr@ipmach.kharkov.ua (057) 349-47-02.

Гладкова Наталія Юрївна – інж., ІПМаш ім. А.Н. Підгорного НАН України, Харків, Україна, e-mail: dppr@ipmach.kharkov.ua (057) 349-47-38.

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ СОСТАВА БИОГАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

В.Н. Бганцев, А.М. Левтеров, Н.Ю. Гладкова

Биогаз, вырабатываемый на полигонах твердых бытовых отходов или из отходов животноводства, отличается колебаниями содержания в нем основных компонентов – метана и диоксида углерода. Из-за этого возникают проблемы использования такого биогаза в качестве топлива для ДВС. Преодоление указанных проблем достигается путем трудоемкого экспериментального приспособления двигателя к такому топливу, или путем предварительного расчетного исследования показателей двигателя с последующей оптимизацией его функционирования по выбранному критерию. Расчетное исследование обычно выполняется с использованием математических моделей и компьютерной техники, позволяющее существенно сократить затраты средств и времени на эксперимент. В работе расчетным путем с использованием двухзонной математической модели процессов рабочего цикла ДВС и рассчитанных теплофизических свойств биогаза исследованы характеристики двигателя, работающего на биогазе широкого спектра составов и на разных режимах нагрузки. По результатам исследований сформулированы условия эффективной работы ДВС на биогазе переменного состава и показано, что при этом улучшаются показатели токсичности двигателя, значительно снижается тепловая нагрузка на детали цилиндропоршневой группы при незначительном ухудшении показателей экономичности.

CALCULATION OF THE INFLUENCE OF THE COMPOSITION OF THE BIOGAS ON THE CHARACTERISTICS OF THE VEHICLE ENGINE

V.N. Bgantsev, A.M. Levterov, N.Y. Hladkova

Decrease the consumption of mineral fuels in ICE is considered one of the important goals of reducing the harmful influence of this energy source on the environment. Within this plan, one of the most effective fuels type is biogas obtained from the processing of municipal solid waste and livestock waste. Biogas basically includes methane and carbon dioxide with a wide range of their ratio. The composition of biogas, in relation to the special features of obtaining it, can change, which leads to a change of indicators of the ICE. In connection with, the forecast of these indicators is actual, which is necessary for the development of effective systems for regulating the supply of biogas in the internal combustion engines. This forecast can be executed with the help of mathematical modeling of the working cycle of ICE with using adequate mathematical models. In this research used improved mathematical model of the working cycle of internal combustion engine developed in the department of piston power plant A. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems NAS of Ukraine.

The subject of the research is diesel engine D21A, converted to a gas engine, for which the investigations of possible options biogas composition were carried out with methane and carbon dioxide content in percentage terms: 100/0, 80/20, 60/40, 50/50, 40/60. Influence of the content in biogas of hydrogen, hydrogen sulfide, ammonia and nitrogen oxides in view of their smallness is neglected. The sufficiency of the mathematical model is verified by comparing the effective engine indicators obtained experimentally and by means of a calculation for the rated power mode of 18.5 kW (fuel-methane, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $\alpha = 1$, $\varphi = 25^\circ$, $\varepsilon = 9.5$). The difference in the comparison of the results didn't be less than 10 %, which proves the fidelity of the model.

The influence of control actions on the parameters of an engine working on biogas is presented in the diagrams in X–Y coordinates. Graphical analysis of the results numerical experiment, depending on the changing parameter allows to predict the potential emission of NO, CO, CO₂, economic indicators (g_i , G_i), capacity indicator (p_i), the process quality index of the process inside the cylinder (η_i), to estimate the maximum values of temperature and pressure of the cycle as for the rated power mode ($n = 1800 \text{ min}^{-1}$) and for the maximum torque capacity ($n = 1400 \text{ min}^{-1}$), and retrieve additional info for different excess air ratio ($\alpha = 1.0$, $\alpha = 1.1$) by external velocity performance and load characteristics for all test parameters of the engine.

A numerical experiment based on predict the characteristics of an engine running on biogas with a different ratio of CH₄ / CO₂ made it possible to make a quick, with sufficient accuracy, preliminary analysis indicator indexes of ICE with spark ignition. Inference should be drawn that the use of biogas as a motor fuel for stationary and transport power plants shows positive results, videlicet: improves index toxicity at a significant decrease in the economic index of the engine, decreases the thermal load on the parts of the cylinder-piston group, which contributes to the increase in their motor mileage allowance, the carbon dioxide balance in the environment is observed.

The results of mathematical modeling can be useful in optimizing the working cycles of ICE, which are transferred to work with natural gas and biogas. They are also necessary in the development of such complex structures as automatic control systems for the supply of gaseous fuels in the internal combustion engine with the instability of its component composition and the resulting heat of combustion.

УДК. 621.43

А. Н. Авраменко

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.03

СРАВНИТЕЛЬНАЯ РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ТЕПЛОВОЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Проведен обзор современных способов организации рабочего процесса дизельных двигателей и методик моделирования показателей ДВС. Использование современных способов организации рабочего цикла позволяет улучшить показатели топливной экономичности ДВС и снизить уровень токсичности отработавших газов. В работе рассмотрены результаты сравнительного численного моделирования рабочего цикла тепловозного дизельного двигателя 16 ЧН 26/27 при работе на характерных эксплуатационных режимах (режим холостого хода, 30% от режима номинальной мощности и номинальном режиме). С использованием численных методов рассмотрены расчетные варианты в штатном исполнении (при работе двигателя по циклу Дизеля) и модернизированном (НССИ двигатель). Использование численных методов для исследования рабочих процессов ДВС позволяет получить информацию о локальных и осреднённых характеристиках рабочего цикла и их изменении по углу поворота коленчатого вала. В работе показано, что у НССИ двигателя отмечается снижение уровня выбросов оксидов азота, в среднем на 15-20 %, массового выброса сажи (твердых частиц) в среднем на 18 - 22 %, что достигнуто путем гомогенизации топливовоздушной смеси, снижения максимальных локальных температур пламени и увеличения полноты сгорания топлива.

Введение

Повышение требований к топливной экономичности и токсичности отработавших газов современных ДВС приводит к необходимости использо-

вания новых подходов к организации рабочих процессов, использования альтернативных видов топлива и систем нейтрализации отработавших газов [1-8].

Для улучшения показателей рабочих процессов дизельных двигателей используют такие подходы: оптимизация параметров агрегатов наддува, увеличение давления впрыска топлива, совершенствование процессов смесеобразования и сгорания и использование новых топлив [1-6].

Одним из современных подходов по улучшению показателей рабочего цикла дизельного двигателя является гомогенное воспламенение от сжатия (HCCI двигатель). Реализация такого процесса стала возможной благодаря использованию систем типа Common-Rail, позволяющих реализовать многостадийную подачу топлива для равномерного заполнения цилиндра топливом и воздухом, начиная от такта сжатия с окончанием процесса впрыска вблизи ВМТ и добавлением к свежему заряду предварительно подготовленных отработавших газов (система EGR) для предотвращения неконтролируемого самовоспламенения гомогенизированной топливовоздушной смеси.

Анализ публикаций

Использование современных программных комплексов позволяет исследовать рабочие процессы ДВС с использованием численного эксперимента.

Наиболее информативными являются методики численных исследований рабочих процессов ДВС, реализованные в программном комплексе AVL Fire [10]. Возможности программного комплекса позволяют моделировать рабочие циклы ДВС в плоской осесимметричной постановке, трехмерной осесимметричной и трехмерной несимметричной постановках. При этом есть возможность рассматривать работу двигателя в целом совместно с трансмиссией и автомобилем [11]. В результате таких численных экспериментов появляется возможность детально проанализировать показатели двигателя в составе транспортного средства и получить, к примеру, распределение характеристик токсичности отработавших газов в граммах на 100 км пробега автомобиля [11].

Исследованием HCCI двигателей в последнее время занимаются ученые во многих странах мира [6-9]. Реализация рабочего цикла дизельного двигателя с гомогенизированным смесеобразованием позволяет не только увеличить полноту сгорания топлива, снизить уровень токсичности отработавших газов, но и снизить уровень температур и напряжений в деталях камеры сгорания.

Характерными эксплуатационными режимами тепловозных дизельных двигателей являются режим холостого хода (60% от общей продолжительности работы двигателя), 30% от режима номинальной мощности (порядка 25% от общей про-

должительности работы двигателя) и номинальный режим (15% от общей продолжительности работы двигателя).

Исследуя параметры рабочих процессов на этих режимах, можно комплексно оценивать эффективность влияния конструктивных, регулировочных и режимных параметров двигателя после модернизации на показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

Цель и задачи исследования

Цель работы – сравнительная расчетная оценка параметров рабочих процессов тепловозного дизельного двигателя 16 ЧН 26/27 при работе в штатном и модернизированном исполнении.

Основные этапы и результаты исследования сводятся к следующему. Объект исследования – рабочий процесс тепловозного дизельного двигателя 16 ЧН 26/27 при работе на характерных эксплуатационных режимах.

С использованием численных методов проведено математическое моделирование процессов впуска, смесеобразования, сгорания и формирования токсичных веществ при работе двигателя на исследуемых режимах.

При моделировании рассматривалась задача в трёхмерной нестационарной постановке в Декартовых координатах от момента открытия впускного клапана до момента открытия выпускного клапана.

Для описания турбулентных течений в цилиндре двигателя использовалась k-ε модель турбулентности. Методика численного моделирования детально изложена в работах [9, 10].

Расчетная сетка, повторяющая сложную конфигурацию камеры сгорания с элементами впускных и выпускных каналов представлена на рис. 1.

Краткая характеристика рассматриваемых вариантов штатного и HCCI модернизированного двигателей представлена в таблицах 1 и 2.

Таблица 1. Краткая характеристика штатного двигателя

Степень сжатия	16,5
Диаметр сопловых отверстий распылителя, мм	0,3
Угол опережения впрыска, град п.к.в. до ВМТ	20
Длительность впрыска топлива, град п.к.в.	20

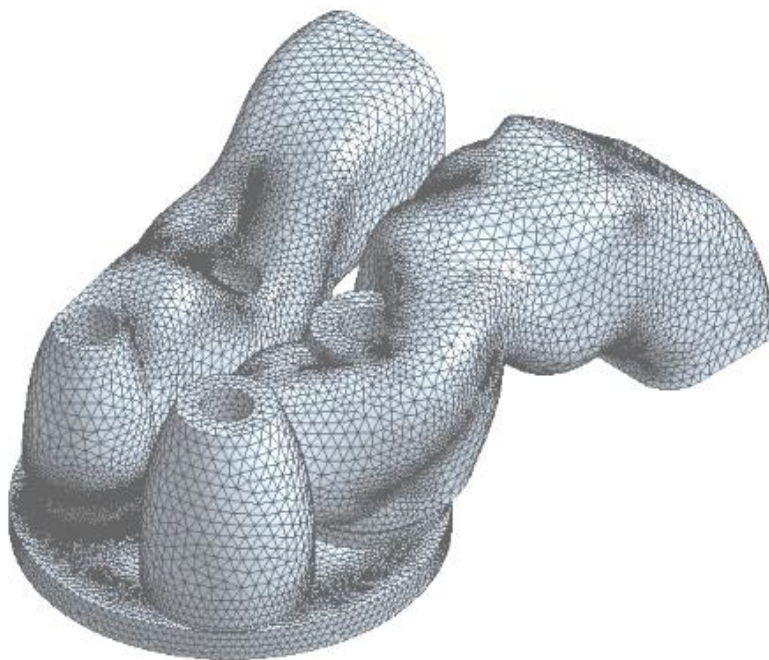


Рис. 1. Расчетная сетка

Таблица 2. Краткая характеристика HCCI двигателя

Степень сжатия	16,5
Диаметр сопловых отверстий распылителя, мм	0,22
Угол опережения впрыска, град п.к.в. до ВМТ	1300 100 40 12
Количество впрысков	4
Длительность впрыска топлива, град п.к.в.	20
Система рециркуляции отработавших газов	EGR

Результаты численного моделирования процесса впрыска топлива и его визуализация представлена на рис. 2

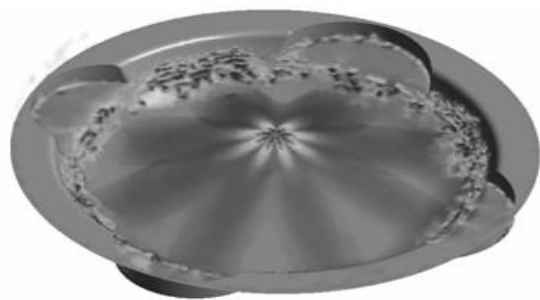


Рис. 2. Визуализация процесса впрыска топлива

Далее приведены результаты численного исследования процессов сгорания и формирования токсичных и канцерогенных компонентов в цилиндре тепловозного дизельного двигателя (рис. 3).

Из результатов, представленных на рис. 3 видно, что для штатного варианта дизельного двигателя имеет место значительная неравномерность распространения температур и концентраций, связанная с особенностями организации рабочего цикла Дизеля с камерой сгорания типа “Гессельман”. Так, максимальная температура пламени достигает 2300 °С (рис. 3. а). Распределение массовой доли NO имеет явно выраженный зональный характер, что связано с объемным смесеобразованием и значительной долей “быстрых NO” на периферийном участке фронта пламени (рис. 3. б). Наличие участков камеры сгорания с низким коэффициентом избытка воздуха в процессе сгорания паров топлива приводит к локализации сажи (рис. 3. в).

Результаты численного исследования процессов сгорания и формирования токсичных и канцерогенных компонентов в цилиндре HCCI двигателя представлены на рисунке 4.

Из результатов, представленных на рис. 4, видно, что для HCCI двигателя уменьшается неравномерность распространения температур и концентраций, связанная с гомогенизацией топливоздушной смеси путем многостадийного впрыска топлива. Так, максимальная температура пламени достигает 2100 °С (рис. 4. а). Зоны распределения массовой доли NO размыты по камере сгорания,

что связано с гомогенизацией смеси и уменьшением доли “быстрых NO ” на периферийном участке фронта пламени (рис. 4. б). Улучшение процесса смесеобразования положительно сказалось на снижении массовой доли сажи (рис.4. в).

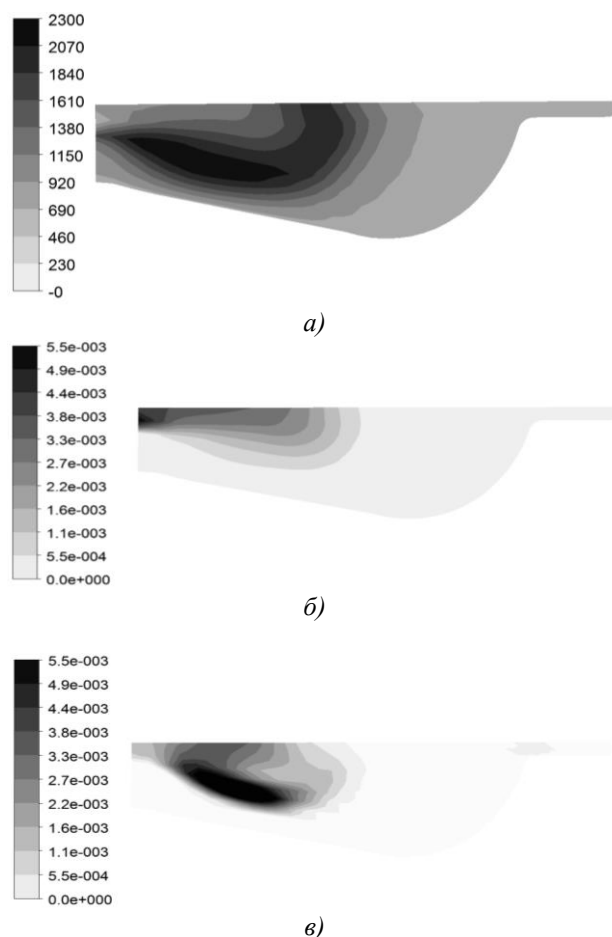


Рис. 3. Результаты численного моделирования процессов сгорания и формирования токсичных и канцерогенных компонентов в цилиндре ($N_e = 2940$ кВт, $\phi = 365$ горд п.к.в.):

а – распределение температуры пламени и газа в меридиональном сечении камеры сгорания; б – распределение массовой доли монооксида азота (NO); в – распределение массовой доли сажи

Сравнение параметров рабочих процессов штатного и HCCI двигателей представлены в таблицах 3, 4 и 5.

Как видно из результатов, представленных в табл. 4 и 5 для расчетного варианта HCCI двигателя на исследуемых режимах отмечается снижение уровня токсичности отработавших газов, в среднем на 18 - 20%. Это связано с гомогенизацией топливовоздушной смеси, снижением максимальной температуры пламени в локальных зонах камеры сгорания и более полным сгоранием топлива.

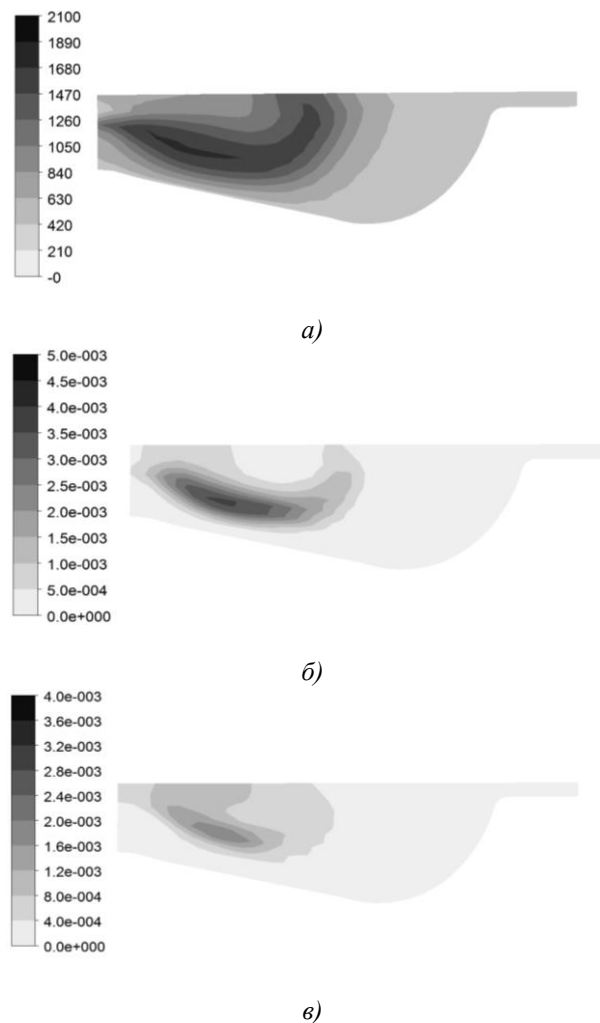


Рис. 4. Результаты численного моделирования процессов сгорания и формирования токсичных и канцерогенных компонентов в цилиндре ($N_e = 2940$ кВт, $\phi = 365$ горд п.к.в.):

а – распределение температуры пламени и газа в меридиональном сечении камеры сгорания; б – распределение массовой доли монооксида азота (NO); в – распределение массовой доли сажи

Таблица 3. Сравнение параметров рабочих процессов штатного и HCCI двигателей

№	N_e	n	P_z	T_z	q_e
	кВт	мин ⁻¹	МПа	К	г/кВт·ч
1	0	350	5,4	1521	257
			5,3*	1505*	258*
2	750	880	7,3	1538	235
			7,2*	1509*	236*
3	2940	1000	11,5	1546	203
			11,4*	1515*	204*

* - HCCI двигатель

Таблица 4. Экологические показатели штатного двигателя

№	Ne	n	NOx	CO	C
	кВт	мин ⁻¹	г/кВт·ч	г/кВт·ч	г/кВт·ч
1	320	350	9,27	5,06	0,73
2	750	880	15,35	27,2	3,4
3	2940	1000	41,05	18,48	2,11

Таблица 5. Экологические показатели HCCI двигателя

№	Ne	n	NOx	CO	C
	кВт	мин ⁻¹	г/кВт·ч	г/кВт·ч	г/кВт·ч
1	320	350	7,7	4,09	0,59
2	750	880	11,9	21,7	2,65
3	2940	1000	34,5	15,1	1,7

Выводы

По результатам проведенного исследования можно сделать следующее заключение:

- HCCI двигатель обладает улучшенными экологическими показателями, по сравнению со штатным вариантом, за счет организации процесса сгорания при более низких локальных температурах в цилиндре, частичного отравления свежего заряда подготовленными отработавшими газами (система EGR), уменьшения доли “быстрых NO” на периферийных участках фронта пламени и увеличения полноты сгорания топлива;

- у HCCI двигателя, относительно базового варианта (работающего по циклу Дизеля), отмечается снижение уровня выбросов оксидов азота, в среднем на 15-20 %, массового выброса сажи (твердых частиц) в среднем на 18 - 22 %, что свидетельствует о перспективности такого способа организации рабочего цикла для тепловозного дизельного двигателя.

Список литературы:

1. Polivianchuk A. Creation and experimental studies of the dynamic measuring concentrations of particulates in the exhaust gases of diesel engines/ A. Polivianchuk, I. Parsadanov, O. Holkina // *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*. – 2015.- Vol. 15, No.2, 15-23. 2. Pirjola L. Model studies of volatile diesel exhaust particle formation: are organic vapours involved in nucleation and growth?/ L. Pirjola, M. Karl, T. Rönkkö and F. Arnold // *Atmos. Chem. Phys.* - 2015 - Vol. 15, P. 10435–10452. 3. Парсаданов И.В. Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня автотракторного дизеля на выбросы твердых частиц с отработавшими газами / И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2009 - № 2. С. 97-100. 4. Марченко А.П. Особливості процесу згорання в дизелі при роботі на водопаливній емульсії / А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.О. Прохоренко, А.В. Савченко, О.О. Осетров, Д.В. Мешков // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – № 1. С. 3-10. 5. Perini F. Comparison of Linear, Non-Linear and General-

ized RNG-Based k-epsilon Models for Turbulent Diesel Engine Flows / F. Perini, K. Zha, S. Busch and R. Reitz // *SAE Technical Paper*, 2017-01-0561. 6. Wickman D. Optimized Split-Spray Piston Geometry for HSDI Diesel Engine Combustion / D. Wickman, H. Yun and R. Reitz // *SAE paper*, 2003-01-0348, *SAE Transactions*, Volume 112, Section 3, *Journal of Engines*, 2003, 488-507. 7. Munnannur A. Use of a Pressure Reactive Piston to Control Diesel PCCI Operation - A Modeling Study / A. Munnannur, N. Abani and R. Reitz // *SAE Paper*, 2006-01-0921. *SAE Transactions*, Vol. 115, Section 3, *Journal of Engines*, 2006, 542-555. 8. Ra Y. Effect of Piston Crevice Flows and Lubricant Oil Vaporization on Diesel Engine Deposits / Y. Ra, R. Reitz, M. Jarrett and T. Shyu // *SAE Paper*, 2006, 2006-01-1149. 9. Genzale C. Effects of Piston Bowl Geometry on Mixture Development and Late-Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine/ C. Genzale, R. Reitz and M. Musculus // *SAE paper*, 2008-01-1330, *Special Publication*, SP-2185, *Compression Ignition Combustion Processes*, *SAE Int. J. Engines*, Vol. 1, 2009, 913-937. 10. Абрамчук Ф.И. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2010. – Вып. 2. – С. 7 - 12. 11. AVL FIRE, Feel's Manual Version 7, AVL LIST GmbH, Graz, Austria, 2000.

Bibliography (transliterated):

1. Polivianchuk A., Parsadanov I., Holkina O. (2015), “Creation and experimental studies of the dynamic measuring concentrations of particulates in the exhaust gases of diesel engines”, *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*, Vol. 15, No.2, pp.15-23. 2. Pirjola L., Karl M., Rönkkö T. and Arnold F. (2015), “Model studies of volatile diesel exhaust particle formation: are organic vapours involved in nucleation and growth?”, *Atmos. Chem. Phys.* - Vol. 15, pp. 10435–10452. 3. Parsadanov I.V., Polivianchuk A.P. (2009), “Evaluation of the influence of the plating of the plunger of an auto-tractor diesel on the emissions of solid particles with exhaust gases” [“Otsenka vliyaniya galvanoplazmennogo pokrytiya porshnya avtotraktorного дизеля на выбросы твердых частиц с отработавшими газами”], *Dvyhately vnutrenneho s-horannya*, № 2. pp. 97-100. 4. Marchenko, A.P., Parsadanov, I.V., Prohorenko, A.O., Savchenko, A.V., Osetrov, O.O., Meshkov, D.V. (2016), “Features combustion process in diesel engines when working at water-fuel emulsion” [“Osoblyvosti protsesu z-horannya v dyzeli pry roboti na vodo-palivnyy emul'siyi”], *Dvyhately vnutrenneho s-horannya*, № 1, pp. 3-10. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.01. 5. Perini F., Zha K., Busch S. and Reitz R. (2017), “Comparison of Linear, Non-Linear and Generalized RNG-Based k-epsilon Models for Turbulent Diesel Engine Flows”, *SAE Technical Paper*, 2017-01-0561. DOI: 10.4271/2017-01-0561. 6. Wickman D., Yun H. and Reitz R. (2003), “Optimized Split-Spray Piston Geometry for HSDI Diesel Engine Combustion”, *SAE paper*, 2003-01-0348, *SAE Transactions*, Volume 112, Section 3, *Journal of Engines*, 488-507. DOI: 10.4271/2003-01-0348. 7. Munnannur A., Abani N. and Reitz R. (2006), “Use of a Pressure Reactive Piston to Control Diesel PCCI Operation - A Modeling Study”, *SAE Paper*, 2006-01-0921. *SAE Transactions*, Vol. 115, Section 3, *Journal of Engines*, 542-555. DOI: 10.4271/2006-01-0921. 8. Ra Y., Reitz R., Jarrett M. and Shyu T. (2006), “Effect of Piston Crevice Flows and Lubricant Oil Vaporization on Diesel Engine Deposits”, *SAE Paper*, 2006-01-1149 DOI: 10.4271/2006-01-1149. 9. Genzale C., Reitz R. and Musculus M. (2008), “Effects of Piston Bowl Geometry on Mixture Development and Late-Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine”, *SAE paper*, 2008-01-1330, *Special Publication*, SP-2185, *Compression Ignition Combustion Processes*, *SAE Int. J. Engines*, Vol. 1, 913-937. DOI: 10.4271/2008-01-1330. 10. Abramchuk F.I., Avramenko A.N. (2010), “Program complex for modelling intracylinder processes ICE” [Programnyi kompleks dlya modelirovaniya vnutrisilindrovyykh protsessov DVS, Dvyhateli vnutrenneho shoraniya], Vol. 2, pp. 7 - 12. 11. AVL FIRE, Feel's Manual Version 7. (2000.), AVL LIST GmbH, Graz, Austria.

Авраменко Андрей Николаевич, канд. техн. наук, и.о. зав. отделом водородной энергетики, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: an0100@ukr.net, 349-47-54.

ПОРІВНЯЛЬНА РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ПОКАЗНИКІВ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ТЕПЛОВИЗНОГО ДВИГУНА

А.М. Авраменко

Проведено огляд сучасних методів організації робочого процесу дизельних двигунів та методики моделювання показників ДВЗ. Використання сучасних способів організації робочого циклу дозволяє покращити показники паливної економічності ДВЗ і знизити рівень токсичності відпрацьованих газів. В роботі розглянуті результати порівняльного чисельного моделювання робочого циклу тепловизного дизельного двигуна 16 ЧН 26/27 при роботі на характерних експлуатаційних режимах (режим холостого ходу, 30% від режиму номінальної потужності і номінальному режимі). З використанням чисельних методів розглянуті розрахункові варіанти в штатному виконанні (при роботі двигуна за циклом Дизеля) і модернізованому (HCCI двигун). Використання чисельних методів для дослідження робочих процесів ДВЗ дозволяє отримати інформацію про локальні та осередненні характеристики робочого циклу і їх зміну по куту повороту колінчастого валу. В роботі показано, що у HCCI двигуна відзначається зниження рівня викидів оксидів азоту, в середньому на 15-20%, масового викиду сажі (твердих частинок) в середньому на 18-22%, що досягнуто шляхом гомогенізації суміші, зниження максимальних локальних температур полум'я і збільшення повноти згоряння палива.

COMPARATIVE DESIGN ASSESSMENT OF INDICATORS OF WORKING CYCLE DIESEL ENGINE

A. N. Avramenko

The review of modern ways of the organization of the working process of diesel engines and methods for modeling the indicators of ICE. The use of modern methods of organizing the working cycle can improve the fuel economy of ICE and reduce the level of toxicity of exhaust gases. The paper discusses the results of comparative numerical simulation of the duty cycle of diesel engine 16 FT 26/27 when operating at typical operating conditions (idling, 30% of rated power and nominal mode). With the use of numerical methods, considered variants in the standard version (when the engine is running on a Diesel cycle) and upgraded (HCCI engine). The use of numerical methods for studying the ICE work processes allows obtaining information on local and averaged characteristics of the working cycle and their variation in the angle of rotation of the crankshaft. The work shows that the HCCI engine has a decrease in the level of nitrogen oxide emissions, on average by 15-20%, mass emission of soot (solid particles) on average by 18-22%, which is achieved by homogenizing the fuel-air mixture, reducing the maximum local flame temperatures and increasing the completeness of combustion.

УДК 621.43.057.3

А.В. Савченко

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.04

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ СУМІШОУТВОРЕННЯ ТА ЗГОРЯННЯ В ДИЗЕЛІ НА ВОДОПАЛИВНІЙ ЕМУЛЬСІЇ

Використання водопаливної емульсії (ВПЕ) в якості палива для дизелів дозволяє досягти значного комплексного покращення паливно-екологічних показників двигуна. Проте, процес згоряння ВПЕ помітно відрізняється від згоряння традиційного дизельного палива. Це обумовлює виникнення резервів з покращення дизеля на ВПЕ шляхом вибору оптимальних параметрів. Найбільш раціональним шляхом для вирішення поставленої задачі є використання комплексної математичної моделі дизеля при роботі на ВПЕ. Одним з найбільш важливих складових такої моделі дизеля є математична модель процесів сумішоутворення та згоряння палива в циліндрі. Наведено основні елементи математичної моделі процесів сумішоутворення та згоряння водопаливної емульсії в дизелі. Для ідентифікації математичної моделі було використано результати комплексу експериментальних досліджень дизеля на водопаливній емульсії на найбільш показових режимах роботи дизеля, що відображають вплив кута випередження впорскування палива, та вміст води у водопаливній емульсії. Підвищення точності отриманих даних експериментальних досліджень досягнуто використанням методів обробки даних окремо для кожного робочого циклу дизеля. Наведено результати ідентифікації математичної моделі. Результати математичного моделювання добре узгоджуються із експериментальними даними, характер та ступінь впливу розглянутих факторів на процеси сумішоутворення та згоряння відображений адекватно. Отримані результати є вихідними даними для моделювання процесів утворення сажі та оксидів азоту в циліндрі дизеля. Це дозволить адекватно оцінити вплив кожного з обраних параметрів на показники дизеля та визначити сукупність параметрів, що забезпечать найбільш ефективне використання ВПЕ в дизелі.

Вступ

В наш час значно зростає інтерес світової спільноти до питань, що пов'язані з глобальними еко-

логічними проблемами. Все більш актуальними стають питання зменшення шкідливого впливу діяльності людства на навколишнє середовище. Сто-

совно двигунів внутрішнього згоряння це, насамперед, означає зменшення витрати палива нафтового походження та зменшення викидів шкідливих речовин із відпрацьованими газами двигунів.

Одним з ефективних методів досягнення зазначеної мети є використання водопаливної емульсії (ВПЕ) в якості палива для дизеля. До переваг використання такого виду палива можна віднести наступне: відсутність необхідності будь-якої модернізації дизеля для переходу на це альтернативне паливо, значне покращення екологічних показників дизеля, зменшення витрати палива при перерахунку на традиційне дизельне паливо [1-7].

Дослідження і оптимізація процесів сумішоутворення та згоряння в дизелі є одним з найбільш ефективних шляхів покращення техніко-економічних та екологічних показників двигуна. Варто відзначити, що на сучасному рівні розвитку двигунобудування досягнуто високий ступінь досконалості в пошуку оптимальних параметрів для кожного окремого виду дизелів і подальших резервів для покращення характеристик дизеля таким шляхом майже не залишилося. Проте, це стосується лише роботи на традиційному дизельному паливі. Якщо ж розглядати роботу дизеля на ВПЕ, то можна стверджувати, що процеси сумішоутворення та згоряння помітно відрізняються від таких при використанні традиційного дизельного палива [1,2,4-7]. Оптимальні параметри дизеля для роботи на традиційному дизельному паливі можуть не забезпечити оптимальної його роботи на ВПЕ. А, отже, актуальним є дослідження процесів сумішоутворення та згоряння ВПЕ з метою оптимізації дизеля саме для використання цього виду альтернативного палива.

Аналіз літератури

Більшість дослідників дизелів на ВПЕ жодним чином не ставили за мету підвищення техніко-економічних показників дизеля, а лише виявляли характер та ступінь впливу ВПЕ на роботу дизеля. Такий підхід є виправданим, оскільки дозволяє найбільш коректно порівнювати процеси сумішоутворення та згоряння цих двох видів палива. На сьогоднішній день дослідниками накопичено багато даних про вплив ВПЕ на процеси сумішоутворення і згоряння в дизелі. За результатами багатьох досліджень відзначається збільшення періоду затримки спалахування палива, незначне зменшення температури в циліндрі, значна інтенсифікація періоду «швидкого» згоряння та помітне збільшення швидкості дифузійного згоряння. Дані про вплив ВПЕ на економічність дизеля та рівень викидів шкідливих речовин за результатами різних досліджень значною мірою відрізняється, що поясню-

ється, головним чином, різними умовами проведення таких досліджень.

В той же самий час вказані особливості перебігу процесів сумішоутворення і згоряння ВПЕ можуть обумовити виникнення резервів з оптимізації дизеля на ВПЕ шляхом вибору його оптимальних конструктивних та регулювальних параметрів. В даному напрямку дослідниками проводилися роботи, але більшість з них являли собою експериментальне визначення впливу змін параметрів дизеля в певному діапазоні. Для достовірного визначення таким способом оптимальних параметрів дизеля необхідна величезна кількість експериментальних досліджень, а, отже, і дуже значні затрати часу, сил та засобів. До того ж цінні такі пошукові роботи будуть лише для двигуна, на якому були проведені випробування, а також саме для такого складу палива, яке було використано при дослідженнях.

Набагато більш раціональним шляхом оптимізації є використання математичної моделі дизеля на ВПЕ. Такий підхід дає можливість значно скоротити витрати часу і сил на проведення оптимізації дизеля на ВПЕ. Також це дозволить запропонувати метод оптимізації для будь-якого дизеля та складу палива, що значно підвищує цінність таких робіт.

Математична модель процесу згоряння ВПЕ

Для ідентифікації математичної моделі було використано результати експериментального дослідження дизеля 4ЧН12/14 на ВПЕ із масовим вмістом води 16,3%. Для підвищення точності отриманих результатів нами було використано метод обробки експериментальних даних із окремою обробкою кожного робочого циклу, що дозволило уникнути спотворення закономірності зміни тиску в циліндрі. З використанням таких принципів було досліджено особливості перебігу процесу згоряння ВПЕ в цілому [7], енергію активації водопаливної емульсії [8], коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі дизеля при роботі на ВПЕ [9] та вплив параметрів системи паливоподачі на показники дизеля на ВПЕ [10].

Було прийнято рішення використовувати напівемпіричну математичну модель процесу згоряння, що заснована на моделі к.т.н. Філіпковського, з деякими модифікаціями авторів [11]. Додатково вирази, що входять до математичної моделі, були доопрацьовані з метою врахування характерних особливостей процесу згоряння ВПЕ в дизелі: досягається відповідне збільшення максимальної швидкості згоряння протягом періоду «швидкого» згоряння внаслідок явища «мікрровибуху» та незначна інтенсифікація згоряння протягом періоду ди-

фузійного згоряння внаслідок каталітичної дії продуктів дисоціації води на процес згоряння [1,2,6,7]. В рамках застосованої моделі прийнято, що початку процесу згоряння передуює період затримки спалахування, який розраховується за формулою Толстова:

$$\tau_i = 3.8 \cdot 10^{-6} \cdot (1 - 1.6 \cdot 10^{-4} \cdot n) \cdot \sqrt{\frac{T_H}{P_H}} \cdot e^{\frac{E_A}{8.314 \cdot T_H}}, \quad (1)$$

де E_A – енергія активації водопаливної емульсії, кДж/кмоль; T_H – температура газів в циліндрі в момент початку паливоподачі, К; P_H – тиск газів в циліндрі в момент початку паливоподачі, МПа; n – частота обертання колінчастого валу дизеля, хв⁻¹.

Процес згоряння складається з двох періодів: «швидкого» згоряння та дифузійного згоряння. Швидкість згоряння протягом кожного з цих етапів розраховується окремо за наступними залежностями:

$$\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_I = -A \cdot K_{МКВ} \cdot C \cdot \exp(C \cdot \overline{\varphi}_I^{m_I+1}) \cdot \frac{6 \cdot n}{\varphi_{z_I}} \times \left[(m_I + 1) \overline{\varphi}_I^{m_I} + \overline{\varphi}_I^{m_I+1} \ln \overline{\varphi}_I \frac{dm_I}{d\varphi_I} \right], \quad (2)$$

$$\left(\frac{dx}{d\varphi} \right)_{II} = -C \cdot S \cdot \xi_B \cdot \exp(C \cdot \overline{\varphi}_{II}^{m_{II}+1}) \cdot \frac{6n}{\varphi_{z_{II}}} \times \left[(m_{II} + 1) \overline{\varphi}_{II}^{m_{II}} + \overline{\varphi}_{II}^{m_{II}+1} \ln \overline{\varphi}_{II} \frac{dm_{II}}{d\varphi_{II}} \right], \quad (3)$$

де A – коефіцієнт, що враховує вплив частини палива, що випарувалася за період затримки спалахування на інтенсивність швидкого згоряння; $K_{МКВ}$ – коефіцієнт, що враховує вплив властивостей водопаливної емульсії на процес згоряння; C – константа, що дорівнює -6,908; φ – поточний час з моменту початку згоряння палива, град. п.к.в.; S – коефіцієнт, що враховує частку палива, яка згоріла протягом періоду швидкого згоряння;

Коефіцієнт $K_{МКВ}$ характеризує вплив властивостей ВПЕ на перебіг процесу згоряння, залежить від вмісту води в складі ВПЕ та визначається за наступною формулою:

$$K_{МКВ} = 1 + m_{H_2O}^{1.27}, \quad (4)$$

де m_{H_2O} – масовий вміст води у складі ВПЕ.

В наведених формулах індекс I відповідає періоду «швидкого» згоряння, а індекс II – періоду дифузійного згоряння. Особливістю використаної моделі є залежність від кута повороту колінчастого валу показників динаміки згоряння m_I та m_{II} , що визначаються за такими виразами:

$$m_I = 7,5 \cdot \overline{\varphi}_{mI} \cdot \left(1 - \overline{\varphi}_{mI} \right); \quad (5)$$

$$m_{II} = 4,7 \cdot \overline{\varphi}_{mII} \cdot \left(1 - \overline{\varphi}_{mII} \right). \quad (6)$$

Відносний момент досягнення максимальної швидкості тепловиділення розраховується по наступним формулам:

$$\overline{\varphi}_{mI} = 0,75 + \tau_{zI} + \frac{0,032 \cdot b_u}{6 \cdot n}; \quad (7)$$

$$\overline{\varphi}_{mII} = 0,19 + \tau_{вуз} + \frac{0,028 \cdot b_u \cdot \varphi_{впр}}{6 \cdot n}, \quad (8)$$

де b_u – відносна константа випаровування; $\tau_{вуз}$ – тривалість процесу вигорання великих крапель палива, с; τ_{zI} – тривалість періоду «швидкого» згоряння, с; $\varphi_{впр}$ – тривалість процесу впорскування палива, с.

Прийнято, що тривалість періоду «швидкого» згоряння головним чином залежить від кількості палива, що випарувалося протягом періоду затримки спалахування палива:

$$\tau_{zI} = \tau_i \cdot K_\alpha, \quad (9)$$

де K_α – поправна функція для часу вигорання палива.

Тривалість вигорання палива після закінчення процесу впорскування значною мірою визначається тривалістю вигорання великих крапель палива, що надійшли до циліндру наприкінці процесу впорскування під відносно низьким тиском. Саме це викликає збільшення розміру крапель палива, що поряд із зменшенням локальних концентрацій кисню в циліндрі обумовлює зниження ефективності згоряння палива. Проте, при використанні в дизелях ВПЕ середній розмір крапель значно зменшується внаслідок вторинного розпилювання палива, а каталітичний вплив продуктів дисоціації води додатково інтенсифікує процес згоряння на цьому етапі. Тривалість вигорання великих крапель наприкінці процесу дифузійного згоряння розраховується за наступними виразами:

$$\tau_{вуз} = K_\alpha \cdot \frac{\left((1,5 + 0,018 \cdot \exp(\Delta p_{fi}^{0,272})) \cdot d_{32} \right)^2}{K_u}, \quad (10)$$

$$d_{32} = \frac{10^6 \cdot K_{МКВ}^{-1,6} \cdot E_{32} \cdot d_c \cdot M^{0,0733}}{(\rho \cdot W_e)^{0,266}}, \quad (11)$$

де K_u – константа випаровування, що розраховується для середнього діаметру крапель; ξ_B ; d_{32} – середній поверхневий діаметр крапель палива; E_{32} – коефіцієнт в формулі для визначення розміру крапель; d_c – діаметр соплових отворів форсунки, м; M – критерій Маха; W_e – критерій Вебера; Δp_{fi} – середнє значення перепаду тиску при впорскуванні палива, МПа.

Вираз (10) для визначення середнього поверхневого діаметру крапель палива доопрацьовано з

метою відображення впливу механізму «мікробухів» на розмір крапель. Варто відзначити, що величина d_{32} в той чи іншій мірі впливає майже на всі етапи процесу згоряння палива, а отже, є дуже важливою для побудови адекватної математичної моделі.

Ідентифікація математичної моделі проводилася із використанням експериментальних даних,

що були отримані в ході моторних випробувань дизеля 4ЧН12/14. Випробування проводилися на режимах із частотами обертання колінчастого валу, що відповідають номінальній потужності (2000 хв^{-1}) та максимальному крутному моменту (1500 хв^{-1}). Результати ідентифікації математичної моделі процесу згоряння в дизелі на ВПЕ за результатами експериментальних даних наведено на рис. 1.

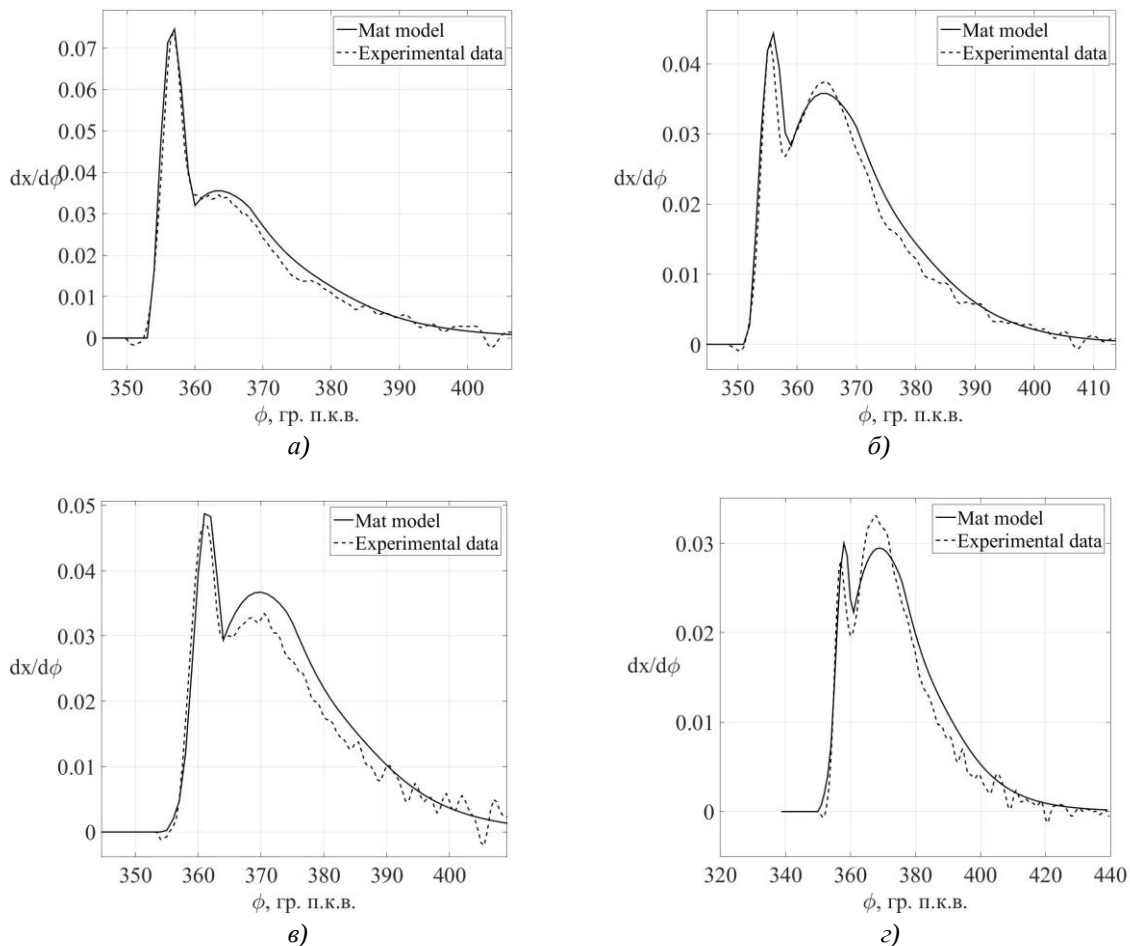


Рис. 1. Залежність диференційного тепловиділення в циліндрі дизеля на водопаливній емульсії:

a – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=64 \text{ кВт}$; *б* – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=85 \text{ кВт}$; *в* – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=73,6 \text{ кВт}$;

г – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=100 \text{ кВт}$

Видно, що використана математична модель забезпечує задовільну для практичних задач відповідність розрахункових даних експериментальним. Індикаторна діаграма дизеля на ВПЕ за результатами математичного моделювання на вищевказаних режимах роботи наведена на рис. 2. Однією з основних функцій математичної моделі є адекватне

прогнозування впливу зміни параметрів дизеля на його показники. Для верифікації математичної моделі проведені експериментальні дослідження впливу зміни кута випередження впорскування палива форсунок дизеля на ВПЕ на показники його робочого процесу.

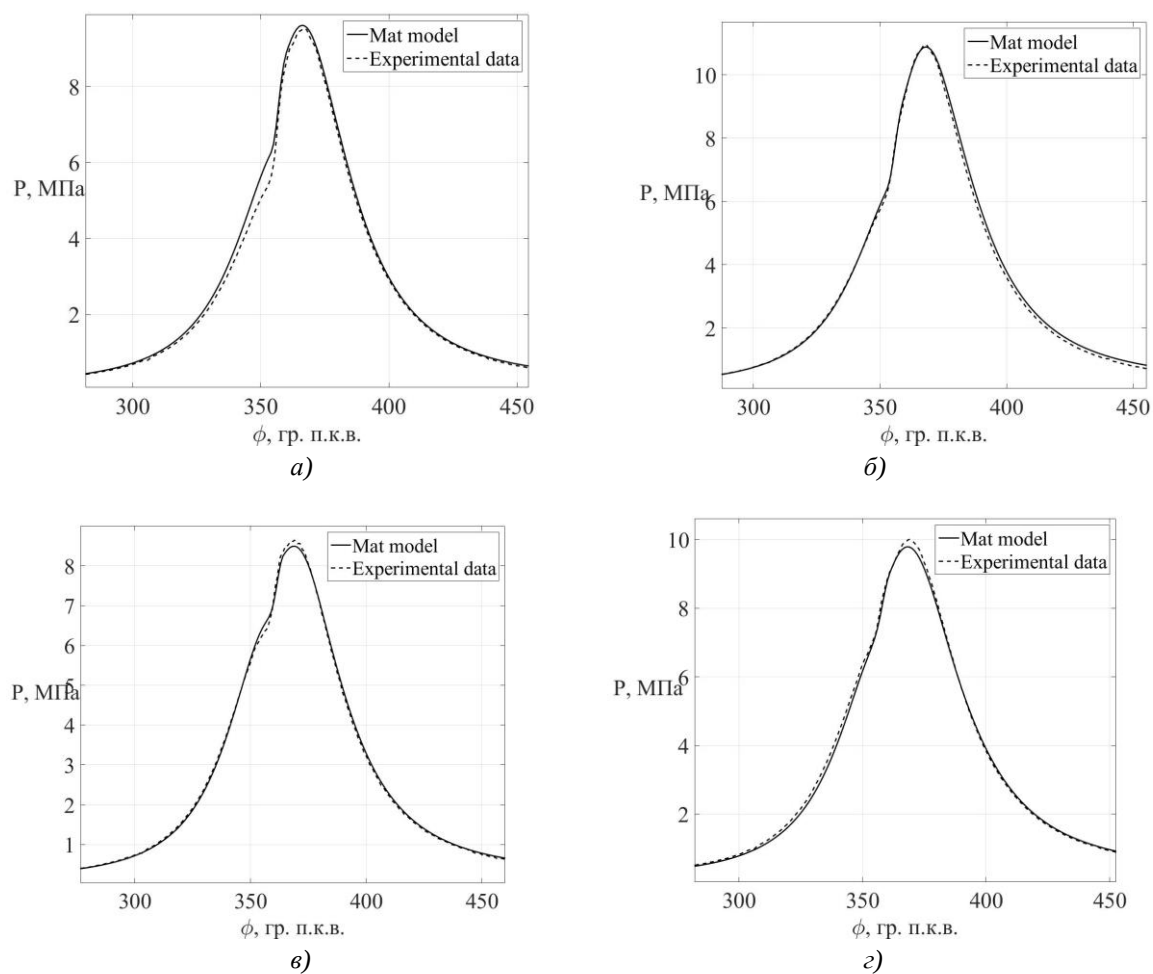


Рис. 2. Індикаторні діаграми дизеля на водопаливній емульсії:
 а – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=64 \text{ кВт}$; б – $n=1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=85 \text{ кВт}$; в – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=73,6 \text{ кВт}$;
 г – $n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=100 \text{ кВт}$

В ході цих досліджень використовувалась водопаливна емульсія із вмістом води 12,3% за вагою. Вибір саме кута випередження впорскування палива для варіювання обумовлений відносно легкою його зміною в процесі експлуатації і значним потенціалом з впливу на робочий процес дизеля. Порівняння диференційного тепловиділення в циліндрі дизеля на ВПЕ при різних значеннях кута випередження впорскування палива за експериментальними даними та математичним моделюванням наведено на рис. 3.

З наведених графіків видно, що розрахункові дані про характер та ступінь впливу кута випередження впорскування палива на диференційне тепловиділення добре узгоджуються з результатами експериментальних досліджень. В ході цих досліджень використовувалась водопаливна емульсія із вмістом води 12,3% за вагою, а отже вплив вмісту води у ВПЕ на процес згоряння математична

модель відображає адекватно. Це дуже важливо, оскільки при використанні ВПЕ відбувається зміна тривалості періодів згоряння та їх інтенсивності [1,2,5-7], а отже очевидно, що може знадобитися корекція кута випередження впорскування палива для підвищення ефективності використання ВПЕ в дизелі.

Розроблена концепція адаптивної системи керування дизелем, що передбачає корекцію параметрів паливоподачі в залежності від складу водопаливної емульсії, дані про який будуть надходити від спеціального датчика. Таким чином можна реалізувати систему паливоподачі з електронним керуванням, яка забезпечить найбільш ефективне використання ВПЕ будь-якого складу і традиційного дизельного палива.

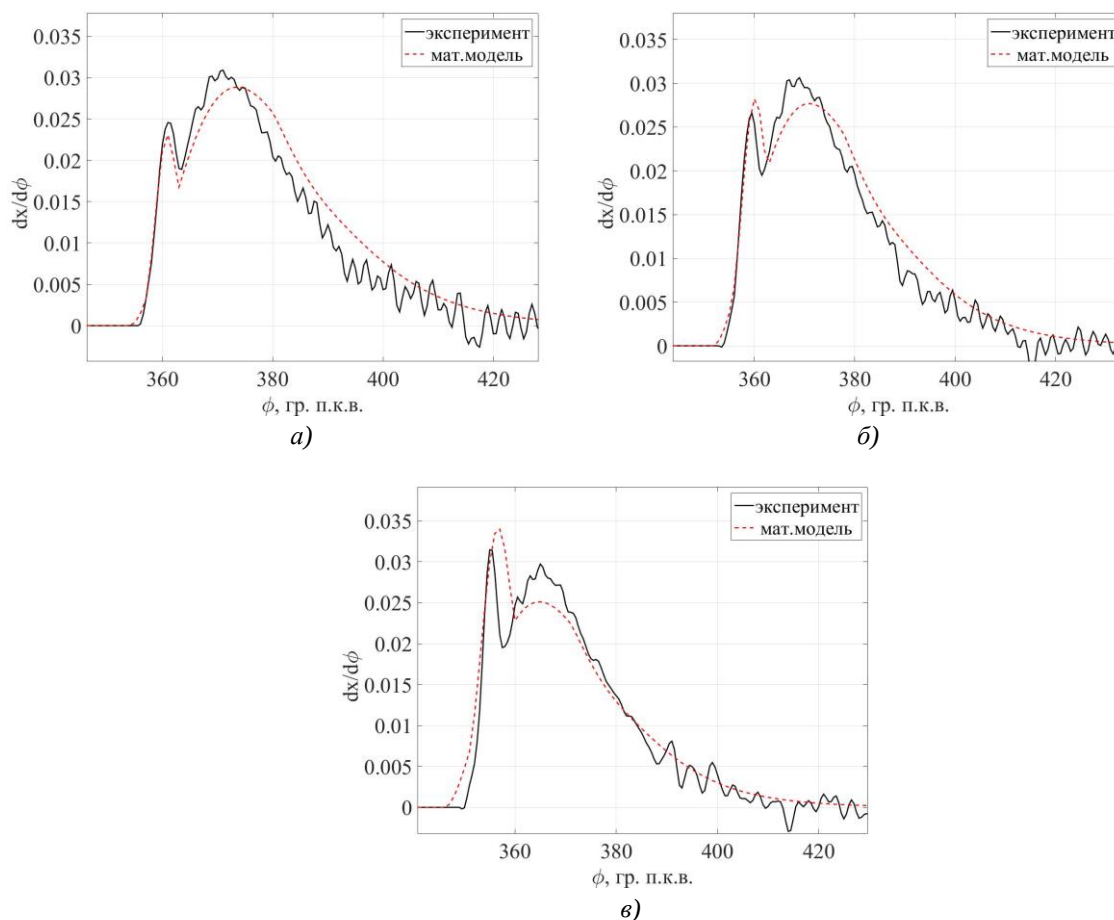


Рис. 3. Диференційне тепловиділення в циліндрі дизеля на ВПЕ ($n=2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=90 \text{ кВт}$) за результатами експериментального дослідження та математичного моделювання:

а – 14 град. п.к.в. до ВМТ; б – 18 град. п.к.в. до ВМТ; в – 22 град. п.к.в. до ВМТ

Висновок

Розроблено математичну модель процесів сумішоутворення та згоряння в дизелі на ВПЕ, що може бути використана для дослідження та оптимізації дизелів будь-якого типу, розмірності та призначення. Вирази, що входять до моделі, враховують особливості фізико-хімічних властивостей ВПЕ та їх вплив на перебіг процесів у циліндрі дизеля.

Ідентифікація математичної моделі проводилася із використанням даних експериментальних досліджень дизеля 4ЧН12/14 на ВПЕ. В ході моторних випробувань на режимі, близькому до номінального, було досліджено вплив кута випередження впорскування палива на показники процесу згоряння в циліндрі дизеля. Дані про такий вплив також були використані при ідентифікації математичної моделі.

Результати розрахунку на всіх вказаних вище режимах гарно узгоджуються із результатами моторних випробувань, що свідчить про адекватність

математичної моделі. Отже, таку математичну модель можна використовувати для досліджень та оптимізації дизеля на ВПЕ, в тому числі і для моделювання процесів утворення шкідливих речовин в циліндрі дизеля. Це набагато більш ефективно, ніж застосовувати моторні випробування, оскільки дозволить значно скоротити витрати сил, часу та матеріальних засобів.

Розроблена математична модель процесів сумішоутворення і згоряння ВПЕ може бути використана при реалізації концепції адаптивної системи керування дизелем, яка забезпечить найбільшу ефективність використання в дизелі ВПЕ будь-якого складу та традиційного дизельного палива.

Список літератури:

1. Gupta R. K. Effects of Water-Diesel Emulsions on the Performance of Single Cylinder Direct Injection Diesel Engine – A Review / R. K. Gupta, K. A. Sankeerth, A. Yetalkar *ma in. // Journal of Basic and Applied Engineering Research*. 2014. – №2. – С. 1810–1814.
2. Zhang W. Influence of water emulsified diesel & oxygen-enriched air on diesel engine

NO-smoke emissions and combustion characteristics / W. Zhang, Z. Chen, Y. Shen. // *Energy*. – 2013. – №55. – С. 369–377. 3. Watanabe H. An experimental investigation of the breakup characteristics of secondary atomization of emulsified fuel droplet / H. Watanabe, Y. Suzuki, T. Harada // *Energy*. – 2010. – №35. – С. 806–813. 4. Wang Z. Evaporation and Ignition Characteristics of Water Emulsified Diesel under Conventional and Low Temperature Combustion Conditions / Z. Wang, S. Wu, Y. Huang // *Energies*. – 2017. – №10. – С. 1109. 5. Jankowski A. Influence of chosen parameters of water fuel micro emulsion on combustion processes, emission level of nitrogen oxides and fuel consumption of CI engine / A. Jankowski. // *Journal of KONES Powertrain and Transport*. – 2011. – №18. – С. 593–600. 6. Imazu H. Physical Properties and Combustion Characteristics of Emulsion Fuels of Water/Diesel Fuel and Water/Diesel Fuel/Vegetable Oil Prepared by Ultrasonication / H. Imazu, Y. Kojima. // *Journal of the Japan Petroleum Institute*. – 2013. – №56. – С. 52–57. 7. Марченко А.П. Особливості процесу згорання в дизелі при роботі на водопаливній емульсії / А. П. Марченко, Парсаданов І.В., Прохоренко А.О., Савченко А.В. // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – № 1. – С. 3–10. 8. Марченко А. П. Экспериментальное определение энергии активации водотопливной эмульсии / А. П. Марченко, А. А. Прохоренко, А. В. Савченко. // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2016. – №2. – С. 9–14. 9. Prokhorenko A. Determination of the air excess factor in diesel engine fueled by water fuel emulsion / A. Prokhorenko, D. Samoilenko, D. Meshkov, A. Savchenko. // *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*. – 2017. – №5. – С. 35–43. 10. Марченко А.П. Вплив параметрів системи паливоподачі на індикаторні показники дизеля при його роботі на водопаливній емульсії / А. П. Марченко, І. В. Парсаданов, А. В. Савченко, І. М. Карягін. // *Двигуни внутрішнього згорання*. – 2017. – №2. – С. 3–8. 11. Марченко А. П. Математическая модель процесса сгорания топлива в дизеле / А. П. Марченко, А. А. Осетров, О. Ю. Линьков. // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2013. – №1. – С. 3–10.

Water-Diesel Emulsions on the Performance of Single Cylinder Direct Injection Diesel Engine – A Review”, *Journal of Basic and Applied Engineering Research*, №2, pp. 1810–1814. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.592-594.1526. 2. Zhang, W., Chen, Z., Shen, Y. (2013), “Influence of water emulsified diesel & oxygen-enriched air on diesel engine NO-smoke emissions and combustion characteristics”, *Energy*, №55, pp. 369–377. DOI: 10.1016/j.energy.2013.03.042. 3. Watanabe, H., Suzuki, Y., Harada, T. (2010), “An experimental investigation of the breakup characteristics of secondary atomization of emulsified fuel droplet”, *Energy*, №35, pp. 806–813. doi.org/10.1016/j.energy.2009.08.021. 4. Wang, Z., Wu, S., Huang, Y. (2017), “Evaporation and Ignition Characteristics of Water Emulsified Diesel under Conventional and Low Temperature Combustion Conditions”, *Energies*, №10, pp. 1109. DOI: 10.3390/en10081109. 5. Jankowski, A. (2011), “Influence of chosen parameters of water fuel micro emulsion on combustion processes, emission level of nitrogen oxides and fuel consumption of CI engine”, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, №18, pp. 593–600. 6. Imazu, H., Kojima, Y. (2013), “Physical Properties and Combustion Characteristics of Emulsion Fuels of Water/Diesel Fuel and Water/Diesel Fuel/Vegetable Oil Prepared by Ultrasonication”, *Journal of the Japan Petroleum Institute*, №56, pp. 52–57. DOI: 10.1627/jpi.56.52. 7. Marchenko, A.P., Parsadanov, I.V., Prokhorenko, A.O., Savchenko, A.V. (2016), “Features of the combustion process in a diesel engine when working on a water-oil emulsion”, *Internal combustion engines* [“Osoblyvosti protsesu zghoriannia v dyzeli pry roboti na vodopalyvnyi emulsii”], *Dvyhateli vnutrenneho shoranyia*, № 1, pp. 3–10. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.01. 8. Marchenko, A.P., Prokhorenko, A.A., Savchenko, A.V. (2016), “Experimental determination of activation energy of a water-emulsion, *Internal combustion engines*” [“Eksperimentalnoe opredelenie energii aktivatsii vodotoplivnoy emulsii”], *Dvyhateli vnutrenneho shoranyia*, №2, pp. 9–14. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.2.02. 9. Prokhorenko, A., Samoilenko, D., Meshkov, D., Savchenko, A. (2017), “Determination of the air excess factor in diesel engine fueled by water fuel emulsion”, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*, №5, pp. 35–43. 10. Marchenko, A.P., Parsadanov, I.V., Savchenko, A.V., Kariyahin, I. M. (2017), Influence of parameters of a fuel supply system on indicator indicators of a diesel engine at its work on a water-oil emulsion [“Vplyv parametrov systemy palyvopodachi na indykatorni pokaznyky dyzеля pry yoho roboti na vodopalyvnyi emulsii”], *Dvyhateli vnutrishnoho zghoriannia*, №2, pp. 3–8. DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.01. 11. Marchenko, A.P., Osetrov, A.A., Lynkov, O.Yu. (2013), “Mathematical model of fuel combustion in a diesel engine, *Internal combustion engines*” [“Matematycheskaia model protsesa shoranyia toplyva v dyzele”], *Dvyhateli vnutrenneho shoranyia*, №1, pp. 3–10.

Bibliography (transliterated):

1. Gupta, R. K., Sankeerth, K. A., Yetalkar, A. (2014) “Effects of

Савченко Анатолій Вікторович – мол. наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ В ДИЗЕЛЕ

А.В. Савченко

Использование водотопливной эмульсии (ВТЭ) в качестве топлива для дизелей позволяет достичь значительного комплексного улучшения топливно-экологических показателей двигателя. Однако, процесс сгорания ВТЭ заметно отличается от сгорания традиционного дизельного топлива. Это обуславливает возникновение резервов по улучшению дизеля на ВТЭ путем выбора оптимальных параметров. Наиболее рациональным путем для решения поставленной задачи является использование комплексной математической модели дизеля при работе на ВТЭ. Одним из наиболее важных составляющих такой модели дизеля является математическая модель процессов смесеобразования и сгорания топлива в цилиндре. Приведены основные элементы математической модели процессов смесеобразования и сгорания водотопливной эмульсии в дизеле. Для идентификации математической модели были использованы результаты комплекса экспериментальных исследований дизеля на водотопливной эмульсии на наиболее показательных режимах работы дизеля, отражающие влияние угла опережения впрыска топлива, и содержание воды в водотопливной эмульсии. Повышение точности полученных данных экспериментальных исследований достигнуто использованием методов поцикловой обработки данных. Приведены результаты идентификации математической модели. Результаты математического моделирования хорошо согласуются с экспериментальными данными, характер и степень влияния рассмотренных факторов на процессы смесеобразования и сгорания отражены адекватно. Полученные результаты являются исходными данными для моделирования процессов образования сажи и оксидов азота в цилиндре дизеля. Это позволит адекватно оценить влия-

ние каждого из выбранных параметров на показатели дизеля и определить совокупность параметров, обеспечивающих наиболее эффективное использование ВТЭ в дизеле.

MATHEMATICAL MODELING OF MIXTURIZATION AND CONTAINMENT PROCESSES IN DIESEL ON WATER-FLOOD EMULSION

A.V. Savchenko

The use of water-fuel emulsion (VFE) as a fuel for diesel engines allows to achieve a significant comprehensive improvement of the fuel and environmental performance of the engine. However, the combustion process of VFE emulsion differs markedly from the combustion of conventional diesel fuel. This causes the emergence of reserves to improve the diesel engine at VFE by choosing the optimal parameters. The most rational way to solve this problem is to use the complex mathematical model of a diesel engine when operating on a VFE. One of the most important components of such a diesel model is the mathematical model of the processes of fuel formation and combustion in a cylinder. The article presents the main elements of the mathematical model of processes of mixing and combustion of a water-fuel emulsion in a diesel engine. To identify the mathematical model, the results of a complex of experimental studies of a diesel engine on the water-oil emulsion were used on the most representative operating modes of the diesel engine, reflecting the influence of the fuel intake ahead of the fuel angle, and the water content in the water-oil emulsion. Improved accuracy of data obtained from experimental studies has been achieved using cyclic data processing methods. The results of identification of a mathematical model are presented. The results of mathematical modeling are in good agreement with the experimental data, the nature and degree of influence of the considered factors on the processes of mixing and combustion are reflected adequately. The obtained results are the initial data for modeling the processes of soot and nitrogen oxides formation in a diesel cylinder. This will allow to adequately assess the effect of each of the selected parameters on the diesel performance and determine the set of parameters that ensure the most efficient use of VFE in diesel.

УДК 536.463

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.05

В.В. Калинин, Т.А. Фудулей, А.К. Копейка, Ю.А. Олифиренко, Д.С. Дараков

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ПЛАМЕНИ ПО СТРУЕ КАПЕЛЬ ЖИДКИХ ТОПЛИВ

Принимая во внимание значительные объемы потребления жидких топлив в мировом топливном балансе, одной из актуальных задач современности является снижение антропогенного влияния на биосферу путем полной или частичной замены минеральных топлив на их возобновляемые аналоги растительного происхождения. В данной работе представлены результаты экспериментальных исследований процесса распространения пламени по одномерной совокупности капель этанола с добавкой воды до 50% по объему. В отличие от исследований процессов, сопровождающих горение одиночной капли жидких топлив, горение их совокупности, в виде струи, изучено в меньшей степени. Предложенная схема струйного генератора с вибрирующей иглой, позволяет получить достаточно устойчивую во времени (на протяжении 10 мин.), цепочку монодисперсных капель исследуемого топлива диаметром $d=490\pm 5$ мкм, с возможностью варьирования межкапельного расстояния. В качестве управляющих параметров для изменения этого расстояния использовались частота колебаний мембраны и величина постоянного давления на резервуар с жидкостью. С использованием разработанной методики проведения эксперимента были получены зависимости относительного расстояния между каплями, от величины постоянного давления на резервуар с жидким топливом, при различных частотах колебаний иглы генератора. Весь процесс распространения фронта пламени по цепочке монодисперсных капель фиксировался на видеосъемку с частотой 300 кадров/сек. Анализ результатов видеосъемки процесса распространения пламени позволил определить зависимость скорости распространения пламени от расстояния между каплями. Анализ качественной картины процесса показал, что с увеличением межкапельного расстояния, скорость распространения пламени падала. Экспериментально определено критическое расстояние между каплями, на порядок превышающее размер капли в условиях эксперимента, при котором прекращалось распространение пламени. Полученные результаты с достаточной степенью достоверности объясняются в рамках предложенного распространения пламени по одномерной системе монодисперсных капель.

Введение

В настоящее время негативное влияние антропогенного фактора на окружающую среду является одной из главных проблем человечества. Одним из способов решения этой проблемы является замена ископаемых топлив на их возобновляемые аналоги [1]. На сегодняшний день, применительно к двигателям внутреннего сгорания, в качестве альтернативы жидким моторным топливам (продуктам нефтепереработки), хорошо зарекомендовали себя биотоплива второго и третьего поколения (гомоло-

ги ряда низших спиртов, метиловые и этиловые эфиры жирных кислот, а также их смеси с бензином и дизельным топливом). Из-за сложности, одновременно протекающих в условиях камеры сгорания физико-химических процессов, очевидно, что простая замена традиционных топлив, на их биологические аналоги, не может выступать в качестве оптимального решения данной задачи, принимая во внимание отличие теплофизических свойств биотоплив и особенности поведения последних в условиях камеры сгорания ДВС. В отли-

чие от исследований процессов, сопровождающих горение одиночной капли жидких топлив [2,3], изучение горения их совокупности в виде одномерной струи менее исследовано. Как известно [4], необходимым условием для воспламенения капли горючего является образование горючей паровоздушной смеси около его поверхности.

Скорость распространения пламени по струе зависит от таких параметров как: размер капель, составляющих струю; расстояния между ними; константы скорости горения частиц топлива; температура окружающей среды, ее состав и др. [5]. При сжигании жидкого топлива в распыленном состоянии горючая смесь состоит из капель, окруженных газообразным окислителем (гетерогенная или двухфазная смесь) [6]. В таких процессах основным параметром является скорость горения индивидуальной капли в зависимости от их диаметра. В особенности интересен случай, когда диаметр капли меньше характерной ширины зоны прогрева и времени диффузии компонентов в фазе (где находится ведущая стадия горения). В случае больших частиц, скорость горения не зависит от их размера в силу того, что горение распространяется по границе, разделяющей окислитель и горючее.

Данная работа посвящена измерению скорости распространения пламени по струе (одномерной цепочке) капель жидкого топлива, а также определению критического расстояния между каплями в пределе, при котором прекращается распространение пламени.

Методика проведения исследований

Рассмотрим одномерную цепочку монодисперсных капель жидкости, движущуюся со скоростью V вдоль оси x , с фиксированным расстоянием между ними. Поместим в начало координат ($x=0$), источник поджига. Если v – скорость распространения пламени движущихся капель, то наблюдаемая скорость движения переднего фронта пламени в лабораторной системе координат, связанной с источником поджига, будет $V + v_1$. Значит, при непрерывном действии источника ($\tau \rightarrow \infty$), фронт пламени будет удаляться на большие расстояния. Регистрируя положения этого фронта $x_1, x_2, \dots, x_n, \dots$ через определенные промежутки времени $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n, \dots$ (при помощи скоростной видеосъемки), можно определить истинную скорость распространения пламени v_1 , если предварительно известна скорость движения капель V . Поскольку распространение пламени действует в обоих направлениях от поджигающего центра, то в случае $v < V$ после прекращения действия источника поджига от точки $x=0$ будет наблюдаться перемещение фронта пламени со скоростью (в лабораторной системе координат)

динат) $V - v_2$. Фиксируя положения этого фронта пламени, аналогичным способом можно определить $V - v_2$ и путем решения системы уравнений для $V - v_2$ и $V + v_1$ определить величину v как:

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2}.$$

Рассмотрим теперь в т. $x=0$ периодически действующий источник поджига, поджигающий струю П-образными импульсами с длительностью поджига τ_1 , и скважностью τ_2 . Принципиально возможны два режима работы: при $\tau_2 \gg \tau_1$ и $\tau_2 \approx \tau_1$.

Очевидно, что после каждого поджигающего импульса пламя будет одновременно распространяться по цепочке капель как от переднего фронта импульса со скоростью $V + v$, так и от заднего фронта со скоростью $V - v$. Поскольку расстояние между передним и задним фронтами импульса известно и равно τ_1 , то легко записать положение обоих концов горящего участка струи в некоторый фиксированный момент времени t :

$$\begin{cases} x_1 = (V - v) \cdot (t - \tau_1) \\ x_2 = (V + v) \cdot t \end{cases}.$$

Решение этой системы двух уравнений с двумя неизвестными, является:

$$v = \frac{x_1 + x_2}{2\tau_1} \pm \sqrt{\left(\frac{x_1 + x_2}{2\tau_1}\right)^2 + V \left(V - \frac{x_2 - x_1}{\tau_1}\right)}, \quad (1)$$

где v – скорость распространения пламени, x_1, x_2 – положение концов горящего участка цепи, τ_1 – расстояние между передним и задним фронтами импульса, V – скорость одномерной цепочки.

При $\tau_2 \gg \tau_1$ на ограниченном условиями эксперимента участке цепочки капель наблюдается перемещение только одного пламени.

При $\tau_2 \approx \tau_1$, наблюдается несколько горящих участков струи. Поскольку передний фронт последующего участка движется с большей скоростью, чем задний фронт предыдущего, то на некотором расстоянии x^* , наблюдается точка слияния этих двух пламен.

Недостатком этой методики является снижение точности определения скорости при увеличении расстояния между каплями, когда, $v \rightarrow 0$.

Для решения поставленной задачи была собрана экспериментальная установка (рис. 1), используемая для получения цепочки монодисперсных капель.

Экспериментальная установка удовлетворяет следующим требованиям:

- Получение монодисперсной цепочки капель;
- Изменение фиксированного расстояния между каплями;
- Возможность определения размеров капель

и расстояния между ними;

- Возможность периодического поджига и плавного изменения τ_1 и τ_2 ;
- Возможность регистрации скорости распространения пламени.

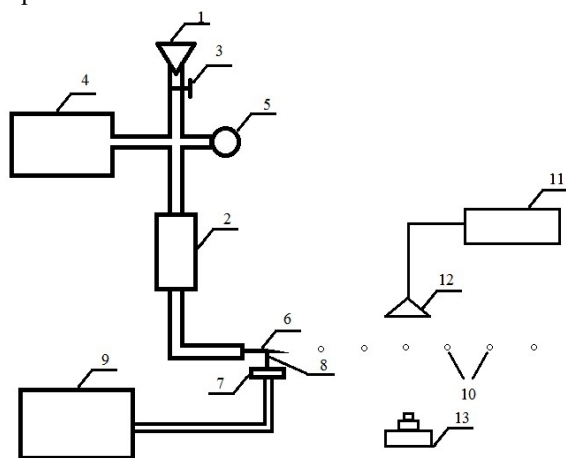


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 – воронка, 2 – сосуд, 3 – зажим, 4 – компрессор, 5 – манометр, 6 – медицинская игла, 7 – мембрана, 8 – перемычка, 9 – генератор звуковых сигналов типа ГЗ – 33, 10 – капли, 11 – электронный блок, 12 – осветитель, 13 – видеокамера

Получение монодисперсной цепочки капель осуществлялось следующим образом. Через воронку 1 в сосуд 2, который представляет собой медицинский шприц, наливается жидкое топливо. После этого зажим 3 закрывается. В системе создается давление с помощью компрессора 4, с пределами измерения давления от 0 до 6 кг/см². Давление в системе измеряется образцовым манометром 5. Из медицинской иглы 6, с заточенным острием, вылетает струя топлива. Игла жестко связана с мембраной 7 перемычкой 8. На мембрану подаются колебания с генератора звуковых сигналов 9 типа ГЗ – 33. В результате этих колебаний струя топлива рвется на капли 10 одинакового размера с равными расстояниями между ними. Изменение расстояния между каплями осуществлялось изменением давления компрессора либо изменением частоты звукового генератора.

Для возможности съемки движущейся цепочки капель, использовалась видеокамера – 13, с частотой 300 кадров/сек. Для определения их размеров и расстояний между ними использовалось импульсное освещение капель, создающее стробоскопический эффект. С этой целью использовался тахометр стробоскопический типа 2ТСт 32 – 456, состоящий из электронного блока 11 и осветителя 12.

Капли топлива поджигались спиралью, накали которой регулировался двумя трансформаторами ЛАТР.

Время поджига и задержки задавалось реле времени, которое было собрано по классической схеме «Пульс – Пара», конденсаторы и переменные сопротивления дают возможность регулировать времена замыкания контактов реле, которые, в свою очередь, определяют времена τ_1 и τ_2 . Количественное определение этих времен производилось с помощью осциллографа С1-30.

Поскольку константа скорости горения различных жидкостей изменяется в довольно узких пределах, а критическое расстояние между каплями в струе полностью определяется временем горения одиночной капли, то в качестве модельной смеси использовалась бинарная смесь: этиловый спирт + вода. В самом деле, поскольку этиловый спирт является поверхностно-активным веществом по отношению к воде, в процессе горения происходит разделение составных частей: горючий компонент – спирт оказывается на поверхности капли, а негорючий балласт – вода – внутри нее. При содержании воды 50% по объему в конце выгорания спирта диаметр оставшейся капли составляет 80% от первоначального. Следовательно, можно считать, что в процессе поджига радиус поджигающей капли в этом случае практически не изменяется.

Основная часть эксперимента проводилась в режиме $\tau_2 \gg \tau_1$. Величины x_1 , x_2 , определялись по анализу видеосъемки. С помощью подборки двух рабочих частот ν_1 и ν_2 тахометра стробоскопического, при которых наблюдалась неподвижная цепочка капель, величина V определялась как:

$$V = \Delta \cdot \nu = \Delta \cdot \frac{\nu_1 \cdot \nu_2}{\nu_1 - \nu_2}, \quad (2)$$

где V – скорость одномерной цепочки, Δ – расстояние между каплями, ν – истинная частота движения капель, ν_1 и ν_2 – рабочие частоты

Расстояние между каплями Δ определялось по видеосъемке и рассчитывалось, как среднее из серии 50 измерений:

$$\Delta_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^{50} \Delta_i}{50}, \quad (3)$$

где Δ_{cp} – среднее расстояние между каплями, Δ_i – расстояние между каплями.

На рис. 2 приведен график зависимости относительного расстояния между каплями, диаметр которых $d = 490 \pm 5 \mu\text{м}$, от давления при различных частотах возбуждения иглы генератора монодисперсных капель. Как видно из графика при $\nu = \text{const}$ расстояние между каплями растет прямо пропорционально $\sqrt{P}$, а при $P = \text{const}$, убывает с возрастанием частоты.

Как видим, фиксированное расстояние между каплями можно получить двумя путями: изменяя P при $\nu = \text{const}$ и изменяя ν при $P = \text{const}$. Однако при

небольших P и v генератор работает недостаточно стабильно; кроме того, небольшие скорости частиц приводят к заметному влиянию силы тяжести. С другой стороны, область высоких P ограничена прочностью генератора, а в областях высоких v – динамическими особенностями колеблющейся иглы, приводящими к значительной потере мощности. Поэтому каждая реальная конструкция генератора ограничивает расстояния пределами Δ_{min} и Δ_{max} . В нашем случае $\Delta_{min} = 0,64 \text{ мм}$ и $\Delta_{max} = 5,5 \text{ мм}$ (для спирта). Погрешность $\delta\Delta = \pm 11,5 \text{ мк}$.

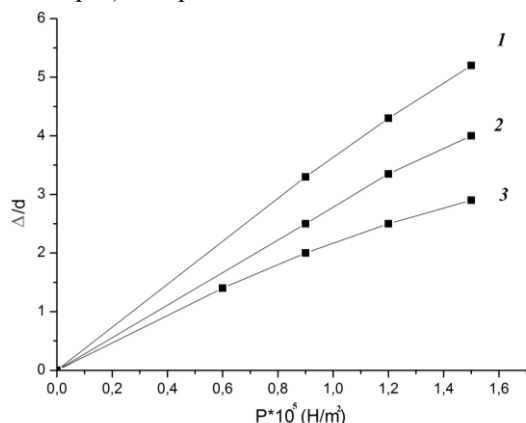


Рис.2. График зависимости расстояния Δ/d между каплями от давления $P \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ при различных частотах ν генератора монодисперсных капель:
1 – $\nu = 2150 \text{ Гц}$, 2 – $\nu = 2600 \text{ Гц}$, 3 – $\nu = 3500 \text{ Гц}$

Величина скорости распространения пламени v находилась из уравнения (1), как среднее серии экспериментов по измерению x_1 и x_2 , при фиксированных значениях Δ и V .

Экспериментальные значения величины скорости показали, что $\bar{v} = 0.208 \text{ м/с}$.

Анализ экспериментального исследования

На описанной выше установке, по предлагаемой методике, были проведены измерения скорости распространения пламени по цепочке спирта в зависимости от расстояния между каплями. Как видно из графика (рис. 3), скорость распространения v уменьшается с увеличением расстояния между каплями, и, при $\Delta/d=11$, становится равной 0. Таким образом, для смеси этилового спирта с водой удалось экспериментально определить критическое расстояние между каплями, при котором прекращается распространение пламени.

Экспериментальное определение критических расстояний, при которых прекращается распространение пламени, показало, что эти расстояния определяются полным временем выгорания горючей компоненты.

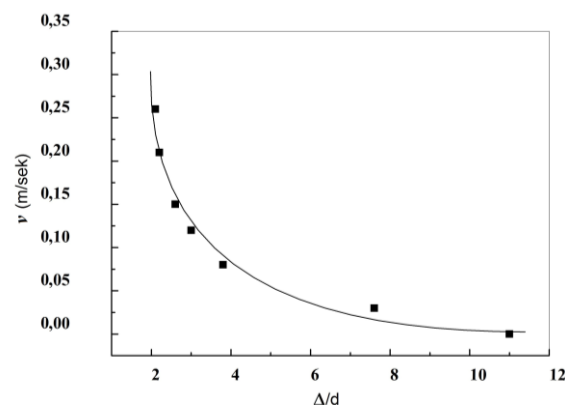


Рис.3. График зависимости скорости распространения пламени v , м/сек , от относительного расстояния Δ/d

Таким образом, эти эксперименты позволяют утверждать, что при аналитических расчетах скорости распространения пламени в зависимости от расстояния между каплями, можно пользоваться квазистационарной теорией, не учитывающей изменение радиуса капли, а, следовательно, и радиуса пламени в процессе горения.

Выводы

Была разработана экспериментальная система получения жидких частиц на основе генератора капель с вибрирующей мембраной.

Разработанная модель генератора дает устойчивую струю монодисперсных частиц в течение нескольких минут, что позволяет использовать её для дальнейших исследований.

Получена зависимость критического расстояния, при котором прекращается распространение пламени и произведены измерения скорости распространения пламени в гетерогенных смесях, состоящих из газообразного окислителя и капель жидкого топлива

Список литературы:

1. Dukes J.S. Burning buried sunshine human consumption of ancient solar energy / J.S. Dukes // *Climatic Change*. – 2003. – V.61. – Р. 31–44.
2. Дараков Д. С. Горение аэрозвеси капель биотоплива в воздухе / Д. С. Дараков А. Н. Золотко, А. К. Копейка, П. О. Павлюк // *Физика горения и взрыва*. – 2014. – т. 50, п 5.
3. Hyemin Kim. Combustion of a single emulsion fuel droplet in a rapid compression machine / Hyemin Kim, Seung Wook Baek // *Energy* 106:422–430.2016. // *Energy*. 2016. – Vol. 106. – Р. 422–430.
4. Хитрин Л.Н. Физика горения и взрыва. / Л.Н. Хитрин. – Изд. Московского университета, 1957г.
5. Кришеник П.М. Эстафетный режим горения гетерогенных систем / П.М., Кришеник К.Г., Шкадинский // *Физика горения и взрыва*. – 2005. – Т.41. №5. – С.70–76.
6. Вадченко С.Г. Гетерогенная модель распространения пламени / С.Г., Вадченко, А. Г Мержанов. // *Докл. АН*. – 1997. – Т. 352. – № 4. – С. 487–489.

Bibliography (transliterated):

1. Dukes J.S. (2003) "Burning buried sunshine human consumption of ancient solar energy." *Climatic Chang.*, vol.61, pp. 31-44. 2. Darakov, D.S., Zolotko A.N., Kopeyka A.K., Pavlyuk P.O. (2014), "Burning of a aerosuspension of biofuel droplets in the air" [*"Gorenje aerovzvesi kapel biotopliva v vozduhu"*], *Fizika gorenija i vzryiva*, № 5, pp. 27-31. 3. Hyemin Kim Seung Wook Baek, (2016), "Combustion of a single emulsion fuel droplet in a rapid compression machine". *Energy*, №106, pp. 422-430. DOI:

10.1016/j.energy.2016.03.006. 4. Hitrin L.N. (1957), *Physics of combustion and explosion [Fizika gorenija i vzryiva]*. Izd. Moskovskogo universiteta, 452 p. 5. Krishenik P.M., Shkadinskiy K.G. (2005), "The relay mode of combustion of heterogeneous systems" [*"Estafetnyy rezhim gorenija geterogennykh sistem"*], *Fizika gorenija i vzryiva*. Vol. 41. №5, pp. 70-76. 6. Vadchenko S.G., Merzhanov A. G. (1997) "Heterogeneous flame propagation model" [*"Geterogennaya model rasprostraneniya plamen"*], *Dokl. AN*. Vol 352, № 4, pp. 487-489.

Поступила в редакцию 30.06.2018 г.

Калинчак Валерий Владимирович – доктор физ.-мат. наук, профессор, заведующий кафедрой теплофизики, Одесский национальный университет им. И.И.Мечникова, Одесса, Украина, e-mail: valerykalinchak@gmail.com.

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

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

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

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

ПОШИРЕННЯ ПОЛУМ'Я ПО СТРУМЕНЮ КРАПЕЛЬ РІДКИХ ПАЛИВ

В.В. Калінчак, Т.О. Фудулей, О.К. Копійка, Ю.О. Оліфіренко, Д.С. Дараків

Беручи до уваги значні обсяги споживання рідких палив в світовому паливному балансі, одним із актуальних завдань сьогодення є зниження антропогенного впливу на біосферу шляхом повної або часткової заміни мінеральних палив на їх поновлювані аналоги рослинного походження. У даній роботі представлені результати експериментальних досліджень процесу поширення полум'я по одновимірній сукупності крапель етанолу з добавкою води до 50% за об'ємом. На відміну від досліджень процесів, що супроводжують горіння одиночної краплі рідких палив, горіння їх сукупності, у вигляді струменя, вивчено в меншій мірі. Запропонована схема струменевого генератора з віброуючою голкою, дозволяє отримати досить стійкий в часі (протягом 10 хв.), ланцюжок монодисперсних крапель досліджуваного палива діаметром $d=490\pm5$ мкм, з можливістю варіювання міжкрапельної відстані. В якості керуючих параметрів для зміни цієї відстані використовувалися частота коливань мембрани та величина постійного тиску на резервуар з рідиною. З використанням розробленої методики проведення експерименту були отримані залежності відносної відстані між краплями, від величини постійного тиску на резервуар з рідким паливом, при різних частотах коливань голки генератора. Весь процес поширення фронту полум'я по ланцюжку монодисперсних крапель фіксувався на відеозйомку з частотою 300 кадрів/сек. Аналіз результатів відеозйомки процесу поширення полум'я дозволив визначити залежність швидкості поширення полум'я від відстані між краплями. Аналіз якісної картини процесу показав, що зі збільшенням міжкрапельної відстані, швидкість поширення полум'я зменшувалась. Експериментально визначено критичну відстань між краплями, яка на порядок перевищує розмір краплі в умовах експерименту, при якому припинялося поширення полум'я. Отримані результати з достатнім ступенем вірогідності пояснюються в рамках запропонованого поширення полум'я по одновимірній системі монодисперсних крапель.

FLAME PROPAGATION IN LIQUID FUEL DROPLETS SPRAY

V.V. Kalinchak, T.O. Fudulei, O.K. Kopyika, Yu.O. Olifirenko, D.S. Darakov

Taking into account the significant volumes of liquid fuels consumption in the world fuel balance, one of the most urgent tasks of our time is to reduce the anthropogenic impact on the biosphere by completely or partially replacing mineral fuels with their renewable plant origin analogues. In this paper we present the experimental studies results of the flame propagation process in a one-dimensional set of ethanol droplets with water addition up to 50% by volume. In contrast to studies of processes accompanying the combustion of a single liquid fuel droplet, the combustion of their aggregate, in the form of a jet, has been studied to a lesser extent. The proposed scheme of a jet generator with a vibrating needle makes it possible to obtain a chain of monodisperse fuel droplets with a diameter $d=490\pm5$ μ m, which is sufficiently stable over time (within 10 min), with the possibility of varying the inter-drop distance. As control parameters for changing this distance, the vibration frequency of the membrane and the value of constant pressure on the reservoir with liquid were used. Using the developed experimental procedure, dependences of the relative distance between the droplets, on the value of constant pressure on the reservoir with liquid fuel, at different monodisperse aerosol generator needle oscillation frequencies were obtained.

The whole process of the flame front propagation along the monodisperse aerosol chain was recorded with a frequency of 300 fps. The video capturing results analysis of the flame propagation process made it possible to determine the dependence of flame propagation velocity on the distance between the droplets. A qualitative picture process analysis showed the flame propagation velocity decrease along the inter-droplet distance increase. The critical distance between droplets that is an order of magnitude greater than the droplet size under experimental conditions, at which the flame propagation stopped, was determined experimentally. The obtained results are explained with a sufficient degree of reliability within the framework of the proposed relay flame propagation mechanism within a one-dimensional monodisperse aerosol system.

А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, Д.Є. Самойленко, І.М. Карягін, Д.С. Таланин

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ЕЛЕКТРОННИЙ РЕГУЛЯТОР ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВІ ЕЛЕКТРИЧНОГО СЕРВОАКТУАТОРА

Розроблено електронний регулятор паливної системи високого тиску для транспортного дизеля, впровадження якого дозволить формувати оптимальні характеристики транспортного засобу з урахуванням умов його експлуатації та узгодженості з будь-якими видами трансмісії та двигуна. Авторами запропоновано функціональну схему та алгоритм електронного регулятора дизеля, що базується на аналогії з роботою механічного пружинно-важільного все режимного регулятора прямої дії. Розроблено алгоритм роботи підсистеми керування позиціонування виконавчого механізму (сервоактуатором) HEINZMANN, який побудований на паралельній роботі позиційного і пропорційно-диференціально-ізодромного регуляторів. Проведені безмо-торні дослідження паливного насоса високого тиску марки BOSCH PES 4P 100A, обладнаного електричним сервоактуатором, показали, що розроблена авторами система електронного регулювання може забезпечити ідентичні зі штатним механічним регулятором, а при простому переналаштуванні – будь-які необхідні, регуляторні характеристики двигуна.

Вступ

Значного прогресу в світовому двигунобудуванні вдалося досягти за рахунок використання в конструкціях сучасних двигунів електронних компонентів для керування їх агрегатами і системами. Зокрема, електронне керування подачею палива дизеля дозволяє точно і диференційовано регулювати параметри процесу впорскування. Тільки таким чином можна забезпечити відповідність численним технічним вимогам, які висуваються до сучасних двигунів внутрішнього згоряння [1]. Але досі масове виробництво й обладнання дизелів паливною апаратурою з електронним керуванням є прерогативою декількох провідних світових фірм. Монопольне володіння зазначеними технологіями дозволяє таким фірмам отримувати понадприбуток, необґрунтовано завищуючи вартість як самих систем, так і робіт з їх адаптації на об'єкті регулювання. Тому природно, що зазначені фірми-виробники не видають ніякої інформації про склад, структуру алгоритмів і кодів програм, за якими працює їх обладнання. Такого ж підходу до ведення бізнесу дотримуються і невеликі приватні фірми, які займаються переобладнанням традиційної паливної апаратури на електронне керування та науковці, що займаються дослідженнями у даній області.

У відкритих літературних джерелах і публікаціях повідомляються лише загальні положення про електронне керування паливоподачею дизелів. Так, загальновідомо, що до складу електронної системи керування дизеля входять: набір датчиків в тій чи іншій комплектації – як правило, це: датчик частоти обертання, датчик положення органу керування двигуном (обидва – обов'язково), датчик положення рейки ПНВТ, датчик температури палива, тиску та температури наддуву, температур відпрацьованих газів і охолоджуючої рідини; виконавчий механізм у вигляді електромагніту, лінійного п'єзоактуатору або крокового двигуна; електрон-

ний блок керування (ЕБК), що пов'язує датчики і виконавчі механізми за допомогою роботи свого алгоритму. Проте описи цих алгоритмів роботи ЕБК повністю відсутні. Уривчасто відомо лише, що в ньому проводиться обробка сигналів датчиків і, на основі інтерполяції закладених в пам'ять таблиць видаються керуючі сигнали на виконавчий механізм [1]. Як правило, самі набори таблиць, їх призначення, методика формування керуючого сигналу є комерційними секретами (know-how) фірм.

Аналіз літератури

Наразі відомі деякі публікації з приводу синтезу алгоритмів систем керування ДВЗ. Зокрема, у статті [2] є відомості про практичне створення алгоритмів електронного управління тепловозних дизелів. Проте, опис самих алгоритмів також не наводиться. Крім того, особливості роботи тепловозних дизелів не дозволяють перенести алгоритм їх управління на використання в двигуні наземного транспорту або спецтехніки. Те ж стосується і суднових двигунів, алгоритм управління якими розглядається в статті [3]. Роботи вчених В.В. Фурмана та А.Б. Богаєвського також присвячені розробці систем електронного управління саме тепловозних дизелів [4, 5 та ін.].

Останнім часом з'явилося безліч наукових робіт, пов'язаних з електронним управлінням випробувальним стендом [6, 7], метою яких є стендове відтворення транзійтних (перехідних) випробувальних циклів двигуна для визначення їх екологічних показників. Проте, в даному випадку вирішується завдання управління абсолютно іншим об'єктом – навантажувальним пристроєм стенду, що має до двигуна опосередковане відношення.

Частина відомих відкритих публікацій, що присвячена електронному регулюванню дизелів, описує алгоритми управління окремими системами – акумулятором тиску палива [8], системою подачі повітря [9], гірським гальмом [10], системою реци-

ркуляції ВГ [11], діагностики приводного електромагніту ПНВТ [12] та ін., що також не відноситься безпосередньо до системи регулювання швидкісного режиму роботи двигуна.

Праці [13, 14] не можна в повній мірі назвати такими, що пов'язані з електронним регулюванням, оскільки в них йдеться про дистанційну передачу «ручного» управління на вхідний важіль механічного регулятора, щоправда, за допомогою електромагнітної-пневматичного виконавчого механізму, керованого мікроконтролером.

Роботи вчених Г.М. Кухаренка і А.Н. Марчука [15, 16] присвячені розробці алгоритму управління паливopoдачою тільки для окремого режиму роботи двигуна, а саме – для режиму пуску.

Найбільш близьким матеріалом з постановки задачі і методів її розв'язання є робота [17]. Проте, автори цього дослідження в якості виконавчого механізму використовували кроковий двигун, який, як відомо, має невисоку швидкість, що не може не позначитися на динамічних властивостях системи управління. Крім того, алгоритм управління заснований на інтерполяції закладених в пам'ять контролера необхідних статичних характеристик регулятора в табличному вигляді. Це вносить додаткове навантаження на центральний процесор контролера і призводить до збільшення власного часу (інерційності) електронного регулятора.

Виходячи з цього, актуальним є вирішення науково-технічної задачі створення ефективної, з точки зору швидкодії, системи електронного керування подачею палива дизеля на основі відкритого програмного алгоритму його роботи. Саме це є метою даної статті.

Синтез статичних характеристик електронного регулятора методом аналогії

Розглянемо роботу механічного всережимного регулятора зі змінним зтягуванням пружини, схема якого наведена на рис. 1. Їй відповідає аналогічна алгоритмічна структурна схема, що наведена на рис. 2, яка побудована на підставі заміни фізичних інформаційних процесів (лінійних переміщень ланок) електронними. Так, переміщення муфти чутливого елемента під дією сил інерції обертових мас може бути представлено як алгоритм вимірювання швидкості обертання колінчастого валу, а сила зтягування пружини – як алгоритм обробки зовнішнього керуючого впливу. З цієї точки зору, важіль регулятора можна уявити як деякий обчислювач, рівноважний стан якого однозначно визначає значення вихідного сигналу Hr_0 .

Тоді умову статичної рівноваги всережимного регулятора зі змінним зтягуванням пружини, можна описати математичною рівністю:

$$E \cdot (b + c) = D \cdot c. \quad (1)$$

Тут E – це умовна відновлююча сила, яка предста-

вляє собою силу зтяжки пружини регулятора. Ця сила складається з сили попередньої зтяжки пружини (E_0) і її приведених до важеля поточних деформацій, пов'язаних з рухом важеля управління (X) і рейки ПНВТ (Hr_0):

$$E = E_0 + C \cdot \bar{X} \cdot (X_{\max} - X_{\min}) \frac{e}{d + e} - C \cdot Hr_0 \cdot (Hr_{\max} - Hr_{\min}) \frac{b + c}{a + b + c}, \quad (2)$$

де C – віртуальний коефіцієнт жорсткості пружини в Н/м. Рискою в формулі (2) й далі позначені відносні величини. Коефіцієнти a, b, c, d, e – розміри відповідних плечей важелів регулятора (див. рис. 1).

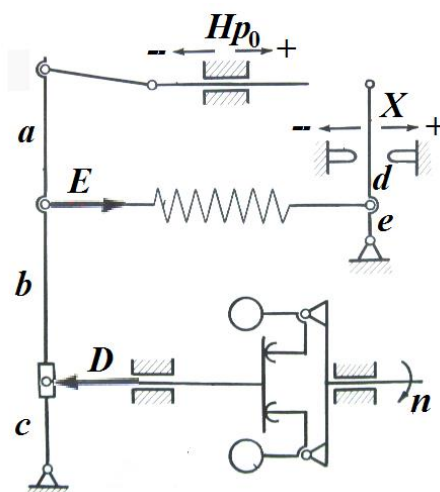


Рис. 1. Всережимний регулятор зі змінним зтягуванням пружини. Принципова схема

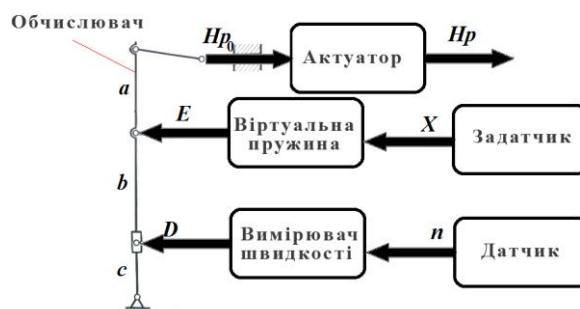


Рис. 2. Схема аналогії роботи електронного всережимного регулятора

Умовна підтримуюча сила D – це, по суті, вимірювач швидкості обертання. Припустимо, що він підпорядковується лінійній залежності. Тоді

$$D = K \cdot \bar{\omega} \cdot (\omega_{\max} - \omega_{\min}) = K \frac{\pi}{30} \bar{n} \cdot (n_{\max} - n_{\min}), \quad (3)$$

де K – постійний коефіцієнт пропорційності, Н·с⁻¹. (аналог інерційного коефіцієнта механічного регу-

лятора [18]).

Підставимо вирази (2) і (3) в рівняння (1) і розкриємо дужки в його лівій частині:

$$\begin{aligned} E_0 \cdot (b+c) + C \cdot (X_{\max} - X_{\min}) \frac{e(b+c)}{d+e} \cdot \bar{X} - \\ - C \cdot (Hr_{\max} - Hr_{\min}) \frac{(b+c)^2}{a+b+c} \cdot \bar{Hr}_0 = \\ = K \frac{\pi}{30} \bar{n} \cdot (n_{\max} - n_{\min}) \cdot c. \end{aligned}$$

Розділимо отриманий вираз на множник

$$\begin{aligned} C \cdot (Hr_{\max} - Hr_{\min}) \frac{(b+c)^2}{a+b+c} : \\ \frac{E_0}{C(Hr_{\max} - Hr_{\min})} \cdot \frac{a+b+c}{b+c} + \\ + \frac{X_{\max} - X_{\min}}{Hr_{\max} - Hr_{\min}} \cdot \frac{e(a+b+c)}{(d+e)(b+c)} \cdot \bar{X} - \bar{Hr}_0 = \\ = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{K(n_{\max} - n_{\min})}{C(Hr_{\max} - Hr_{\min})} \cdot \frac{c(a+b+c)}{(b+c)^2} \bar{n}. \end{aligned}$$

Позначимо константи, що входять в отриманий вираз:

$$\begin{aligned} \frac{E_0}{C(Hr_{\max} - Hr_{\min})} \cdot \frac{a+b+c}{b+c} = A, \\ \frac{X_{\max} - X_{\min}}{Hr_{\max} - Hr_{\min}} \cdot \frac{e(a+b+c)}{(d+e)(b+c)} = A, \\ \frac{\pi}{30} \cdot \frac{K(n_{\max} - n_{\min})}{C(Hr_{\max} - Hr_{\min})} \cdot \frac{c(a+b+c)}{(b+c)^2} = B. \end{aligned}$$

Тоді маємо запис рівняння електронного регулятора вигляду

$$A_1 + A \cdot \bar{X} - \bar{Hr}_0 = B \cdot \bar{n},$$

або

$$\bar{Hr}_0 = A_1 + A \cdot \bar{X} - B \cdot \bar{n}. \quad (4)$$

Отримане рівняння (4) і є алгоритмом роботи пропонованого електронного регулятора. Зв'язок між значеннями величини Hr_0 і фізичним положенням рейки ПНВТ Hr був докладно описаний у роботі [19].

Крім того, з рівняння (4) можна отримати статичні характеристики регулятора у вигляді

$$\bar{Hr}_0 = f(\bar{X}, \bar{n}),$$

а підбором коефіцієнтів A_1 , A і B - задати їх необхідний вигляд.

Алгоритм роботи підсистеми керування позиціонуванням виконавчим механізмом

Найбільшого поширення у ДВЗ набули виконуючі механізми (актуатори) у вигляді електричних машин (крокові або прецизійні електродвигуни) або електричних апаратів (електромагніти та соленоїди).

Так, в роботі [20] описаний позитивний досвід

авторів з експериментального використання лінійного крокового електродвигуна в якості виконуючого механізму (ВМ) для електронної системи керування паливopoдачею дослідницького дизеля. Цей виконавчий механізм проявив себе досить надійним і простим в алгоритмізації роботи агрегатом. Однак застосування лінійного ВМ на основі крокового двигуна має і ряд недоліків. Серед них: досить великі габарити; недостатня швидкодія; складна система аварійного захисту (при зниканні сигналу керування ВМ «зависає» в останньому положенні).

В той же час, фірма BOSCH® для позиціонування рейки рядних і розподільних паливних насосів високого тиску використовує електромагніти, керовані за сигналом широтно-імпульсної модуляції (ШИМ) [1]. Конструкція таких ВМ добре відпрацьована і має масове або серійне виробництво. А широко відома на ринку компанія HEINZMANN® виробляє великий асортимент надійних і довговічних актуаторів практично для будь-якого сегменту промисловості, включаючи актуатори обертання з безщітковими електромоторами, зубчастим редуктором та вбудованим датчиком зворотного зв'язку за позиціонуванням [21]. Всі ВМ цієї фірми оснащені електроприводом з можливістю підключення пристроїв керування, що дозволяє легко встановлювати їх на будь-якому двигуні. При цьому, вибір відповідного актуатора залежить від зусилля, необхідного для приведення в дію або утримання в певному положенні органу керування паливopoдачею (рейки ПНВТ).

Наприклад, актуатор HEINZMANN моделі StG 6-02V, зовнішній вигляд і устрій якого представлені на рис. 3, заснований на дисковому двигуні постійного струму, що керується за сигналом ШИМ. Він має зубчастий редуктор і безконтактний зворотний позиційний зв'язок. Цей актуатор забезпечує вихідний крутний момент у 6 Н·м і діапазон кута повороту вихідного валу 36° [21].

Слід зазначити, що такий актуатор позбавлений ряду недоліків ВМ на основі крокового двигуна, викладених вище. Це визначається: 1) наявністю зворотної пружини, яка переводить вихідний вал в «нульове» положення при зниканні сигналу керування; 2) досить високою швидкодією (час відгуку, за паспортом пристрою, складає 75 мс), що дозволяє використовувати його для регулювання високообертових двигунів.

Виходячи з вищенаведеного, в якості фізичного об'єкта дослідження в даній роботі обрано саме агрегат StG 6-02V.

Функціональна схема розробленої авторами електронної системи автоматичного керування (САК) дизеля представлена на рис. 4. Як видно з рисунку, зовнішніми і внутрішніми впливами такої САК є: X – поточне положення органу керування

двигуном, n – поточна частота обертання колінчастого валу двигуна, H_p – положення органу керування паливоподачею (рейки ПНВТ), f – відносна величина заповнення сигналу ШІМ. Регулятор ВМ являє собою частину програми ЕБК двигуна. Алгоритм роботи підсистеми керування позиціонування ВМ наводиться нижче.

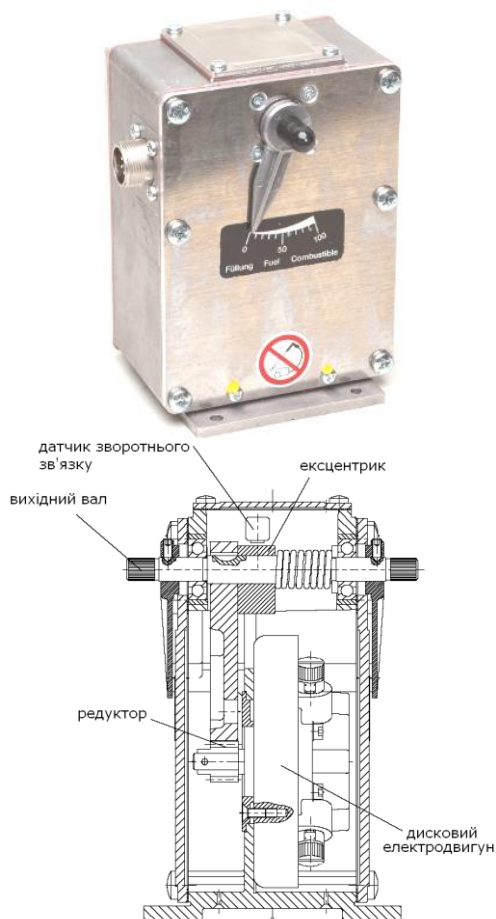


Рис. 3. Актуатор StG 6-02V

З огляду на наявність зворотного позиційного зв'язку за поточним дійсним положенням рейки ПНВТ, можна обчислити величину «нев'язки» за цим положенням:

$$\Delta H_p = H_p - H_{p_0} \quad (5)$$

Розроблений алгоритм керування ВМ побудований на паралельній роботі позиційного (П) і пропорційно-диференціально-ізодромного (ПДІ) регуляторів (див. рис. 4). При цьому, П-регулятор є, по суті, безінерційним підсилювачем і визначає необхідний рівень заповнення сигналу ШІМ для досягнення заданого рівноважного положення рейки H_{p_0} . Його рівняння має досить простий вигляд:

$$f_0 = K \cdot H_{p_0} \quad (6)$$

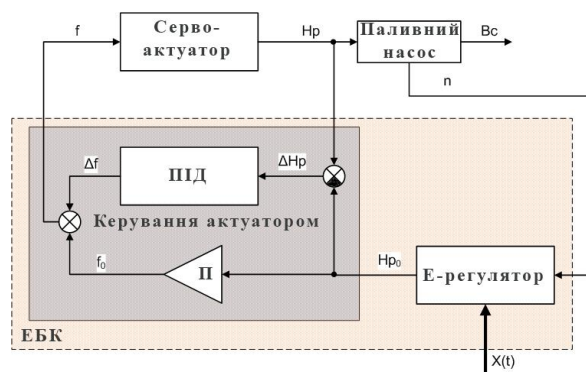


Рис. 4. Функціональна схема електронної системи керування дизеля

Паралельно працюючий з ним ПДІ-регулятор, на підставі величини, визначеної за формулою (5) невід'язки, забезпечує швидке досягнення заданого положення H_{p_0} за допомогою програмної реалізації виразу:

$$\Delta f = K_D \cdot \Delta^2 H_p + K_P \cdot \Delta H_p + K_I \cdot S \quad (7)$$

Таким чином, поточне заповнення сигналу ШІМ, поданого на виконавчий механізм, має значення:

$$f = f_0 + \Delta f \quad (8)$$

Аналізуючи формули (6) і (7) не важко помітити, що перша з них забезпечує статичні характеристики, а друга визначає динамічні властивості системи.

Відзначимо також, що диференціальна складова в виразі (7) визначається таким чином:

$$\Delta^2 H_p = \Delta H_p(t) - \Delta H_p(t-T), \quad (9)$$

де $T = 120/n$ – тактовий розрахунковий період, який залежить від поточного швидкісного режиму двигуна n і детермінує часові константи інтегрування і диференціювання.

Доданок ізодромної складової S з того ж виразу (7) обчислюється за допомогою рекурентної формули:

$$S(t+T) = k_I \cdot S(t) + \Delta H_p(t) \quad (10)$$

У формулах (9) і (10) t – поточний момент часу, k_I – коефіцієнт ізодрому, що за фізичним сенсом є величиною, зворотною константі часу цієї ланки.

Іншими компонентами, що входять в схему крім актуатора, є: мікроконтролер Atmel SAM3X8E ARM Cortex-M3 з тактовою частотою 84 МГц, об'ємом оперативної пам'яті 96 Кбайт і програмованої пам'яті 512 Кбайт, частотою вихідного 12-ти розрядного сигналу ШІМ – 488,28 Гц; електричний блок живлення потужністю 330 Вт; інтегральний мостовий драйвер електродвигуна з вихідним струмом до 43 А.

Загальновідомо, що для забезпечення якісної роботи системи ПДІ-регулювання необхідно вирішити складне завдання вибору і оптимізації зна-

чень коефіцієнтів, що входять в рівняння такого регулятора. В даному випадку, це величини K_D , K_P , K_I у формулі (7) та K в формулі (6). Існує два способи вирішення цього завдання. Перший – це складання математичних моделей регулятора і об'єкта регулювання у вигляді системи диференціальних рівнянь з подальшими розрахунковими дослідженнями на основі спеціальних методів теорії автоматичного керування [22]. Другий спосіб полягає в експериментальному підборі значень коефіцієнтів, тобто так званому «ручному налаштуванні», яке базується на деяких емпіричних правилах і методиках (наприклад метод Зіглера-Нікольса, CHR та ін. [23]).

На попередньому етапі завдання вибору коефіцієнтів було вирішене авторами за допомогою саме другого способу, з урахуванням забезпечення робастності системи при такому змінному значенні тактового періоду T , що відповідає можливому діапазону частот обертання колінчастого валу двигуна.

Коефіцієнт передавання (підсилення) K у фо-

рмулі (6) має простий фізичний сенс і визначення: це необхідне заповнення сигналу ШІМ на одиницю відносного позиціонування вихідного валу для даного актуатора. Його значення було встановлене за допомогою експериментального визначення нахилу статичної характеристики актуатора StG 6-02V у вигляді практично лінійної функції $H_p(f)$.

В результаті серії спеціальних лабораторних експериментів на досліджуваній установці були знайдені оптимальні значення коефіцієнтів ПДІ-регулятора. Їх відносне вагове значення склало величини: $K_D \approx 20\%$, $K_P \approx 50\%$, $K_I \approx 30\%$. Така настройка забезпечила збіжність перехідних процесів з малою коливальністю у восьму діапазоні зміни величини тактового періоду і може бути визнана задовільною на даному етапі досліджень. Для прикладу на рис. 5 і рис. 6 представлено запис треку роботи системи. Як видно з рисунків, розроблена система керування забезпечує астатичне позиціонування вихідного валу актуатора $H_p(t)$ за заданим положенням $H_{p0}(t)$.



Рис. 5. Переміщення органу керування (вихідний сигнал)

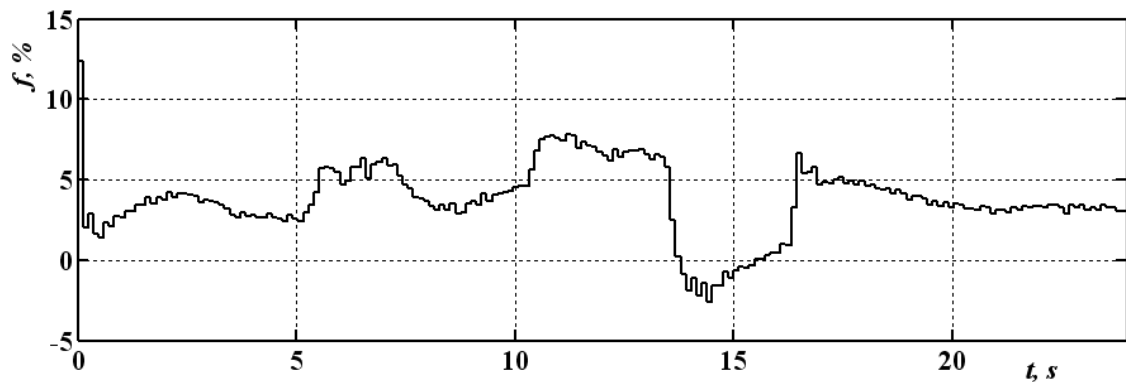


Рис. 6. Зміна величини заповнення сигналу ШІМ (вхідний сигнал)

Експериментальна частина – визначення статичних характеристик електронного регулятора на безмоторному стенді

В якості керованого ПНВТ використаний насос марки BOSCH PES 4P 100A 320RV, який забезпечує тиск впорскування палива до 80 МПа при максимальній цикловій подачі 170 мм³. Спочатку,

досліджуваний ПНВТ був забезпечений всережимним механічним регулятором типу RQV. Його статичні регуляторні характеристики, що отримані авторами експериментально, показані на рис. 7. Важливо відзначити, що отримані результати повністю збігаються з якісними довідковими даними, наведеними в [1, стор. 128].

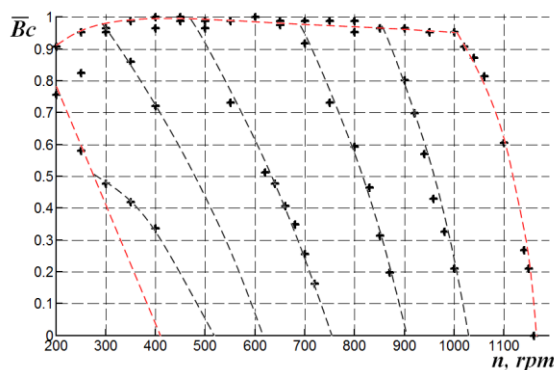


Рис. 7. Статичні регуляторні характеристики ПНВТ BOSCH PES 4P зі штатним механічним регулятором марки RQV

Виходячи з представлених на рис. 7 статичних характеристик штатного механічного всережимного регулятора RQV і з метою їх можливо близького повторення на електронному регуляторі, було припущено, що вимірювач швидкості має параболічну залежність, тобто $D = f(\omega^2)$. Тоді рівняння алгоритму регулятора набуває вигляду:

$$\overline{Hr}_0 = A_1 + A \cdot \overline{X} - B \cdot \overline{n}^2.$$

Використовуючи спеціальну аналітичну методику було обрано значення констант, що входять в це рівняння: $A_1 = 0,217$, $A = 3,17$, $B = 2,41$.

Зовнішній вигляд експериментальної установки електронного регулятора з актуатором і приєднанням до нього ПНВТ наведено на рис. 8. Система змонтована на безмоторному випробувальному стенді паливної апаратури K1921M, що дозволяє робити налаштування і зняття статичних характеристик ПНВТ дизеля.

Крім того, в алгоритм контролера введені рівняння, за якими здійснюється робота граничного регулятора, регулятора холостого ходу, а також позитивного і негативного коректорів. Їх параметри погоджені з параметрами тракторного дизеля потужністю 100 кВт, на який передбачається інсталяція даної системи керування. Це стосується забезпечення необхідного коефіцієнта пристосованості (забезпечується позитивним коректором), обмеження димлення (негативний коректор), мінімальних і максимальних обертів холостого ходу. Тому в області граничних циклових подач характеристики, що отримані з використанням електронного регулятора, дещо відрізняються від відповідних налаштувань механічного регулятора.

Експериментально отримані статичні регуляторні характеристики системи з використанням електронного регулятора наведені на рис. 9. Порівняння даних на рис. 7 і 9 показує, що розроблена авторами система електронного регулювання може забезпечити ідентичні зі штатним механічним регулятором статичні характеристики двигуна.

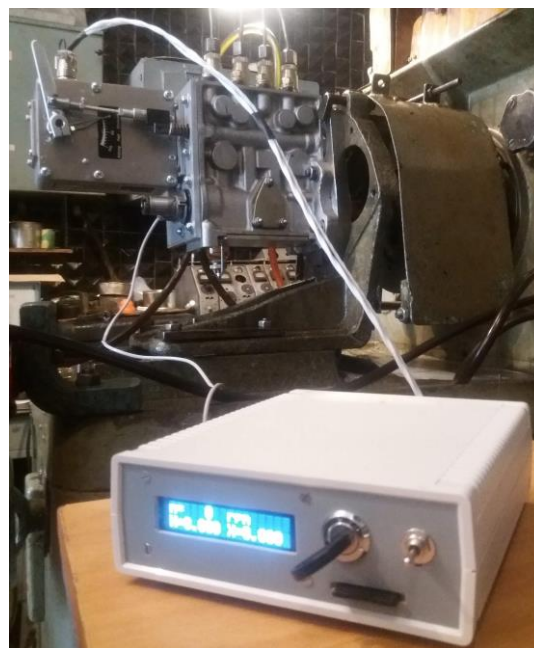


Рис. 8. Експериментальна установка на безмоторному випробувальному стенді

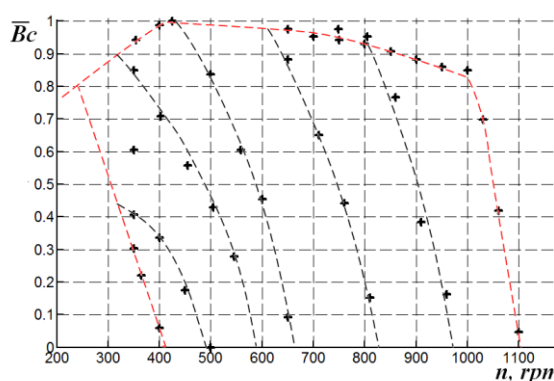


Рис. 9. Статичні регуляторні характеристики ПНВТ BOSCH PES 4P з всережимним електронним регулятором (аналогічним марки RQV)

Використовуючи гнучкість настройки алгоритму електронного регулятора, можна досить просто цей же пристрій переналаштувати як дворегімовий регулятор. Наприклад, при використанні рівняння:

$$\overline{Hr}_0 = A_1 + A \cdot \overline{X} - B \cdot \overline{n}$$

з коефіцієнтами $A_1 = 0,365$, $A = 0,668$, $B = 0,0776$ статичні регуляторні характеристики отримують вид, що наведений на рис. 10 (експериментальні дані, отримані авторами аналогічно попереднім). Таке налаштування практично збігається з роботою механічного регулятора марки RQ фірми BOSCH [1, стор. 135].

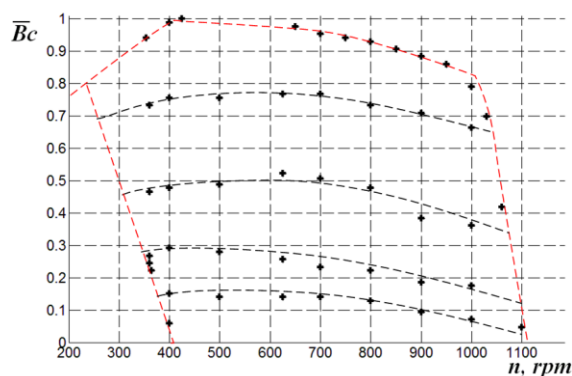


Рис. 10. Статичні регуляторні характеристики ПНБТ BOSCH PES 4P з дворежимним електронним регулятором (аналогічним марки RQ)

Висновки

1. Запропоновано алгоритмічна структурна схема та алгоритм електронного регулятора дизеля, які базуються на аналогії з роботою механічного пружинно-важільного регулятора прямої дії.
2. Розроблено алгоритм роботи підсистеми керування позиціонуванням сервоактуатором фірми HEINZMANN, який побудований на паралельній роботі позиційного і пропорційно-диференціально-інтегрального регуляторів.
3. Проведені безмоторні дослідження паливного насоса високого тиску марки BOSCH PES 4P 100A, обладнаного електричним сервоактуатором HEINZMANN, показали, що розроблена авторами система електронного регулювання працездатна та може забезпечити ідентичні зі штатним механічним регулятором регуляторні характеристики двигуна.
4. Показано, що розроблений алгоритм електронного регулятора частоти обертання дизеля дозволяє не тільки повторити характеристики механічного регулятора, але і створити будь-які необхідні регуляторні характеристики двигуна, включаючи можливість універсалізації – об'єднання в одному пристрої двох, трьох і більше регуляторів різного призначення.

Подяка

Автори висловлюють подяку Інституту газу НАН України, а особисто – старшому науковому співробітнику пану В.С. Вербовському, за допомогу у придбанні дослідного обладнання – актуатора HEINZMANN StG 6-02V, завдяки чому стало можливим виконання цієї роботи.

Список літератури:

1. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. — 480 с.: ил. 2. Марков В.А., Шатров В.И. Системы автоматического управления и регулирования теплоэнергетических установок и тен-

- денции их совершенствования // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2016. №5. С. 96-116. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-5-96-116. 3. Yushkov E.A. Modeling of operation modes of ship power plant of combined propulsion complex with control system based on electronic controllers. Electrical engineering & electromechanics, 2016, №6, P. 39-44. 4. Фурман В.В. Система электронного управления топливоподачей дизеля // Бюллетень результатов научных исследований // Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (Санкт-Петербург) eISSN: 2223-9987 № 4 (13) , 2014, С. 39-45. 5. Богаевский А.Б. Микропроцессорная система управления частотой вращения и мощностью дизель-генераторной установки. / А.Б. Богаевский, А.В. Басов, О.П. Смирнов // Вестник ХГАДТУ, Харьков. - 2001. - вып. 15-16. - С. 153-156. 6. Lopez, Jose & Espinosa Oviedo, Jairo & Agudelo, John. (2011). LQR Control for Speed and Torque of Internal Combustion Engines. 2230-2235. 10.3182/20110828-6-IT-1002.02176. 7. Payo I., Sánchez L., Caño E., Armas O. Control Applied to a Reciprocating Internal Combustion Engine Test Bench under Transient Operation: Impact on Engine Performance and Pollutant Emissions. Energies 2017, 10, 1690. 8. Lu Y., Zhao C., Zuo Z., Zhang F., Zhang S. Research on the Common Rail Pressure Overshoot of Opposed-Piston Two-Stroke Diesel Engines. Energies 2017, 10, 571. 9. Simani S., Bonfè M. Fuzzy Modelling and Control of the Air System of a Diesel Engine, Advances in Fuzzy Systems, vol. 2009, Article ID 450259, 14 pages, 2009. 10. Кусяк В. А. Исследование динамики дизельного двигателя при электронном управлении моторным тормозом / В. А. Кусяк // Изобретатель. 2014. №9. С. 45-48. 11. Dong T., Zhang F., Liu B., An X. Model-Based State Feedback Controller Design for a Turbocharged Diesel Engine with an EGR System. Energies 2015, 8, 5018-5039. 12. Hsun-Heng T., Tseng C.-Y. Detecting Solenoid Valve Deterioration in In-Use Electronic Diesel Fuel Injection Control Systems. Sensors 2010, 10, 7157-7169. 13. Кусяк В.А. Алгоритм электронного управления дизельным двигателем стандарта euro-2 / В.А. Кусяк // Изобретатель: ISSN 2218-743X - 2014. - № 07-08(2014). С. 33-41. 14. Баханович А. Г. Электронное управление топливоподачей дизельного двигателя на основе программного ПИД-регулирования / А. Г. Баханович, В. А. Кусяк, А. Н. Гурин, Ле Ван Нгуа // Наука и техника. 2017. Т. 16, №1. С. 28-37. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-1-28-37. 15. Кухаренко Г. М. Организация топливоподдачи на режиме пуска в аккумуляторных системах дизелей с электронным управлением / Г. М. Кухаренко, А. Н. Марчук // Вестник Белорусского национального технического университета : научно-технический журнал. — 2009. — №5. — С. 59-66. 16. Кухаренко Г. М. Метод определения параметров топливоподдачи в дизелях на режиме пуска / Г. М. Кухаренко, А. Н. Марчук // Вестник Белорусского национального технического университета : научно-технический журнал. — 2011. — №1. — С. 40-47. 17. Головчук А.Ф. Универсальный электронный регулятор для тракторного дизеля / А.Ф. Головчук, Ю.Ш. Гарбіель // Двигатели внутреннего сгорания. — 2014. — №1. — С. 31-34. 18. Прохоренко А.А. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания (навальный посібник) // Харків: «Підручник НТУ «ХПІ», 2014. — 102 с. 19. Prokhorenko A., Samoilenko D., Orlinski P., Bednarski M., Kravchenko S., Karyagin I. Subsystem of positioning the actuator for an electronic diesel control system, Journal of Machine Construction and Maintenance, vol. 1(108), 103-109, 2018. ISSN 1232-9312.

20. Прохоренко А.О. Розробка універсального електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля / А.О. Прохоренко С.С. Кравченко, І.М. Карягін, Є.Г. Вовк, П.І. Думенко // Двигуни внутрішнього згоряння – 2017. – № 2. – С. 35-39. 21. Heinzmann. Actuators – [електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.heinzmann.com/en/engine-and-turbine-management/actuator/electric>. 22. Прохоренко А.О. Наукові принципи розробки систем керування дизелів з електрогідравлічною паливною апаратурою: автореф. дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.05.03 / Прохоренко Андрій Олександрович; НТУ „ХПІ”. – Харків, 2013. – 26 с. 23. Энциклопедия АСУ ТП. ПИД-регуляторы. Расчет параметров – [електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.bookasutp.ru/Chapter5_5.aspx#ParametersChoose.

Bibliography (transliterated):

1. Averkiev V. (2004), Control systems for diesel engines. Translation from German. The first Russian edition [Sistemy upravleniya dizel'nymi dvigatel'nyami. Perevod s nemeckogo. Pervoe russkoe izdanie], CJSC "KZHI" Driving, Moscow, 480 p. 2. Markov V., Shatrov V. (2016), Systems of automatic control and regulation of heat-power installations and tendencies of their perfection [Sistemy avtomaticheskogo upravleniya i regulirovaniya teplojenergeticheskikh ustanovok i tendencii ih sovershenstvovaniya], Bulletin of MSTU named after. N.E. Bauman. Ser. Mechanical engineering, No 5, pp. 96-116. 3. Yushkov E.A. (2016), Modeling of operation modes of ship power plant of combined propulsion complex with control system based on electronic controllers. Electrical engineering & electromechanics, No.6, pp. 39-44. DOI: 10.20998/2074-272X.2016.6.07. 4. Furman V. (2014), Electronic fuel management system for diesel fuel [Sistema jelektronnogo upravleniya toplivopodachej dizel'ja] Bulletin of research results St. Petersburg State University of Communications of Emperor Alexander I (St.Petersburg), No. 4 (13), pp. 39-45. 5. Bogaevsky A., Basov A., Smirnov O. (2001), Microprocessor control system for the speed and power of the diesel generator set [Mikroprocessornaja sistema upravleniya chastotoj vrashhenija i moshhnost'ju dizel'-generatornoj ustanovki], Bulletin HGADTU, Kharkiv, Vol. 15-16, pp. 153-156. 6. Lopez, Jose, Espinosa Oviedo, Jairo, Agudelo, John. (2011), LQR Control for Speed and Torque of Internal Combustion Engines, 10.3182/20110828-6-IT-1002.02176. 7. Payo I., Sánchez L., Caño E., Armas O. (2017) Control Applied to a Reciprocating Internal Combustion Engine Test Bench under Transient Operation: Impact on Engine Performance and Pollutant Emissions. Energies, No.10, 1690. 8. Lu Y., Zhao C., Zuo Z., Zhang F., Zhang S. (2017), Research on the Common Rail Pressure Overshoot of Opposed-Piston Two-Stroke Diesel Engines. Energies, No.10, 571. 9. Simani S., Bonfè M. (2009), Fuzzy Modelling and Control of the Air System of a Diesel Engine, Advances in Fuzzy Systems, vol. 2009, Article ID 450259, 14

pages. DOI:10.1155/2009/450259. 10. Kusiak V. (2014), Investigation of the dynamics of a diesel engine in the electronic control of a motor brake [Issledovanie dinamiki dizel'nogo dvigatelja pri jelektronnom upravlenii motornym tormozom], Inventor, № 9, pp. 45-48. 11. Dong T., Zhang F., Liu B., An X. (2015), Model-Based State Feedback Controller Design for a Turbocharged Diesel Engine with an EGR System. Energies, No.8, pp. 5018-5039. 12. Hsun-Heng T., Tseng C.-Y. (2010), Detecting Solenoid Valve Deterioration in In-Use Electronic Diesel Fuel Injection Control Systems. Sensors, No.10, pp. 7157-7169; DOI:10.3390/s100807157. 13. Kusiak V. (2014), Algorithm of electronic control of the diesel engine of the euro-2 standard [Algoritim jelektronnogo upravleniya dizel'nyim dvigatelem standarta euro-2], Inventor: ISSN 2218-743X., No. 07-08, pp. 33-41. 14. Bakhanovich A., Kusiak V., Gurin A., Le Van Ngia (2017), Electronic control of fuel supply of a diesel engine based on software PID regulation [Jelektronnoe upravlenie toplivopodachej dizel'nogo dvigatelja na osnove programmnoho PID-regulirovaniya], Science and Technology, Vol. 16, No. 1. pp. 28-37. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-1-28-37. 15. Kukharenek G., Marchuk A. (2009), The organization of fuel supply on start-up in battery systems of diesel engines with electronic control [Organizacija toplivopodachi na rezhime puska v akkumulyatornyh sistemah dizelej s jelektronnym upravleniem], Bulletin of the Belarusian National Technical University: scientific and technical journal, №5, pp. 59-66. 16. Kukharenek G., Marchuk A. (2011), Method for determining fuel delivery parameters in diesel engines at the start-up mode [Metod opredeleniya parametrov toplivopodachi v dizeljah na rezhime puska], Bulletin of the Belarusian National Technical University: scientific and technical journal, No. 1. pp. 40-47. 17. Golovchuk A.F., Garbriel' Ju.Sh. (2014), Universal electronic regulator for tractor diesel [Universal'nij elektronnyj reguljator dlja traktornogo dizelja], Internal Combustion Engines, No. 1, pp. 31-34. 18. Prokhorenko A.A. (2014), Automatic regulation vnutrenneho combustion engines (manual) [Avtomaticheskoe regulirovanie dvigatelej vnutrenneho sgoraniya (navchal'nij posibnik)], Kharkiv "Manual NTU" KhPI, 102 p. 19. Prokhorenko A., Samoilenko D., Orlinski P., Bednarski M., Kravchenko S., Karyagin I. (2018), Subsystem of positioning the actuator for an electronic diesel control system, Journal of Machine Construction and Maintenance, vol. 1(108), pp. 103-109, ISSN 1232-9312. 20. Prokhorenko A.O., Kravchenko S.S., Karyagin I.M., Vovk Ye.G., Dumenko P.I. (2017), Development of universal electronic regulator of the frequency of rotation of a crankshaft of a diesel engine, Internal Combustion Engines, No. 2, pp. 35-39. 21. "Heinzmann. Actuators", available at: <https://www.heinzmann.com/en/engine-and-turbine-management/actuator/electric>. 22. Prokhorenko A.O. (2013), Scientific principles of development of systems of control of diesels with electrohydraulic fuel equipment: Autor's thesis [Naukovi principi rozrobki sistem keruvannya dizeliv z elektrogidravlichnoju palivnoju aparaturuju: avtoref. dis ... doc. tech nauk], Kharkiv, 26 p. 23. "Encyclopaedia of Automated Control Systems. PID regulators. Calculation of parameters is", available at: http://www.bookasutp.ru/Chapter5_5.aspx#ParametersChoose.

Надійшла до редакції 01.06.2018 р.

Прохоренко Андрій Олександрович – докт. техн. наук, проф., професор кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна. e-mail: ap.kharkiv@ukr.net

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: kravc4enkoser@gmail.com.

Самойленко Дмитро Євгенович – доктор інженер, ад'юнкт кафедри двигуни внутрішнього згоряння Варшавського університету технологій, Варшава, Польща, e-mail: samoilenko@simr.pw.edu.pl

Карягін Ігор Миколайович – старший науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: karyagin@gmail.com

Таланін Дмитро Сергійович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dima.kharkiv75@ukr.net

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ЭЛЕКТРОННЫЙ РЕГУЛЯТОР ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО СЕРВОАКТУАТОРА

А.А. Прохоренко, С.С. Кравченко, Д.Е. Самойленко, И.Н. Карягин, Д.С. Таланин

Разработан электронный регулятор топливной системы высокого давления для транспортного дизеля, внедрение которого позволит формировать оптимальные характеристики транспортного средства с учетом условий его эксплуатации и согласованности с любыми видами трансмиссии и двигателя. Авторами предложена функциональная схема и алгоритм электронного регулятора дизеля, основанный на аналогии с работой механического пружинно-рычажного регулятора прямого действия. Разработан алгоритм работы подсистемы управления позиционированием исполнительного механизма (серво-актуатором) HEINZMANN, который построен на параллельной работе позиционного и пропорционально-дифференциально-изодромного регуляторов. Проведенные безмоторные исследования топливного насоса высокого давления марки BOSCH PES 4P 100A, оборудованного электрическим серво-актуатором, показали, что разработанная авторами система электронной регулировки может обеспечить идентичные со штатным механическим регулятором, а при простой переналадке – любые необходимые регуляторные характеристики двигателя.

UNIVERSAL CONTROLLER OF DIESEL ON THE BASIS OF ELECTRIC SERVO-ACTUATOR

A.A. Prokhorenko, S.S. Kravchenko, D.E. Samoilenko, I.N. Karyagin, D.S. Talanin

An electronic actuator of a high-pressure fuel system for a transport diesel has been developed, the introduction of the actuator will allow to formulate optimum characteristics of a vehicle taking into account the conditions of its operation and coordination with any types of transmission and engine. The authors proposed a functional scheme and an algorithm for an electronic diesel actuator, based on the analogy with the operation of a mechanical spring-lever governor of direct action. The algorithm of the HEINZMANN actuator positioning control subsystem (servo-actuator) is developed. The algorithm is built on the parallel operation of the positional and proportional-differential-isodromic actuators. The motorless research of the high-pressure fuel pump BOSCH PES 4P 100A, equipped with an electric servo-actuator, showed that the electronic governor system developed by the authors can provide identical with a regular mechanical governor characteristics and could be easily adapted to the any necessary regulatory characteristics of the engine.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.07

А.А. Лисовал, А.В. Вербовский

СРАВНЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ РАЗЛИЧНЫХ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ НА АВТОМОБИЛЬНОМ ДИЗЕЛЕ

Цель исследования – сравнение показателей качества регулирования скорости автомобильного дизеля с все-режимным механическим регулятором прямого действия и все-режимным микропроцессорным регулятором непрямого действия на установившихся режимах и в переходных процессах.

Моторные сравнительные исследования проведены на автомобильном дизеле 4ЧН12/14. Объект экспериментальных исследований – автоматическая серийная механическая и разработанные авторами микропроцессорные системы регулирования автомобильного дизеля. Результаты цифровых записей позволяют визуально оценить качество регулировки и настройки регуляторов скорости.

Результаты сравнительного анализа показывают удовлетворительную работу разработанного все-режимного микропроцессорного регулятора на различных установившихся и динамических режимах и подтверждают необходимость настройки ПИД-параметров в зависимости от эксплуатационных режимов работы дизеля. Установлено, что стабильность поддержания частоты вращения разработанным все-режимным микропроцессорным регулятором при различных установившихся скоростных режимах не превышает 5 %. Величины заброса частоты вращения и длительности переходных процессов не хуже, чем при использовании серийного механического регулятора.

Введение

Вопросы разработки, внедрения, настройки и эксплуатации микропроцессорных систем управления и регулирования дизелей остаются актуальными для двигателестроения, так как элементная база, информационные технологии и, соответственно, программное обеспечение для таких систем постоянно совершенствуются. Функции системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля необходимы и для микропроцессорных систем управления.

На кафедре двигателей и теплотехники Наци-

онального транспортного университета (г. Киев) разработаны микропроцессорные двухрежимный и все-режимный регуляторы частоты вращения коленчатого вала (скорости) дизеля. Двухрежимный микропроцессорный регулятор (МР) создан на основе микроконтроллера фирмы Микрочип и пропорционального электромагнита, воздействующего на рейку ТНВД. Этот двухрежимный МР скорости был испытан на автотракторном дизеле 4ЧН12/14, где ранее на ТНВД стоял механический регулятор [1].

Все-режимный МР разработан на основе элек-

тронного блока и поворотного электромагнита фирмы Hainzmann с реализацией алгоритма ПИД-регулирования скорости [2-4]. Всережимный МР был испытан на этом же дизеле 4ЧН12/14, а также на 6-ти и 8-ми цилиндровых дизелях ЯМЗ. Одним из результатов исследований всережимного МР является разработка универсальных рекомендаций для настройки ПИД-параметров для автомобильного дизеля [5]. Установлено, что для обеспечения устойчивой работы и качественных переходных процессов автомобильных дизелей необходим индивидуальный выбор исполнительного механизма и ПИД-параметров для каждого модельного ряда дизелей с учётом условий их эксплуатации. На малых и средних частотах вращения задавали относительно небольшие значения П-составляющей, а с приближением к номинальному режиму значение П-составляющей увеличивали. Влияние ПИД-параметров настройки МР дизеля на расход топлива ощутимо при переходных процессах. По результатам исследования переходных процессов возможная экономия топлива при правильной настройке составила 2,25 % [5].

Представленные далее в статье результаты исследований являются результатом продолжения работ по настройке всережимного МР для автомобильного дизеля. В научной и учебной литературе по автоматическому регулированию скорости дизеля в основном описывают преимущества и недостатки регуляторов различных типов [6].

Цель исследования – сравнение показателей качества регулирования скорости автомобильного дизеля с всережимным механическим регулятором прямого действия и всережимным МР непрямого действия на установившихся режимах и в переходных процессах.

Моторные сравнительные исследования проведены на автомобильном дизеле 4ЧН12/14. В качестве объекта экспериментальных исследований выбраны автоматическая серийная механическая и разработанные авторами микропроцессорные системы регулирования автомобильного дизеля с блочным рядным ТНВД. Регулировки всех других систем и механизмов дизеля были одинаковыми.

Результаты сравнительных исследований

Для сравнительных исследований различных типов регуляторов скорости выбраны только те результаты моторных испытаний, которые были проведены при одинаковых условиях и одинаковых режимах. Для всех типов регуляторов скорости дизеля производилась цифровая запись частоты вращения дизеля на установившихся режимах и переходных процессах в файл персонального компьютера через программно-измерительный ком-

плекс и порт R232. Однако, дискретность преобразования аналоговых сигналов в цифровые не всегда была одинаковой [1]. Результаты цифровых записей позволяют визуально оценить качество регулировки и настройки регуляторов скорости.

При испытаниях дизеля 4ЧН12/14 с всережимным МР на основе узлов фирмы Hainzmann были выбраны значения ПИД-параметров: П-составляющая равна 5, И-составляющая – 10, Д-составляющая – 12. Значения ПИД-параметров представлены в безразмерном виде для соответствующих каналов и коэффициентов усиления. Эти значения ПИД-параметров далее выбрали как эталонные.

Для сравнения качества регулирования провели сравнение работы дизеля 4ЧН12/14 на установившихся режимах при 800 мин^{-1} (рис. 1), 1100 мин^{-1} (рис. 2, а) и 1800 мин^{-1} (рис. 2, б) с регуляторами различных типов. Необходимо отметить, что в диапазоне частот вращения $800...1800 \text{ мин}^{-1}$ всережимный МР имел эталонные значения ПИД-параметров, а после 1850 мин^{-1} П-составляющая имела увеличенное значение.

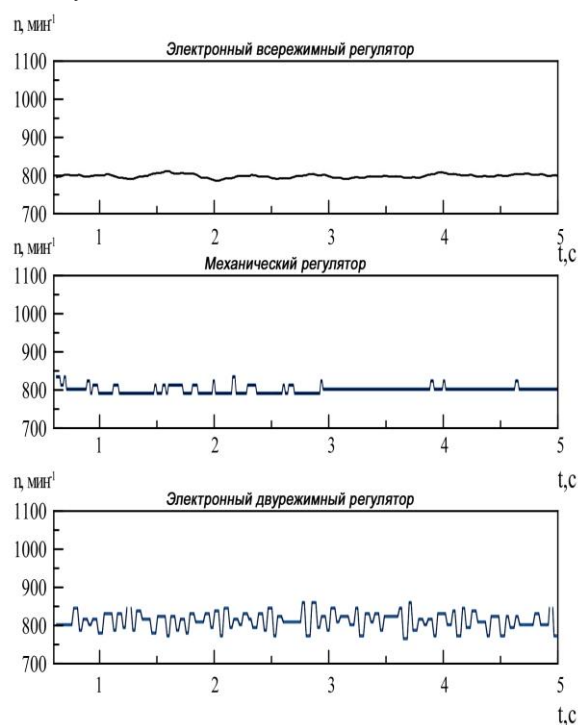


Рис. 1. Сравнение работы дизеля 4ЧН12 /14 с различными регуляторами при работе в режиме минимального холостого хода 800 мин^{-1} :
 n -частота вращения коленчатого вала дизеля;
 t -время

Приведенные результаты цифровых записей установившихся режимов показывают, что стабильность поддержания частоты вращения $\delta_{\text{ст}}$ разработанным всережимным МР не превышает 5 % и

не хуже, чем при использовании механического регулятора и двухрежимного электронного регулятора.

Работу дизеля с всережимным МР в переходных режимах сравнивали с данными подобного переходного процесса этого же дизеля с механическим всережимным регулятором. Переходный процесс моделировали на дизеле, установленном на тормозном стенде KS-56-4, «мгновенным» перемещением рычага управления, что соответствовало изменению частоты вращения коленчатого вала от 1000 до 1200 мин⁻¹. Переходные процессы дизеля 4ЧН12/14 с механическим и всережимным МР при разгоне показаны на рис. 3.

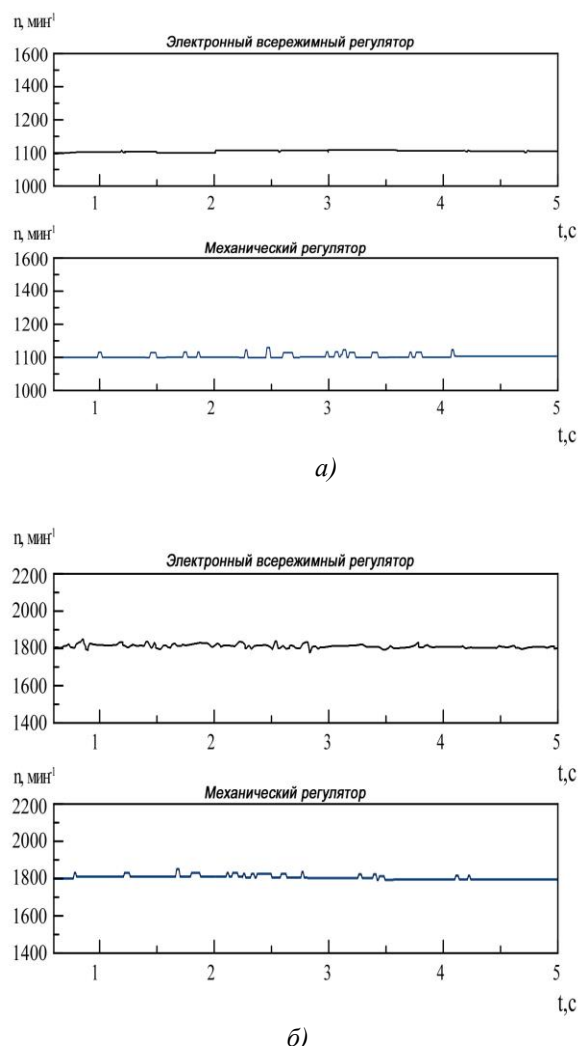


Рис. 2. Сравнение работы дизеля с различными регуляторами при частотах вращения коленчатого вала:

а) $n = 1100 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$

Низкая дискретность сигнала частоты вращения коленчатого вала механического регулятора объясняется низкой разрядностью аналого-

цифрового преобразователя (АЦП), который обрабатывал сигналы с датчика частоты вращения при цифровой записи. Заброс частоты вращения во время переходного процесса всережимного МР составил 1,3 %, а на механическом регуляторе – 2,3 %. Время переходного процесса 0,7 с в обоих случаях.

При длительности режима свободного ускорения дизеля 4ЧН12/14 с механическим всережимным регулятором 5 с рейка ТНВД практически не забрасывается на упор максимальной подачи топлива. На дизеле с всережимным МР был воспроизведен режим свободного ускорения аналогичный свободному ускорению дизеля с механическим регулятором. Во время свободного ускорения МР поддерживал темп перемещения рейки ТНВД 0,3 мм/с.

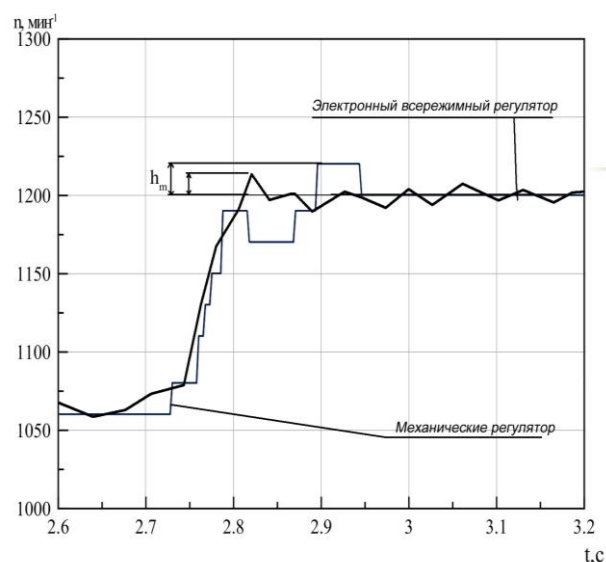


Рис. 3. Сравнение переходных процессов дизеля с механическим и электронным регулятором при разгоне:

n -частота вращения коленчатого вала дизеля; t -время переходного процесса, h_m -заброс частоты во время переходного процесса

На рис. 4 показано сравнение частоты вращения при этих испытаниях и перемещения рейки ТНВД оборудованного всережимным МР.

Полученные результаты показывают удовлетворительную работу разработанного всережимного МР при различных установившихся и динамических режимах и подтверждают необходимость настройки ПИД-параметров в зависимости от режима работы дизеля.

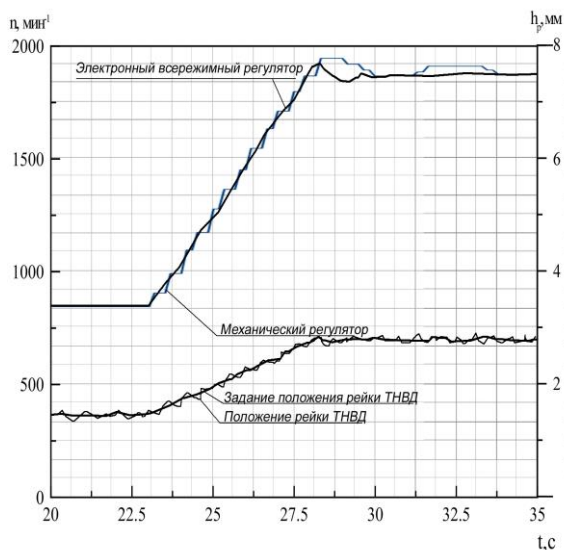


Рис. 4. Сравнение переходных процессов дизеля с механическим и электронным регулятором при свободном ускорении
 n — частота вращения коленчатого вала дизеля;
 h_p — перемещение рейки ТНВД; t — время переходного процесса

Заключение

Проведен сравнительный анализ результатов моторных исследований дизеля с серийным механическим регулятором прямого действия, всережимным и двухрежимным МР непрямого действия. Результаты сравнительного анализа показали удовлетворительную работу разработанного всережимного МР на различных установившихся и динамических режимах и подтвердили необходимость настройки ПИД-параметров и их коэффициентов усиления в зависимости от эксплуатационных режимов работы дизеля.

Установлено, что стабильность поддержания частоты вращения разработанным всережимным МР при различных установившихся скоростных режимах не превышает 5 %. Величины заброса ча-

стоты вращения и длительности переходных процессов не хуже, чем при использовании серийного механического регулятора.

Список литературы:

1. Костриця С.В. Вибір раціональних параметрів і розробка електронного регулятора частоти обертання дизеля : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.05.03 / С. В. Костриця; Нац. трансп. ун-т. - Київ, 2014. - 20 с. 2. HEINZMANN «Базовая информация по цифровому управлению» — К.: DG 95-105, 1997. — 72 с. 3. HEINZMANN «Цифровые регуляторы скорости» — К.: DG 95-105, 1997. — 49 с. 4. HEINZMANN «Базовая цифровая система PANDAROS II» — К.: DG 95-105, 1997. — 51 с. 5. Лисовал А.А. Влияние параметров настройки ПИД-регулятора скорости на расход топлива дизеля / А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, В.В. Штрибец // Двигатели внутреннего сгорания. — 2017. — №1. — С. 17–21. — DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.04. 6. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания / В.И. Крутов: учебник для студ. вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». — [5-е изд., перераб. и доп.]. — М.: Машиностроение, 1989. — 516 с.

Bibliography (transliterated):

1. Kostriytsya, S.V. (2014), "The choice of rational parameters and the development of the electronic regulator of the frequency of rotation of the diesel engine" ["Viblr ratsionalnih parametriv i rozrobka elektronogo regulyatora chastoty obertannya dizelya"]: Author's thesis [avtoref. dis. kand. tehn. nauk]; - Kyiv, - 20 p. 2. HEINZMANN (1997), "Basic Information on Digital Governance" ["Bazovaya informatsiya po tsifrovomu upravleniyu"] DG 95-105, 72 p. 3. HEINZMANN (1997), "Digital speed regulators" ["Tsifrovyye regulatoryi skorosti"], DG 95-105, 49 p. 4. HEINZMANN (1997) "Basic digital system PANDAROS II" ["Bazovaya tsifrovaya sistema PANDAROS II"], DG 95-105, 51 p. 5. Lisoval A.A., Verbovskiy O.V., Shtribets V.V. (2017) "Effect of the PID speed controller settings on diesel fuel consumption", ["Vliyaniye parametrov nastroyki PID-regulyatora skorosti na rashod topliva dizelya"], Dvigateli vnutrennego sgoraniya No1, 17–21p. — DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.04. 6. Krutov V.I. (1989), "Automatic control and management of internal combustion engines. textbook for university students "Internal combustion engines" specialty, ["Avtomaticheskoe regulirovaniye i upravleniye dvigateley vnutrennego sgoraniya. Uchebnik dlya stud. vuzov, obuchayuschihsya po spetsialnosti «Dvigateli vnutrennego sgoraniya»"], Mashinostroyeniye, 516 p.

Поступила в редакцию 22.05.2018 г.

Лисовал Анатолий Анатольевич — докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета, Киев, Украина, e-mail: li-dvz@bigmir.net. <https://orcid.org/0000-0001-6168-4010>

Вербовский Алексей Валериевич — канд. техн. наук младший научный сотрудник Института газа НАН Украины, Киев, Украина, e-mail: verbov@bigmir.net. <https://orcid.org/0000-0002-5306-9576>

ПОРІВНЯННЯ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ РІЗНИХ РЕГУЛЯТОРІВ ШВИДКОСТІ НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ДИЗЕЛІ

А.А. Лисовал, О.В. Вербовський

Мета дослідження - порівняння показників якості регулювання швидкості автомобільного дизеля з всережимним механічним регулятором прямої дії і всережимним мікропроцесорним регулятором непрямої дії в усталених режимах і перехідних процесах.

Моторні порівняльні дослідження проведені автомобільному дизелі 4ЧН12/14. Об'єкт експериментальних досліджень — автоматична серійна механічна і розроблені авторами мікропроцесорні системи регулювання автомобільного дизеля. Результати цифрових записів дозволяють візуально оцінити якість регулювання і налаштування регуляторів швидкості.

Результати порівняльного аналізу засвідчують задовільну роботу розробленого всережимного мікропроцесорного

регулятора на різних сталих і динамічних режимах і підтверджують необхідність налаштування ПД-параметрів в залежності від експлуатаційних режимів роботи дизеля. Встановлено, що стабільність підтримки частоти обертання розробленим всережимним мікропроцесорним регулятором за різних усталених швидкісних режимів не перевищує 5%. Величини закидання частоти обертання і тривалості перехідних процесів не гірші, ніж за використанні серійного механічного регулятора.

SIMILE OF INDICATORS OF WORK OF VARIOUS SPEED REGULATORS ON AUTOMOBILE DIESEL

A.A. Lisoval, A.V. Verbovskiy

The purpose of the research is to compare the quality indicators of the speed regulation of an automobile diesel with an all-mode mechanical regulator of direct action and an all-mode microprocessor regulator of indirect action on steady and transient regimes.

Motor comparative researches were carried out on the same 4-cylinder automobile diesel with turbocharging (cylinder diameter 120 mm, stroke 140 mm). The object of experimental research is an automatic serial mechanical and microprocessor-based automotive diesel engine control systems developed by the authors. The results of digital records allows to visually assess the quality indicators of the speed regulation and adjustment of speed regulators.

The results of the comparative analysis show the satisfactory operation of the developed all-mode microprocessor controller in various steady-state and dynamic modes and confirm the necessity of tuning the PID parameters depending on the operational mode of operation of the diesel engine. It is established that the stability of maintaining the rotational speed of the developed all-mode microprocessor regulator at different steady regimes at speeds does not exceed 5 %. The values of the casting speed and the duration of the transient processes are no worse than using a serial mechanical regulator.

УДК 621.43.016

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.08

О.В. Триньов, Д.Г. Сівих, Р.Ю. Бугайцов

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОВОЇ ГІЛЬЗИ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

Циліндрові гільзи швидкохідних автотракторних дизелів не зазнають в умовах експлуатації значних навантажень, характеризуються порівняно невисоким рівнем напружень. При цьому температурний профіль робочої поверхні гільзи відзначається значною нерівномірністю по висоті. Оптимізація температурного профілю може розглядатися як один з шляхів зниження механічних витрат при підтриманні оптимальної в'язкості моторного мастила, яка залежить від температури гільзи. Важливу роль при проведенні досліджень теплонапруженого стану деталей камери згоряння ДВЗ, зокрема циліндрових гільз, відіграють експериментальні методи. Сучасні методики проведення випробування ДВЗ з термометрією деталей камери згоряння в переважній більшості випадків орієнтовані на цифрову обробку інформації вже під час самого експерименту, що прискорює аналіз отриманої інформації, дозволяє вносити певні корективи в хід моторного експерименту. Метою проведеного дослідження було удосконалення методики обробки інформації в процесі термометрії циліндрової гільзи швидкохідного дизеля на усталених і на перехідних режимах скидання навантажень, характерних для двигунів цього типу. Ставилися задачі розробки необхідного обладнання та його перевірки при проведенні моторних випробувань. Аналізуються матеріали публікації, пов'язаних з обробкою експериментальної інформації з термометрії деталей ДВЗ, наведено детальний опис запропонованої функціональної схеми розробленого пристрою, наведені також окремі результати проведеного моторного експерименту. Розроблену методику пропонується використати при подальших дослідженнях з оптимізації теплового стану циліндрових гільз автотракторних ДВЗ.

Вступ

Зростання вимог щодо економічних та екологічних показників сучасних автотракторних дизелів вимагає проведення детального експериментально-розрахункового аналізу процесів, які визначають рівень індикаторних та ефективних показників ДВЗ. Зокрема, такі процеси пов'язані з тепловим станом циліндрової гільзи. Вплив теплового стану проявляється, насамперед, через рівень витрат теплоти в систему охолодження, а також через рівень механічних витрат на тертя в спряженні поршень-циліндрова гільза. В останньому випадку температурний стан (температурний профіль) робочої поверхні гільзи визначає в'язкість моторного масла.

В'язкість масла в свою чергу зумовлює витрати на тертя, які, як відомо, в цьому спряженні є основними по двигуну.

Роботи з оптимізації температурного профілю робочої поверхні гільзи суднового дизеля 6ЧН/26/34 були започатковані на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» у 80-х роках під керівництвом проф. Є.І. Третяка. За рахунок такої оптимізації було досягнуто в моторних експериментах зниження ефективних витрат палива в межах 3-4 г/(кВт·год), що є безумовно суттєвим результатом з огляду на рівень циліндрових потужностей суднових середньооборотних ДВЗ. Останнім часом такі ж дослідження для забезпечення оптимального теплового стану цилін-

дрової гільзи автотракторного дизеля 4ЧН12/14 продовжуються на кафедрі ДВЗ. Крім аналізу теплового стану, моделюється також і напружено-деформований стан, оцінюється рівень напружень як в матеріалі гільзи, так і для прошарків теплозахисного покриття, яке наноситься на зовнішню поверхню гільзи для обмеження витрат теплоти в систему охолодження і вимірювання температурного профілю в заданих межах по висоті гільзи.

Проведення такого дослідження, як обов'язковий етап, вимагає отримання експериментальної інформації для оцінки ефективності запропонованих конструктивних рішень, для уточнення розрахункової ММ. В даному випадку достовірність, точність експериментальних даних визначатимуть адекватність розрахункової моделі, при цьому удосконалення експериментальної методики є актуальним.

В представленій публікації об'єктом дослідження є тепловий стан циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14 та методика його експериментального визначення на усталених та перехідних режимах скидання-накидання навантаження, характерних для експлуатації автотракторних дизелів.

Аналіз публікацій

Для уточнення ММ теплонапруженого стану циліндрової гільзи дизеля СМД-18Н був проведений моторний експеримент з термометрії гільзи [1]. З цією метою в гільзі четвертого циліндра було встановлено 16 хромель-копелевих термопар та 16 тензодатчиків типу НМТ-450. «Гарячі» спаї термопар знаходяться на відстані $1 \pm 0,1$ мм від дзеркала гільзи, тензодатчики закріплювалися на зовнішній поверхні за допомогою контактного зварювання. Перед установкою гільзи на двигун гільзу повільно нагрівали в термічній шафі (швидкість нагрівання близько $2^\circ\text{C}/\text{хв}$), таким чином про-водилася перевірка придатності термопар на їх тарування, визначалися також при цьому термічні опори тензодатчиків [1].

Особливістю проведених експериментів була методика реєстрації температурних характеристик для окремих контрольних точок не перехідних режимах скидання-накидання навантаження. Відомо, що саме ці режими спричиняють закиди термічних напружень, які можуть перевищувати критичний рівень. Для реєстрації змінних температур і деформацій в цьому експерименті була застосована тензометрична система СІИТ-3 з окремим пристроєм для реєстрації термо-ЕРС. Швидкодія системи СІИТ-3 складала 20 вимірів за секунду, тобто для фіксації температур і деформацій по всіх контрольних точках гільзи було необхідно лише 2 с. При

проведенні експерименту на перехідному режимі запис (запит) здійснювався в ручному режимі, в першу хвилину від початку процесу через кожні 10 с, в другу хвилину – через 20 с, в подальшому – через кожні 60 с. При цьому інформація, зокрема по кожній термопарі, виводиться на папір друкувальним пристроєм у мВ. В подальшому мВ ЕРС переводилися за допомогою спеціальних таблиць в градуси температури [1]. Кінцевою метою проведеного розрахунково-експериментального дослідження було визначення умов появи закидів термічних напружень.

В дослідженні [2,3] з метою експериментальної оцінки впливу на паливну економічність суднового дизеля 6ЧН26/34 температурного стану робочої поверхні гільзи, а також визначення оптимального конструктивного варіанта, який би забезпечив максимальне зниження механічних витрат на тертя по циліндровій гільзі, була проведена серія моторних випробувань. Для фіксації температур спочатку використовувалися хромель-алюмелеві термопари (11 контрольних точок), розміщені вповдовж робочої поверхні гільзи [2], а в подальшому для більш точної фіксації температур на поверхні гільзи, капсульні термопари були замінені поверхневими [3]. В поверхневих термопарах «гарячий» спай утворюється зварюванням на зовнішній торцевій поверхні капсуля і розміщується на одному рівні («заподлицо») з робочою поверхнею гільзи циліндра. При цьому при однакових інших умовах підвищується точність та достовірність визначення температур поверхні тертя, а значить і температурних умов тертя. Контрольні точки для побудови температурного профілю дзеркала гільзи в експерименті [3] розміщувалися наступним чином. Дві з контрольних точок були розміщені відповідно положенням першого компресійного кільця в ВМТ і в НМТ. Дві інші точки розміщувалися над точкою, що відповідає положенню першого компресійного кільця в ВМТ, за їх допомогою фіксувалися максимальні температури гільзи. На ділянці переміщення першого компресійного кільця від ВМТ до НМТ, крім крайніх (верхньої та нижньої) додатково, приблизно на однаковій відстані були встановлені ще дві термопари. Для визначення мінімальної температури гільзи в нижній частині біля торцевої поверхні була встановлена ще одна термопара. Таким чином, для побудови температурного профілю необхідно мінімум 7 контрольних точок по висоті робочої поверхні [3]. В проведених експериментах тепловий стан гільзи оцінювався лише на усталених режимах навантажувальної характеристики, тому в даному випадку для реєстрації температури

можна використовувати цифрові вольтметри, наприклад А-565.

Більш повну інформацію щодо теплового стану робочої поверхні гільзи, розподілу теплових потоків можна отримати за допомогою перетворювача температур, конструкція якого була запропонована в роботі [4]. Розроблений перетворювач дозволяє отримати весь перелік необхідної інформації про тепловий стан гільзи. В конструкції перетворювача це досягається за рахунок таких його особливостей: способу утворення «гарячих» спаїв; типу зв'язків «гарячих» спаїв термопар з корпусом перетворювача; розміщення «гарячих» спаїв в корпусі перетворювача; способу з'єднання перетворювача з деталлю.

Детальний опис конструкції такого перетворювача наведено в роботі [4]. Перетворювач складається з корпусу, який виготовлено з такого ж матеріалу, як і сама деталь, корпус має форму конусної пробки. На торцевих поверхнях корпусу розміщені дві малогабаритні термопари. Корпус з термопарами встановлюється в спеціально підготовлену вибірку в тілі деталі. Діаметр «гарячих» спаїв визначається розміром вибірки (лунки), а також діаметром термоелектродів (зазвичай 0,2-0,5 мм). При цьому місце розміщення термопар, габарити термопар чітко обмежені розмірами лунки і розмірами корпусу перетворювача. В якості флюса була застосована бура. Конусний корпус перетворювача з натягом встановлюється в конусному отворі в гільзі на одному рівні з робочою поверхнею гільзи. Таким чином, в контрольній точці утворюються два «гарячих» спаї на чітко визначеній відстані один від одного, які дозволяють визначати не лише температури стінки гільзи, але й розраховувати величину теплового потоку від гільзи в систему охолодження [4]. Розроблений перетворювач було використано для оцінки теплового стану циліндрової гільзи суднового дизеля на усталених режимах.

Метою дослідження є поліпшення економічних та екологічних показників швидкохідних дизелів автотракторного типу за рахунок оптимізації температурного профілю робочої поверхні циліндрової гільзи.

Задачі дослідження на даному етапі зводяться до уточнення розрахункової моделі ТНС циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14 на основі результатів моторного експерименту. Підготовка до проведення експерименту включала розробку пристрою для запису температурних характеристик в цифровій формі як на усталених, так і на перехідних режимах скидання-накидання навантаження.

Основні результати дослідження

При проведенні моторного експерименту використовувалася серійна гільза дизеля 4ЧН12/14, препарована хромель-алюмелевими термопарами. Контрольні термопари розміщувалися на відстані $1 \pm 0,1$ мм від робочої поверхні гільзи. Для оснащення гільзи в її стінці були виконані глухі отвори діаметром $4 \pm 0,05$ мм, термопара фіксувалася в капсулі конічної форми, який з натягом був закарбований в глухий отвір в стінці циліндрової гільзи. Діаметр хромель-алюмелевих електродів становив 0,3 мм, діаметр кульки спаю – 0,7-0,8 мм. В експерименті були задіяні 4 термопари, схема їх розміщення представлена на рис.1.

При проведенні моторного експерименту паралельно з отриманням температурних характеристик вирішувалася також і задача перевірки на надійність розробленого пристрою для обробки інформації в цифровій формі. Слід зазначити, що аналогічні пристрої вже використовувалися при проведенні безмоторних експериментів. Зокрема в публікації [5] розглядаються результати випробування розробленої на кафедрі ДВЗ НТУ«ХП» системи автоматичного регулювання теплового стану (САРТС) клапанного вузла автотракторного дизеля. Підтримання заданого теплового стану деталей вузла в даному випадку забезпечувалося за рахунок регульованого локального повітряного охолодження сидла випускного клапана. В розроблений САРТС охолоджуюче стиснене повітря ($p_p = 0,1-0,3$ МПа) подавалося з накопичувального ресивера через повітряпідвідні канали в голівці циліндрів. Система містить регулятор подачі повітря (РПП), який включає в автоматичному режимі подачу стисненого повітря при досягненні певної критичної температури сидла або ж випускного клапана. Для визначення таких критичних температур проводяться моторні випробування з термометрією сидла (випускного клапана) і визначення на критичних режимах температури відпрацьованих газів. В подальшому в умовах експлуатації серійним датчиком контролюється температура відпрацьованих газів, яка є визначальним (вхідним) параметром для САРТС.

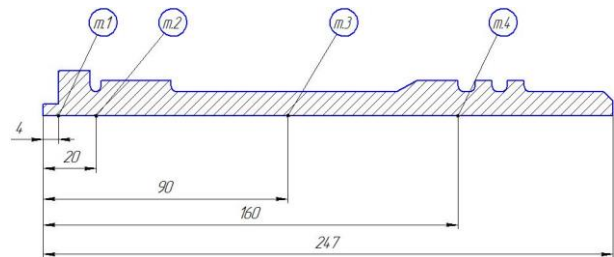


Рис.1. Схема розміщення контрольних термопар

Регулювання локального охолодження, включення-виключення РПП здійснюється спеціально розробленою і запрограмованою мікропроцесорною системою. Система при роботі двигуна постійно контролює температуру відпрацьованих газів, підсилений сигнал подається на вхід внутрішнього аналого-цифрового перетворювача (АЦП) мікроконтролера. Точність вимірів температури, яка забезпечується каналом АЦП, знаходиться в межах $\pm 2,5^{\circ}\text{C}$ при температурах відпрацьованих газів $\pm 650\text{--}750^{\circ}\text{C}$. Мікроконтролер виконує програму з внутрішньої Flash-пам'яті. Система управління була виконана на базі мікроконтролера ATmega 16 фірми Atmel і підтвердила свою надійність в умовах безмоторного експерименту [5].

Для управління тепловим станом підшипника малорозмірного турбокомпресора (ТК) була розроблена відповідна САРТС [6]. Розроблена САРТС підшипника ТК представляє собою терморегулятор з гістерезисом по температурі включення-виключення. Система побудована на мікроконтролері ATmega 328. Вхідним сигналом, як і в попередньому випадку, слугує температура відпрацьованих газів на виході з турбіни ТК. Логіка роботи системи полягає в постійному контролі температури відпрацьованих газів. При досягненні критичних значень, які задаються для програми управління, в автоматичному режимі відбувається включення електромагнітного клапана, стиснене повітря подається на охолодження підшипника, ротора, турбінного колеса. Електромагнітний клапан серійно виготовляється фірмою Lovato і використовується за основним призначенням в автомобілях з газобалонним обладнанням. Проведені безмоторні експерименти з моделюванням керованого в автоматичному режимі локального охолодження підшипникового вузла ТК підтвердили ефективність системи [6].

Проведення моторних експериментів у порівнянні з безмоторними ставить більш жорсткі вимоги до реєструючої апаратури, в тому числі і такої, яка здійснює запис в цифровій формі. Серед чинників, які ускладнюють обробку сигналу від первинних датчиків, можна назвати підвищені температури, вібрації, руйнівну дію палива і мастила при тривалій експлуатації такої апаратури на двигуні.

Зупинимося детальніше на конструкції пристрою, який було використано для реєстрації сигналу від термопар у проведеному моторному випробуванні. З цією метою було розроблено пристрій на основі мікроконтролера з можливістю одночасної реєстрації значень температури від 16-ти термопар. Структурна схема пристрою представлена на рис.2.

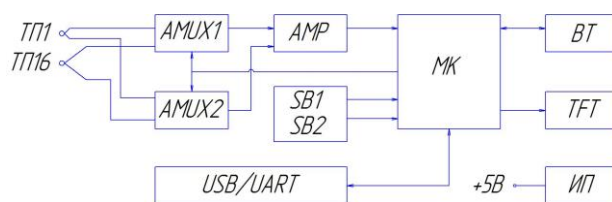


Рис.2. Структурна схема пристрою для реєстрації температури: ТП1-ТП16 – хромель-алюмелеві термопари; АМУХ1, АМУХ2 – аналогові мультиплексори; АМР – вимірювальний підсилювач; SB1,SB2 – кнопки управління; МК – мікроконтролер; USB/UART – контролер інтерфейсу послідовної передачі даних; БТ – модуль бездротової передачі даних; TFT – рідкокристалічний дисплей; ИП – джерело живлення

В якості вимірювального підсилювача застосовано спеціалізований підсилювач сигналу від термопар AD8495 (розробник фірма Analog Devices) – це прецизійний інструментальний підсилювач з інтегрованою системою компенсації «холодного» спаю термопари. Він формує вихідний сигнал високого рівня ($5\text{мВ}/^{\circ}\text{C}$), безпосередньо сприймаючи сигнал від термопари, використовуючи при цьому комбінацію джерела опорної напруги, яка відповідає температурі танення льоду, і попередньо відкаліброваного підсилювача.

Вибір підсилювача AD8495 був зумовлений наступними його перевагами:

- AD8495 може працювати від однополярної напруги (менше 3В) і пристосований до вимірювання температур менших 0°C , при відповідному зміщенні вхідної опорної напруги;

- підсилювач при виготовленні калібрується шляхом лазерної підгонки на пластині для узгодження з характеристиками термопари типу К (хромель-алюмель), оптимальні температури навколишнього середовища – від 0°C до $+50^{\circ}\text{C}$;

- AD8495 підтримує роботу з напругою до 3В, що дозволяє його використовувати в схемах з низьковольтними АЦП, може також працювати з напругою живлення до 36В;

- при однополярній напрузі живлення до 5В вихідна напруга забезпечує масштаб $5\text{мВ}/^{\circ}\text{C}$, що дозволяє охоплювати діапазон температур до 1000°C .

Підсилювач AD8495, крім підсилення сигналу від хромель-алюмелевих термопар, має застосування в термометрах з вимірюванням температури в градусах Цельсія, в універсальних компенсаторах «холодного» спаю, при вимірюванні температури відпрацьованих газів та в каталітичних перетворювачах.

Під управлінням мікроконтролера здійснюється циклічна комутація термопар на входи підсилювача з послідовним аналого-цифровим перетворенням вихідної напруги, яка відповідає темпера-

турі в контрольній точці гільзи. В циклі комутації термопар і перетворення сигналів в цифровий код передбачена певна затримка, яка необхідна для відновлення нормального сигналу після комутації і роботи АЦП.

Основним елементом реєструючої системи є мікроконтролер АТМega 328 з відповідними характеристиками. Мікроконтролер по черзі підключає термопару через мультипроцесор до підсилювача AD8495 і перетворює вихідну напругу в значення температури. За цикл комутації термопар в пам'яті мікроконтролера формується масив значень температур по кожній термопарі. В кінці циклу опитування термопар вся ця інформація виводиться на дисплей для відображення, а також може бути передана по каналу бездротового зв'язку Bluetooth. Передбачена можливість для оператора за допомогою кнопок управління SB1, SB2 призначати періодичність опитування, наприклад через кожні 0,5 с, 1 с, 5 с, 10 с. Оператор також має можливість вибірково виводити на дисплей всі 16 каналів (температурних характеристик), окремі групи каналів (1-4).

Для реєстрації температурних характеристик в проведеному експерименті застосовано ПК (ноутбук) зі встановленим модулем Bluetooth. В середовищі лабораторної інструментальної техніки LabVIEW було створено віртуальний інструмент для прийому інформації від вимірювального блоку з наступною графічною візуалізацією та накопиченням інформації у вигляді текстового файлу.

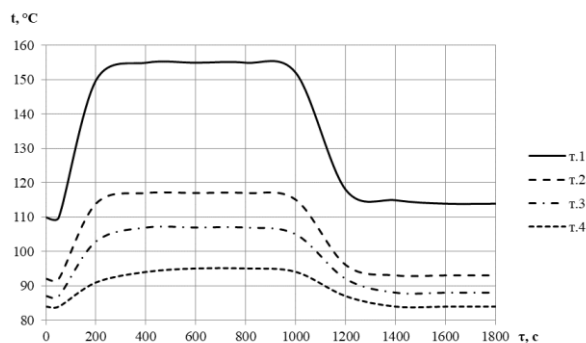


Рис. 3. Температурні характеристики для контрольних точок (т.1 – т.4) циліндрової гільзи на перехідних режимах ($n_{xx} = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $p_t = 0 \text{ кГс} \leftrightarrow n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $p_t = 45 \text{ кГс}$)

В нашому експерименті з термометрією гільзи опитування 4-х термопар проводилося через 1 с. Запис температурних характеристик, необхідних для уточнення граничних умов задачі теплопровідності, було проведено на ustalених і перехідних режимах. На рис.3, як приклад, приводяться температурні характеристики, отримані в ході експерименту для перехідних режимів накиду навантажен-

ня від режиму холостого ходу ($n_{xx} = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $p_t = 0 \text{ кГс}$) до режиму $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $p_t = 45 \text{ кГс}$ і скидання навантаження в зворотному напрямку. Для кожного з процесів тривалість запису характеристик становила 15 хвилин (до стабілізації температур в кінці кожного процесу). Була проведена додаткова обробка, осереднення результатів для кожних найближчих 5-ти значень.

Термометрія гільзи проводилася паралельно з плановими випробуваннями дизеля, укомплектованого штатним обладнанням і контрольно-вимірювальними приладами.

Висновки

В ході проведеного експерименту були отримані температурні характеристики циліндрової гільзи швидкохідного дизеля, необхідні для уточнення розрахункової моделі нестационарного ТНС гільзи. Моторний експеримент показав високу надійність розробленого пристрою для реєстрації таких характеристик в цифровій формі як на ustalених, так і на перехідних режимах.

Список літератури:

1. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках // А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. – №10. – с.9-22.
2. Третьак Е.И. Определение пределов регулирования теплового состояния гильзы цилиндра судового дизеля 6ЧН26/34 при ограниченном теплоотводе // Е.И. Третьак, Б.Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – №49. – с.80-84.
3. Третьак Е.И. Оценка возможности улучшения топливной экономичности судового дизеля 6ЧН26/34 при тепловой защите гильзы цилиндров // Е.И. Третьак, Б.Л. Гоцкало, О.С. Кинжалов // Двигатели внутреннего сгорания. – 1986. – №45. – с.33-39.
4. Третьак Е.И. Экспериментальное исследование эффективности ограниченного теплоотвода гильз цилиндра дизеля 6ЧН26/34 // Е.И. Третьак, Б.Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания. – 1990. – №52. – с.78-85.
5. Тринев А.В. Автоматическое регулирование теплового состояния клапанного узла быстроходного дизеля // А.В. Тринев, Д.Г. Сивых, Б.В. Синявский, С.Ю. Пилипенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – №2. – с.50-55.
6. Тринев А.В. Разработка системы локального охлаждения подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного дизеля // А.В. Тринев, Д.Г. Сивых, В.А. Несвитайло // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – №1. – с.44-50.

Bibliography (transliterated):

1. Shekhovcov A.F., Gontarovskij P.P., Abramchuk F.I. (1993). Thermal and stress-strain state of the cylinder liner of a high-speed diesel engine under nonstationary stresses [Тепловое и напряженно деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках], Internal Combustion Engines [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 10, pp. 9–22.

Tretyak Ye. I., Gockalo B.L. (1989), Determination of the limits of regulation of the thermal state of the cylinder liner cylinder 6CHN26/34 ship diesel with limited heat removal, [Opredelenie predelov regulirovaniya teplovogo sostoyaniya gil'zy cilindra sudovogo dizelya 6CHN26/34 pri ogranichenom teplootvode], *Internal Combustion Engines*, [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 49, pp. 80–84. 3. Tretyak Ye. I., Gockalo B.L., Kinzhlov O.S. (1986), Estimation of the possibility of improving the fuel efficiency of the marine diesel 6CHN26 / 34 with thermal protection of the cylinder sleeve [Ocenka vozmozhnosti uluchsheniya toplivnoj ehkonomichnosti sudovogo dizelya 6CHN26/34 pri teplovoj zashchite gil'zy cilindrov], *Internal Combustion Engines* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 45, pp. 33–39. 4. Tretyak Ye.I., Gotskalo B.L. (1990), Experimental study of the effectiveness of a limited heat sink for cylinder liners of diesel 6CHN26/34

[Eksperimentalnoe issledovanie effektivnosti ogranichenogo teplootvoda gil'z tsilindra dizelya 6CHN26/34], *Internal Combustion Engines* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 52, pp. 78–85. 5. Trinev A.V., Sivykh D.G., Sinyavskiy B.V., Pilipenko S.Yu. (2013) Automatic control of the thermal state of the high-speed diesel engine valve assembly [Avtomaticheskoe regulirovanie teplovogo sostoyaniya klapannogo uzla byistrohodnogo dizelya], *Internal Combustion Engines* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 2, pp. 50–55. 6. Trinev A.V. Sivykh D.G., Nesvitaylo V.A. (2016), Development of a local cooling system for the turbocharger bearing assembly of an autotractor diesel engine [Razrabotka sistemyi lokalnogo ohlazhdeniya podshipnikovogo uzla turbokompessora avtotraktornogo dizelya], *Internal Combustion Engines* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"], Kharkov, NTU "KhPI", no. 1, pp. 44–50.

Надійшла до редакції 01.06.2018 р.

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

Сівих Дмитро Георгійович – канд. техн. наук, доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних і гусеничних машин ім. О.О. Морозова Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна, e-mail: sivikh1979@gmail.com.

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОВОЙ ГИЛЬЗЫ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

А.В. Триньов, Д.Г. Сивых, Р.Ю. Бугайцов

Цилиндровые гильзы быстроходных автотракторных дизелей не подвержены в условиях эксплуатации значительным нагрузкам и характеризуются сравнительно невысоким уровнем напряжений. При этом температурный профиль рабочей поверхности гильзы отмечается значительной неравномерностью по высоте. Оптимизация температурного профиля может рассматриваться как один из путей снижения механических затрат при поддержании оптимальной вязкости моторного масла, которая зависит от температуры гильзы. Важную роль при проведении исследований теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания ДВС, в частности цилиндровых гильз, играют экспериментальные методы. Современные методики проведения испытания ДВС с термометрией деталей камеры сгорания в подавляющем большинстве случаев ориентированы на цифровую обработку информации уже во время самого эксперимента, что ускоряет анализ полученной информации, позволяет вносить определенные коррективы в ход моторного эксперимента.

Целью проведенного исследования было усовершенствование методики обработки информации в процессе термометрии цилиндрической гильзы быстроходного дизеля на установившихся и на переходных режимах сброса-наброса нагрузок, характерных для двигателей этого типа. Ставились задачи разработки необходимого оборудования и его проверки при проведении моторных испытаний. Анализируются материалы публикации, связанных с обработкой экспериментальной информации по термометрии деталей ДВС, приведено подробное описание предлагаемой функциональной схемы разработанного устройства, приведены также отдельные результаты проведенного моторного эксперимента. Разработанную методику предлагается использовать при дальнейших исследованиях по оптимизации теплового состояния цилиндрических гильз автотракторных ДВС.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE THERMAL STATE OF A CYLINDER LINER OF A HIGH-SPEED DIESEL ENGINE

A.V.Trinev, D.G. Sivykh, R.Yu.Buhaitsov

Cylinder sleeves of high-speed diesels are not subject to significant loads under operating conditions and are characterized by a relatively low stress level. In this case, the temperature profile of the working surface of the liner is marked by considerable unevenness in height. Optimization of the temperature profile can be considered as one of the ways to reduce mechanical costs while maintaining the optimum viscosity of the engine oil, which depends on the temperature of the liner. Experimental methods play an important role in conducting studies of the heat stressed state of parts of the combustion chamber of internal combustion engines, in particular cylinder casings. Modern methods for conducting an ICE test with the thermometry of the combustion chamber parts in the overwhelming majority of cases are focused on digital processing of information already during the experiment itself, which speeds up the analysis of the information obtained, allows certain corrections to be made to the course of the motor experiment. The purpose of the study was to improve the information processing technique in the process of thermometry of a cylindrical sleeve of a high-speed diesel engine in steady-state and transient regimes of discharge-draft loads characteristic of engines of this type. The tasks were to develop the necessary equipment and to test it during motor tests. The materials of the publication related to the processing of experimental information on the thermometry of ICE parts are analyzed, the detailed description of the proposed functional scheme of the developed device is given, and also the individual results of the motor experiment are given. The developed technique is proposed to be used in further studies to optimize the thermal state of cylindrical cartridges of automotive tractor engines.

O. M. Kondratenko

INVESTIGATION OF RELATIONSHIP BETWEEN COEFFICIENTS OF OPERATION EFFICIENCY OF DIESEL PARTICULATE MATTER FILTERS OF DIESEL ICE. PART 1: PARTICULATE MATTER EMISSION AND OPACITY

This article describes the results of analysis and numerical study of prof. I.V. Parsadanov conversion formula as the one of relevant issues of the metrological features of determination of PM mass hourly emission of piston ICE on the testing bench without dilution tunnel. Purpose of the study is detection of relationship between magnitudes of cleaning efficiency coefficients of particulate matter filter of diesel piston ICE for opacity and emission of particulate matters with using of conversion formula for whole diapason of changing of influencing factors. It was showed that the magnitudes of values of efficiency coefficients of operation of particulate matter filter of diesel internal combustion engine for indicators of opacity and concentration of unburned hydrocarbons in exhaust gas which was obtained by direct measurements during bench motor tests and also mass hourly emission of particulate matter in exhaust gas flow which was obtained with using of the conversion formula, is not equal to each other for every individual operational regime of diesel engine. Calculation assessment and graphical illustration of relationship between magnitudes of this coefficients for opacity and emission of particulate matter for whole diapason of changing of influencing factors was carried out.

Introduction

The process of accident-free exploitation of power plants, namely vehicles, with piston internal combustion engine (PICE), namely diesel, is characterized by certain indicators of its ecological safety level [1]. One of the main of legislative normalized indicators of that level is mass hourly emission of particulate matter (PM) in exhaust gas (EG) flow G_{PM} in kg/h [2]. The methodological basis of ensuring of necessary ecological safety level of the process is appropriate ecological safety management system (ESMS) that was developed and described in [1, 3]. The main manner for solving of the task is decreasing of magnitude of G_{PM} by the way of processing of EG flow (neutralization), namely purification of EG flow from PM (filtration), and also the main instrument for such solving is diesel particulate matter filters (DPF) of different constructions [1]. Efficiency of functioning of ESMS should be assessed complexly with using of different known criteria based mathematical apparatuses [4], which should takes into account the value of G_{PM} .

Problem statement

The value of G_{PM} in accordance to normative documents should be obtained by experimental way thru using of gravimetric method and such measuring instruments as full- of partial-flow dilution tunnels [4]. It should be noted that cost of such complexes of measuring instruments of foreign manufacturing are in range from two hundreds to two millions US dollars. But nowadays in Ukraine there are only two such complexes and only one of them are certificated. It means that the most of scientists who works within ICE field of knowledge such measuring instruments is not available.

In connection of worded above problem the widespread becomes the conversion formulas of different types that allows to converts the magnitudes of indicators of opacity (coefficient of weakening of light flux N_D in %) and toxicity (volume concentration of un-

burned hydrocarbons C_{CH} in ppm) of EG into the magnitudes of G_{PM} value. Thus we are talking about the usage of readings of other measuring instruments that are more affordable and less expensive, namely opacimeters (around 2 thousand US dollars) and multicomponent gas analyzers (around 3 thousand US dollars). There are several known conversion formulas – Parsadanov [2], Alkidas [5], Muntean [6], MIRA [7], but the most widespread in Ukraine is the first of them.

The degree of purification of PICE EG flow from legislative normalized pollutant, namely PM, with using of aggregate of vehicle EG neutralization system, namely DPF, is characterized by magnitude of appropriate cleaning efficiency coefficient K_{CE} [1]. In case when such device executes the purification of PICE EG flow from several pollutants simultaneously, albeit with different efficiency, than interest of scientific and technical kind is the task about relationship between magnitudes of values of cleaning efficiency coefficients for different types of pollutants.

In case when the one ecological safety indicators of studied process forms the others and connected with each other by appropriate conversion formulas then worded above task takes the nature of methodical and instrumental errors [1] what are the relevance of the study. Besides the additional relevance such to the study gives the results of intensive development of alternative energetic, namely solar energy technologies that based on photovoltaic converters which based on nanostructured semiconductor materials [8 – 10].

Purpose of the study

Detection of relationship between magnitudes of cleaning efficiency coefficients of DPF for opacity and PM emission with using of conversion formula. *Object of the study* is efficiency of operation of system of neutralization of legislative normalized pollutants in diesel PICE EG flow, namely DPF. *Subject of the study* is relationship between magnitudes of indicators that char-

acterized object of the study which connected with each other by conversion formula.

Analysis of publications

In studies [1, 3] was developed ESMS of exploitation process of vehicle with PICE; in study [2] was proposed the conversion formula that developed based on results of analysis of data from certification tests of autotractor diesel engine SMD-31 on motor testing bench of Ricardo firm that equipped with full-flow dilution tunnel of AVL firm; in study [4] was investigated the certain metrological features of the conversion formula with using of mathematical apparatus of Pierson curves family; in studies [5 – 7] was proposed the other conversion formulas; in studies [8 – 10] contains the features of obtaining and researching of properties of nanostructured semiconductor materials based on InP, GaP and GaAs; in studies [11, 12] showed the experimentally obtained data about operational characteristics of DPF of nontraditional construction that used in this study as initial data for calculations and detects the differences in magnitudes of cleaning efficiency coefficients of DPF for opacity, emission of PM and unburned hydrocarbons in diesel PICE EG flow.

Analysis and calculated investigation of prof. I.V. Parsadanov conversion formula

The said conversion formula that described in monograph [2] and was transformed in this study for greater clarity has the following form.

$$G_{PM} = (a \cdot N_D + b \cdot N_D^2 + c \cdot C_{CH} + d \cdot C_{CH}^2) \cdot k, \text{ kg/h; (1)}$$

$$a = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/(h\%)}; b = 5,0 \cdot 10^{-5} \text{ kg/(h\%^2)};$$

$$c = 0,45 \cdot f, \text{ kg/(h\cdot ppm)}; d = 0,33 \cdot f^2 \text{ kg/(h\cdot ppm^2)};$$

$$f = \frac{4,78 \cdot 10^{-3} \cdot (G_{air} + G_f)}{0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_f}; \quad (2)$$

$$k = 10^{-3} \cdot (0,7734 \cdot G_{air} + 0,7239 \cdot G_f), \text{ kg/h. (3)}$$

where G_f and G_{air} – mass hourly fuel and air consumption of PICE, kg/h.

In accordance with results of motor bench tests of autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 exhaust system of which equipped with DPF that given in studies [11, 12] we can conclude the following points:

- magnitude of the value N_D changes in the range from 10 % (regime of minimal idle – regime A) to 72 % (regime of maximal torque – regime B);

- magnitude of the value C_{CH} changes in the range from 35 ppm (regime B) to 250 ppm (regime A);

- magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$, $K_{CE}(N_D)$ and $K_{CE}(C_{CH})$ are not equal each other for the same steady PICE operational regimes (points of PICE operational regimes field);

- magnitudes of the values N_D and C_{CH} has nonlinear impact on magnitude of the value G_{PM} because in formula (1) these values are both in the first and in the second degree;

- magnitude of the value N_D in the range that observed on motor test bench has much more significant impact on the value G_{PM} than the magnitude of the value C_{CH} .

Equation (1) is illustrated on Fig. 1 in form of isolines family with constant magnitudes of influencing factors.

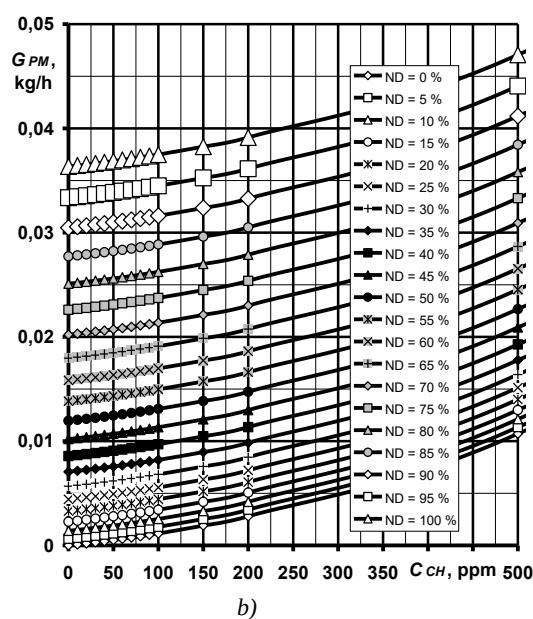
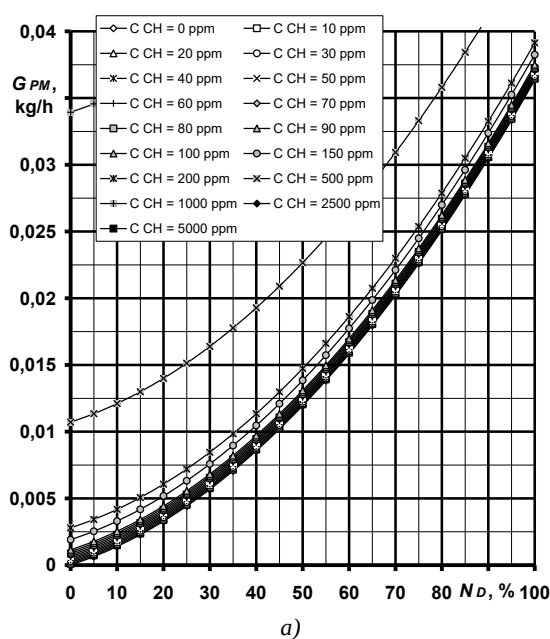


Fig. 1. Isolines of dependences of magnitude of mass hourly PM emission in PICE EG flow G_{PM} from the magnitudes of values coefficient of weakening of light flux N_D (a) and volume concentration of unburned hydrocarbons in EG flow C_{CH} (b)

Analysis of relationship between magnitudes of operation efficiency coefficients of DPF for opacity and PM emission

The data that experimentally obtained during bench motor tests of operational characteristics of DPF which was developed with the participation of the author of this study showed in studies [11, 12] and was used in the study as initial data.

Under the term “DPF operational efficiency coefficient for opacity, PM and unburned hydrocarbons emission” we understand the values that described by formulas (4) – (6).

$$K_{CE}(G_{PM}) = (G_{PM,ICE} - G_{PM,DPF}) / G_{PM,ICE} \cdot 100\%, (4)$$

$$K_{CE}(N_D) = (N_{D,ICE} - N_{D,DPF}) / N_{D,ICE} \cdot 100\%, (5)$$

$$K_{CE}(C_{CH}) = (C_{CH,ICE} - C_{CH,DPF}) / C_{CH,ICE} \cdot 100\%, (6)$$

where indexes DPF and ICE marks the values for the cases of PICE exhaust system of which equipped and not equipped with DPF respectively.

From the results of analysis of data from studies [11, 12] we can conclude the following points:

– studied DPF improves simultaneously indicators of EG opacity (N_D) and EG toxicity (C_{CH}), but together with declination of indicators of PICE fuel efficiency (from 5.2 % (regime A) to 3.7 % (regime B)) because it has the hydraulic resistance (from 5.2 kPa (regime A) to 11.4 kPa (regime B));

– magnitude of the value $K_{CE}(G_{PM})$ changes in the range from 75 % (regime B) to 32 % (regime A);

– magnitude of the value $K_{CE}(N_D)$ changes in the range from 62 % (regime B) to 28 % (regime A);

– magnitude of the value $K_{CE}(C_{CH})$ changes in the range from 9 % (regime B) to 14 % (regime A);

– magnitude of the value G_{PM} changes in the range from $22.7 \cdot 10^{-3}$ kg/h (regime B) to $2.7 \cdot 10^{-3}$ kg/h (regime A).

Dependences of magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ from magnitude of the value $N_{D,ICE}$ at invariant magnitude of the value $N_{D,DPF}$ for different diapasons of values of readings of opacimeter is presented on Fig. 2.

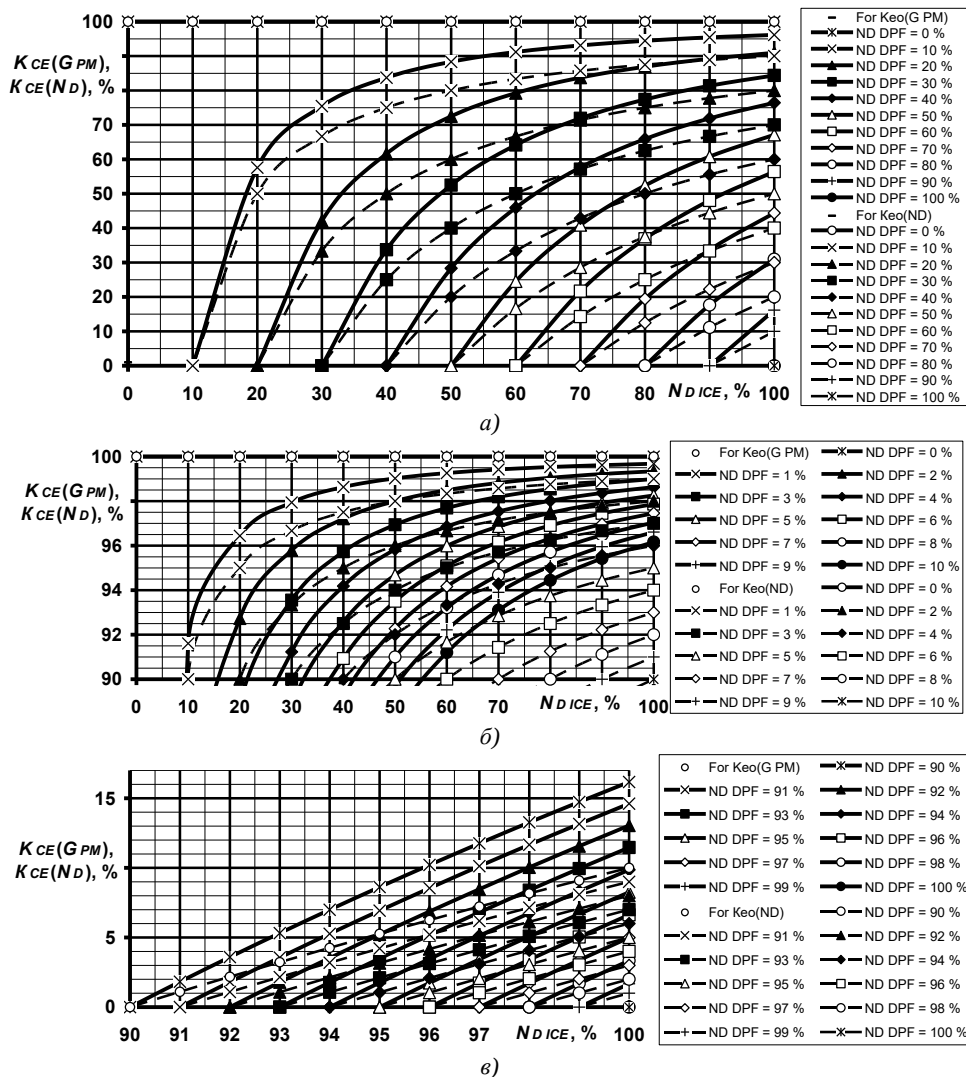


Fig. 2. Dependences of magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ from magnitude of the value $N_{D,ICE}$ at invariant magnitude of the value $N_{D,DPF}$ for different diapasons of values of readings of opacimeter

On the Fig. 2 it can be seen that magnitude of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ in case of invariant values of readings of opacimeter and presence of DPF $N_{D,DPF}$ are depends from the values of readings of opacimeter and absence of DPF $N_{D,ICE}$ nonlinearly and also curvature of them decreases almost to zero due to decreasing of the value $N_{D,DPF}$ as well as difference between magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ that also increase due to increasing of value $N_{D,ICE}$.

On the Fig. 3 there are curves of dependences of relationship between magnitudes of values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ from magnitudes of values $N_{D,ICE}$ (readings of opacimeter) at constant magnitude of value C_{CH} (readings of gas analyzer) that averaged on the step $\Delta N_D = 10\%$ for whole diapasons of change of magnitude of influencing factors $N_{D,ICE} = 0 - 100\%$ and $C_{CH} = 0 - 5000$ ppm. Also on Fig. 3 showed the dependence of value $\Delta N_D/N_D$ from value $N_{D,ICE}$.

On the Fig. 4 there are curves of dependences of

relationship between magnitudes of values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ from magnitudes of values $N_{D,ICE}$ at constant magnitude of value $C_{CH} = 0$ ppm and constant magnitude of value $N_{D,DPF}$ and $N_D = 0 - 100\%$.

Thus, the Fig. 2 shows, that magnitudes of value $K_{CE}(N_D)$ always less than magnitudes of value $K_{CE}(G_{PM})$. It means that in the case of assessment of DPF operational efficiency with using of the magnitudes of value $K_{CE}(N_D)$ such efficiency will always be undervalued in comparison with the case of using of magnitudes of value $K_{CE}(G_{PM})$. The magnitude of such effect depends from magnitudes of value $N_{D,ICE}$ (there is direct correlation) as well as from magnitudes of value $N_{D,DPF}$ (there is reverse correlation).

The qualitative aspects of that effect which was determined on the Fig. 2 can be assessed quantitatively based on data showed on the Fig. 3. It can be seen that the magnitude of such effect depends from magnitudes of value C_{CH} and reaches of its maximum 168% at $C_{CH} = 0$ ppm, $N_{D,ICE} = 100\%$ and $K_{CE}(N_D) = \Delta N_D = 10\%$.

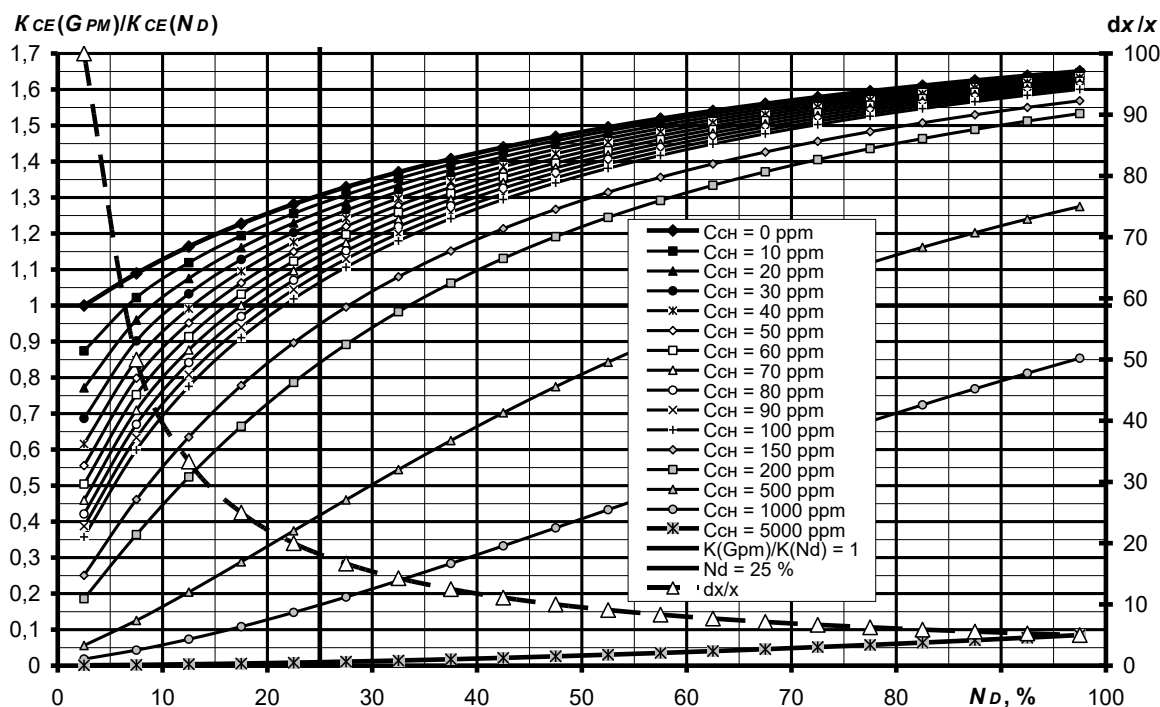


Fig. 3. Curves of dependences of ratio between magnitudes of values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ from magnitudes of values $N_{D,ICE}$ at constant magnitude of value C_{CH} that averaged on the step $\Delta N_D = 10\%$ for whole diapasons of change of magnitude of influencing factors $N_{D,ICE} = 0 - 100\%$ and $C_{CH} = 0 - 5000$ ppm

On the Fig. 3 can be seen that magnitude of ratio of coefficients $K_{CE}(G_{PM})/K_{CE}(N_D)$ on every selected step $\Delta N_D = N_{D,ICE} - N_{D,DPF} = 10\%$ has nonlinear dependence from magnitudes of the value of $N_{D,ICE}$ and increase with it at any magnitudes of the value C_{CH} . The border curve at $C_{CH} = 0$ ppm is not contain the points with magnitudes less than 1.0 and maximum value 1.68 the observed ratio reaches at $N_{D,ICE} = 100\%$. Curvature of isolines decreases with increasing of magnitude of the value C_{CH} and at $C_{CH} = 500$ ppm comes to naught. Influence of magnitudes of the value

C_{CH} on magnitudes of the value observed ratio until $C_{CH} = 500$ ppm with increasing of magnitudes of the value $N_{D,ICE}$ are declining and at $C_{CH} > 500$ ppm on the contrary – rises. When $C_{CH} > 0$ ppm the observed ratio can take on values that less than 1.0 at with well-defined magnitudes of the value $N_{D,ICE}$. The coordinates of the points of equality of magnitudes of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$, that is $N_{D,ICE}$ and C_{CH} , has direct correlation together. From certain magnitude of the value C_{CH} (about 900 ppm) the value of observed ratio always has magnitudes less than 1.0.

The curve dx/x on the Fig. 3 is the ratio $\Delta N_D/N_{D,ICE}$ and reflexes the relative value of contribution of selected step of decreasing of absolute value of opacity of EG flow with using of DPF that detected as the difference in readings of opacimeter on the background of the current level of indicators of PICE EG opacity.

At worded above diapasons of values $N_{D,ICE}$ and C_{CH} the ratio $K_{CE}(G_{PM})/K_{CE}(N_D)$ mostly has magnitudes more than 1.0.

On the Fig. 4 can be seen, that ratio of the values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ at constant values of readings of opacimeter and presence of DPF in PICE exhaust system $N_{D,DPF}$ depends from values of readings of opacimeter and absence of DPF in PICE exhaust system $N_{D,ICE}$ nonlinearly for the case of when $N_{D,ICE} > N_{D,DPF}$ and $C_{CH} = 0$ ppm and always greater than 1.0 (that is belongs to the range 1.0 – 1.68) and increases with rising of value $N_{D,DPF}$ and declining of value $N_{D,ICE}$.

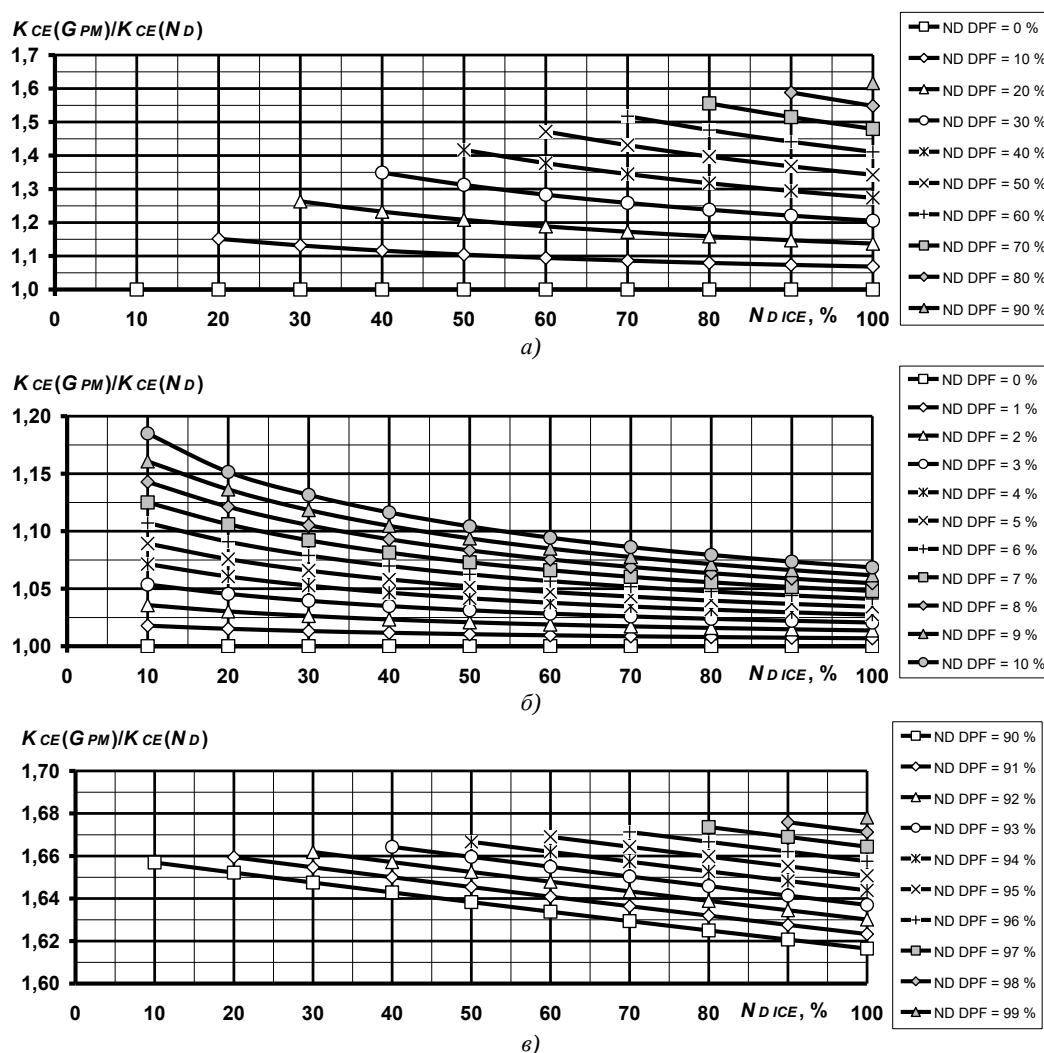


Fig. 4. Curves of dependences of relationship between magnitudes of values $K_{CE}(G_{PM})$ and $K_{CE}(N_D)$ from magnitudes of values $N_{D,ICE}$ at constant magnitude of value $C_{CH} = 0$ ppm and constant magnitude of value $N_{D,DPF}$ and $N_D = 0 - 100$ %

Conclusions

Thus, in this study were analyzed and numerical investigated the conversion formula of prof. I.V. Parsadanov about the influence of indicators of PICE EG opacity and toxicity on magnitude of value of PM mass hourly emission in diesel engine EG flow.

It was showed that the magnitudes of values of efficiency coefficients of operation of DPF of diesel ICE for indicators of opacity and concentration of unburned hydrocarbons in EG which was obtained by

direct measurements during bench motor tests and also mass hourly emission of PM in EG flow which was obtained with using of the conversion formula, is not equal to each other for every individual operational regime of diesel engine.

Calculation assessment and graphical illustration of relationship between magnitudes of this coefficients for opacity and emission of PM for whole diapason of changing of influencing factors was carried out.

The research was carried out in the framework of

scientific work of young scientists, which is carried out at the expense of the general fund of the state budget of Ukraine of Berdyansk State Pedagogical University «Development of technology for assessing the quality and safety of nanotechnologies products during their life cycle» (State Registration № 0117U003860, 2017 – 2018) and also science and research work of Applied Mechanic Department of National University of Civil Protection of Ukraine «Methodological support for criteria-based assessment of ecological system management system of power plants of emergency rescue vehicles functioning process efficiency» (State Registration № 0117U003860, 2017 – 2018).

Bibliography:

1. Сучасні способи підвищення екологічної безпеки експлуатації енергетичних установок: монографія / С.О. Вамболь, О.П. Стрков, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко. – Х.: НУЦЗУ, Стиль-Іздат (ФОР Бровін О.В.), 2015. – 212 с. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3529>.
2. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія / І.В. Парсаданов – Х.: Центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с. 3. Scientific and practical problems of application of ecological safety management systems in technics and technologies: Monograph / S.O. Vambol, V.V. Vambol, Y.O. Suchikova, I.V. Mishchenko, O.M. Kondratenko // Opole: Academy of Management and Administration, 2017. – 205 p. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3530>.
4. Критеріальне оцінювання рівня екологічної безпеки процесу експлуатації енергетичних установок: монографія / С.О. Вамболь, В.В. Вамболь, О.М. Кондратенко, І.В. Міщенко. – Х.: НУЦЗУ, Стиль-Іздат (ФОР Бровін О.В.), 2018. – 320 с. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/36>.
5. Alkidas A.C. Relationship between smoke measurements and particulate measurements / A.C. Alkidas // SAE Technical Paper Series. – 1984. – № 840412. – pp. 10–21. 6. Muntean G.G. A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust / G.G. Muntean // SAE paper. – 1999. – № 1999-01-0515. – 9 p. 7. Hardenberg H. Grenzen der Rußmassbestimmung aus optischen Transmessungen / H. Hardenberg, H. Albrecht // MTZ: Motortechn. Z. – 1987. – № 48/2. – pp. 51–54. 8. Formation of filamentary structures of oxide on the surface of monocrystalline gallium arsenide / S.O. Vambol, I.T. Bohdanov, V.V. Vambol, Y.O. Suchikova, O.M. Kondratenko, T.P. Nesterenko, S.V. Onyschenko // Journal of Nano and Electronic Physics. – Vol. 9, № 6. – Sumy: Sumy State University, 2017. – pp. 06016-1–06016-4. – Available at: http://jnep.sumdu.edu.ua:8080/download/numbers/2017/6/articles/JNEP_06016.pdf.
9. Photoluminescence of Porous Indium Phosphide: Evolution of Spectra During Air Storage [Electronic resource] / Y. Suchikova, I. Bogdanov, S. Onishchenko, S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko // Proceedings of the 2017 IEEE 7th International Conference on Nanomaterials: Applications and Properties (NAP-2017) (10–15 Sept. 2017). – Sumy: Sumy State University, 2017. – pp. 138–141 (01PCSI30-4). – Available at: <http://nap.sumdu.edu.ua/index.php/nap/nap2017>.
10. Investigation

of the porous GaP layers' chemical composition and the quality of the tests carried out / S. Vambol, V. Vambol, Y. Suchikova, I. Bogdanov, O. Kondratenko // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. – Issue 2018/2 (86). – Poland, Gliwice: International OCSCO World Press, 2018. – pp. 49–60. – Available at: <https://journalamme.org/resources/html/article/details?id=170737>.
- 11. Кондратенко О.М. Математична модель ефективності роботи фільтра твердих частинок дизеля / О.М. Кондратенко, О.П. Стрков, С.О. Вамболь, А.М. Авраменко // Науковий вісник НГТУ. – Дніпропетровськ: НГТУ, 2015. – № 6(150). – С. 55–61. – Режим доступу: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2227>.
- 12. Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system / S. Vambol, V. Vambol, O. Kondratenko, Y. Suchikova, O. Hurenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – № 3/10(87). – Kharkiv: USURT, 2017. – pp. 63–73. – Available at: <http://journals.urau.ua/eejet/article/view/File/102314/100169>.

Bibliography (transliterated):

1. Vambol, S.O., Stokov, O.P., Vambol, V.V., Kondratenko, O.M. (2015), "Modern methods for improving the ecological safety of power plants exploitation: monograph" [Suchasni sposoby pidvyshchenn'a ekologichnoi' bezpeky ekspluatatsii energetychnykh ustanovok: Monografija], Kharkiv, Publ. Styl-Izdat, 212 p. Available at: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3529>.
2. Parsadanov, I.V. (2003), "Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on complex fuel and ecological criteria: monograph" [Pidvyshchennja yakosti i konkurentospromozhnosti dyzeliv na osnovi kompleksnogo palyvno-ekologichnogo kryteriju: monografija], Kharkiv, Publ. NTU "KhPI", 244 p.
3. Vambol, S.O., Vambol, V.V., Suchikova, Y.O., Mishchenko, I.V., Kondratenko, O.M. (2017), "Scientific and practical problems of application of ecological safety management systems in technics and technologies: Monograph", Poland, Opole, Publ. Academy of Management and Administration, 205 p. Available at: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3530>.
4. Vambol, S.O., Vambol, V.V., Kondratenko, O.M., Mishchenko, I.V. (2018), "Criteria based assessment of ecological safety level of exploitation process of power plants: Monograph" [Kryterial'ne otcinuvannja rivnja ekologichniji bezpeky procesu ekspluatatsiji energetychnykh ustanovok: Monografija], Kharkiv, Publ. Styl-Izdat, 320 p. Available at: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/3529>.
5. Alkidas, A.C. (1984), "Relationship between smoke measurements and particulate measurements", SAE Technical Paper Series, № 840412, pp. 10–21.
6. Muntean, G.G. (1999), "A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust", SAE paper, № 1999-01-0515, 9 p. DOI: 10.4271/1999-01-0515.
7. Hardenberg, H., Albrecht, H. (1987), "Grenzen der Rußmassbestimmung aus optischen Transmessungen", MTZ: Motortechn. Z. № 48/2, p. 51–54.
8. Vambol, S.O., Bohdanov, I.T., Vambol, V.V., Suchikova, Y.O., Kondratenko, O.M., Nesterenko, T.P., Onyschenko, S.V. (2017), "Formation of filamentary structures of oxide on the surface of monocrystalline gallium arsenide", Journal of Nano- and Electronic Physics, Vol. 9, № 6, Sumy, Publ. Sumy State University, pp. 06016-1–06016-4. Available at: http://jnep.sumdu.edu.ua:8080/download/numbers/2017/6/articles/JNEP_06016.pdf. DOI: 10.21272/jnep.10(3).03001.
9. Suchikova, Y., Bogdanov, I., Onishchenko, S., Vambol, S., Vambol, V., Kondratenko, O. (2017), "Photoluminescence of Porous Indium Phosphide: Evolution of Spectra During Air Storage" [Electronic resource], Proceedings of the 2017 IEEE 7th International Conference on Nanomaterials: Applications and Properties (NAP-2017) (10–15 Sept. 2017), Sumy, Publ. Sumy State University, pp. 138–141 (01PCSI30-4). Available at: <http://nap.sumdu.edu.ua/index.php/nap/nap2017>.
10. Vambol, S., Vambol, V., Suchikova, Y., Bogdanov, I., Kondratenko, O. (2018), "Investigation of the porous GaP layers' chemical composition and the quality of the tests carried out" Journal of Achievements in Materials and Man-

ufacturing Engineering, Issue 2018/2(86), Poland, Gliwice, Publ. International OCSCO World Press, pp. 49–60. Available at: <https://journal.ammec.org/resources/html/article/details?id=170737>. DOI: 10.5604/01.3001.0011.8236. 11. Kondratenko, O.M., Stokov, O.P., Vambol, S.O., Avramenko, A.M., (2015), "Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter" [Математична модель ефективності роботи фільтра твердих частинок дизельного двигуна], Dnipropetrovsk, Scientific Bulletin of NMU, Publ. NMU, Issue

6 (150), pp. 55–61. Available at: <http://repositc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2227>. 12. Vambol, S., Vambol, V., Kondratenko, O., Suchikova, Y., Hurenko, O. (2017), "Assessment of improvement of ecological safety of power plants by arrangement of pollutants neutralization system" Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, № 3/10(87), Kharkiv, Publ. UkrSURT, pp. 63–73. Available at: <http://journals.uran.ua/eejet/article/viewFile/102314/100169>. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.102314.

Поступила в редакцію 08.06.2018 г.

Kondratenko Olexandr Mykolayovych – Cand. Sci.(Tech.), Docent of Applied Mechanics Dept., National University of Civil Protection of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, e-mail: kongratenkoom2016@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9687-0454>, Scopus ID: 57144373800.

Кондратенко Александр Николаевич – канд. техн. наук, доцент кафедры прикладной механики, Национальный университет гражданской защиты Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: kongratenkoom2016@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9687-0454>, Scopus ID: 57144373800.

ДОСЛІДЖЕННЯ СПІВВІДНОШЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ФІЛЬТРА ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК ДИЗЕЛЬНОГО ДВЗ. ЧАСТИНА 1: ВИКИД ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК І ДИМНІСТЬ

О. М. Кондратенко

Проаналізовано і розрахунково досліджено формулу перерахунку проф. І.В. Парсаданова як одного з актуальних питань метрологічних особливостей процесу отримання значень масового годинного викиду твердих частинок поршневого ДВЗ на моторному випробувальному стенді, не обладнаному тунелем розведення. Метою дослідження є виявлення співвідношення значень коефіцієнтів ефективності роботи фільтра твердих частинок дизельного поршневого ДВЗ за викидами твердих частинок та димністю відпрацьованих газів із застосуванням формули перерахунку для всього діапазону зміни значень впливаючих факторів. Показано, що значення коефіцієнтів ефективності роботи фільтра твердих частинок дизельного двигуна внутрішнього згоряння за показниками димності й концентрації незгорілих вуглеводнів у відпрацьованих газах, отримані прямими вимірюваннями у ході стендових моторних випробувань, а також масового годинного викиду твердих частинок з потоком відпрацьованих газів, отримані за вказаною формулою перерахунку, не збігаються для кожного стаціонарного режиму його роботи. Розрахунково оцінено та проілюстровано графічно співвідношення значень цих коефіцієнтів за димністю і викидом твердих частинок для всього діапазону зміни впливаючих факторів.

ИССЛЕДОВАНИЕ СООТНОШЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ФИЛЬТРА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЬНОГО ДВС. ЧАСТЬ 1: ВЫБРОС ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ И ДЫМНОСТЬ

А. Н. Кондратенко

Проанализирована и расчетно исследована формула пересчета проф. И.В. Парсаданова, как один из актуальных вопросов метрологических особенностей процесса получения значений массового часового выброса твердых частиц поршневым ДВС на моторном испытательном стенде, не оборудованном туннелем разбавления. Целью исследования является выявление соотношения значений коэффициентов эффективности работы фильтра твердых частиц дизельного поршневого ДВС по выбросу твердых частиц и дымностью отработавших газов с применением формулы пересчета для всего диапазона изменения значений влияющих факторов. Показано, что значения коэффициентов эффективности работы фильтра твердых частиц дизельного двигателя внутреннего сгорания по показателям дымности и концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах, полученные прямыми измерениями при стендовых моторных исследованиях, а также массового часового выброса твердых частиц с потоком отработавших газов, полученные по упомянутой формуле пересчета, не совпадают для каждого стационарного режима работы двигателя. Расчетно оценено и проиллюстрировано графически соотношение значения этих коэффициентов по дымности и выбросу твердых частиц для всего диапазона влияющих факторов.

А.П. Полив'янчук, І.В. Парсаданов, О.І. Каслін, О.О. Скурідіна

КОНЦЕПТУАЛЬНІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНИХ СИСТЕМ КОНТРОЛЮ ВИКИДІВ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛІВ

Запропоновано концепцію створення на базі компактних і мобільних міні- та мікротунелів універсальних систем екологічної сертифікації транспортних дизельних двигунів, які дозволяють визначати показники масових, питомих та середньоексплуатаційних викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів. В основі концепції лежать принципи підвищення компактності, динамічності, точності і ефективності керування вимірювального обладнання. Наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень і розробок, які складають науково-практичну базу для підвищення універсальності міні- та мікротунелів: математичні моделі результуючої похибки вимірювань викиду твердих частинок, теплового стану газової проби в тунелі, комплексної оцінки ефективності тунелю за критеріями точності і економічної ефективності використання; методи: компенсаційного відбору проби відпрацьованих газів, динамічного контролю твердих частинок з використанням оптико-електронного чуттєвого елементу, прискореного вимірювання викиду твердих частинок; макетні зразки мінітунелю з ізокінетичним пробовідбірником МТ-1, мікротунелів МКТ-1 і МКТ-2; випробувальних стендів для досліджень теплових процесів в тунелі, ізокінетичного та компенсаційного режимів відбору проб відпрацьованих газів, результатів експериментального відпрацювання сертифікаційних процедур вимірювань викидів твердих частинок автомобільних, тракторних та тепловозних дизелів.

Вступ

Сьогодні при створенні транспортних двигунів особливу увагу приділяють їх екологічним показникам, які характеризують негативний вплив цих силових установок на навколишнє середовище. Особливо це стосується дизелів, робочі процеси в яких супроводжуються утворенням більш токсичних та агресивних речовин, ніж при роботі бензинових та газових двигунів.

Серед найбільш небезпечних речовин, що містяться у відпрацьованих газах (ВГ) дизелів, є тверді частинки (ТЧ), які визначають як весь матеріал, зібраний на спеціальних фільтруючих засобах після пропускання крізь них ВГ, розбавлених чистим повітрям до температури, що не перевищує 52 °С [1].

Масовий викид ТЧ з ВГ дизелів є нормативним показником, для визначення якого використовують спеціальні вимірювальні системи – розбавляючі тунелі, найбільш поширеними з яких за своєю мобільністю та зручністю у експлуатації є мінітунелі (МТ) та мікротунелі (МКТ). При проектуванні сучасних тунелів вирішують актуальну задачу підвищення їх універсальності – можливостей використання при випробуваннях дизелів різних типів та реалізації різних випробувальних процедур – стаціонарних і транзйентних циклів. В даній роботі авторами на основі досвіду розробки та експлуатації тунелів запропоновано концепцію створення універсальних систем екологічного діагностування транспортних дизелів на базі МТ і МКТ.

Постановка задачі

Метою роботи є створення концептуальних основ для розробки на базі міні- та мікротунелів універсальних мобільних систем екологічного діагностування транспортних дизелів за показниками масових, питомих та середньоексплуатаційних викидів ТЧ з ВГ.

Для досягнення цієї мети було систематизовано результати аналізу світового досвіду, результати теоретичних та експериментальних досліджень, які проводились під керівництвом професора Звонова В.О. співробітниками Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля у період 1996-2008 рр. та були продовжені фахівцями Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» та Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова у період 2009-2017 рр.

Загальна характеристика компонентів схем міні- та мікротунелів. МТ і МКТ відносяться до частковопотокових систем відбору проб ВГ дизеля, які є більш компактними і мобільними ніж еталонні повнопотокові тунелі (рис. 1).

В МТ модулі пробопідготовки – розбавлення ВГ повітрям та відбору проб ТЧ на фільтри, мають різні газодувки з масовими витратами 10...50 г/с та 1,2...2,5 г/с, відповідно; розміри трубопроводу розбавлення ВГ – тунелю цих систем – діаметр (D) × довжина (L) складають 7,5...10 × 75...100 см (рис. 1,а).

В МКТ вузли пробопідготовки і відбору проб ТЧ на фільтри поєднані у один модуль з загальною

газовування, продуктивність якої становить 1,2...2,5 г/с; це дозволяє скоротити габаритні розміри тунелю до $D \times L = 2,5...4,0 \times 25...40$ см (рис. 1,б).

МТ і МКТ використовуються для визначення масових, питомих та середньоексплуатаційних викидів ТЧ в ході проведення довільних, дослідницьких та сертифікаційних випробувань дизелів, які проводяться у відповідності до вимог нормативних документів [1-3].

Концепція створення на базі міні- та мікротунелів універсальних систем екологічного діагностування дизелів базується на чотирьох основних принципах[4]:

1) *підвищення компактності обладнання за*

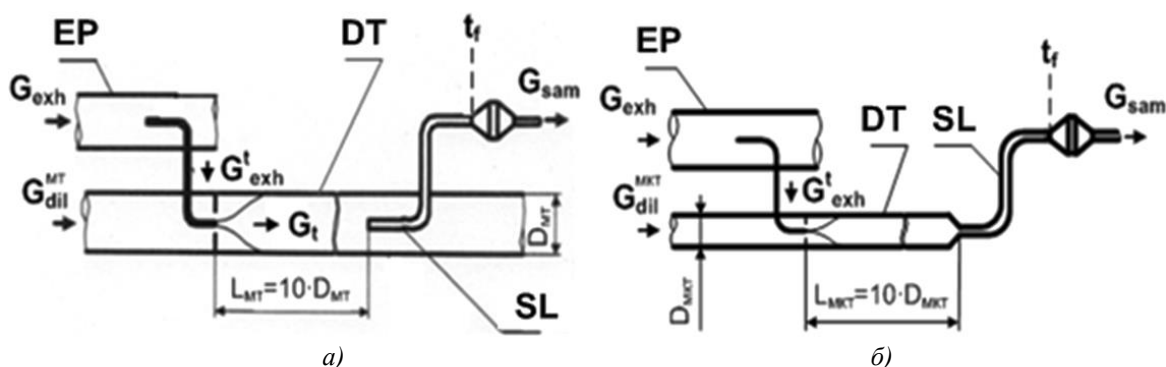


Рис. 1. Принципові схеми частковопотокових систем контролю викидів дизельних ТЧ:

а) мінітунелю; б) мікротунелю

3) *підвищення точності гравіметричного методу вимірювань* за рахунок зменшення його інструментальної та методичної похибок; це дозволить забезпечити потрібну точність МТ і МКТ в умовах зменшення норм на викиди ТЧ від дизелів;

4) *модернізація алгоритму роботи та програмного забезпечення тунелів* шляхом врахування в них існуючих та перспективних процедур випробувань різних дизелів та методик обробки даних; це дозволить розширити галузь застосування МТ і МКТ на всі типи транспортних дизелів.

Науково-практична база для підвищення універсальності МТ і МКТ складається з наступних результатів досліджень та розробок.

Математичні моделі для визначення технічних характеристик та показників ефективності тунелів:

– *математична модель теплового стану проби в тунелі*, яка дозволяє визначати потрібні параметри процесу розбавлення ВГ повітрям в тунелі – коефіцієнт розбавлення та температуру проби перед фільтром для відбору ТЧ [9]; ці параметри повинні відповідати умовам розбавлення ВГ в повнопотоковому тунелі, що забезпечує виключення

рахунок мінімізації масогабаритних показників тунелів; це дозволить підвищити їх мобільність та зручність використання, зменшити продуктивність газодувок, енергетичні і економічні витрати на їх функціонування;

2) *підвищення динамічності систем пробопідготовки та відбору проб ТЧ* за рахунок використання малоінерційних методів контролю робочих процесів цих систем; це забезпечить можливість використання МТ і МКТ при виконанні високодинамічних випробувальних циклів – European Transient Cycle (ETC), Worldwide Transient Vehicle Cycle (WTV), Worldwide heavy-duty transient cycle (WHTC) та ін. [5–8];

методичної похибки гравіметричного методу контролю викидів дизельних ТЧ;

– *математична модель для визначення результуючої похибки вимірювань масового викиду ТЧ* як суми її інструментальної та методичної складових [9]; ця модель дозволяє оцінювати точність МТ і МКТ та визначати вплив на неї похибок вимірювального обладнання та умов розбавлення ВГ в тунелі;

– *комплексна математична модель оцінки ефективності тунелю* за трьома критеріями: точності вимірювань, потрібної витрати палива на проведення випробувань та вартості процедури випробувань [9]; на основі цієї моделі може проводитись оптимізація технічних та експлуатаційних параметрів МТ і МКТ за вказаними критеріями.

Нові методи контролю проби ВГ і концентрації ТЧ в тунелі:

– *компенсаційний метод контролю проби ВГ*, яка відбирається з вихлопної системи дизеля [10]; цей метод забезпечує потрібну точність вимірювань та є у 5...8 разів дешевим, ніж відомий аналог – диференційний метод, який використовується у мікротунелі AVL SPC 472 [11, 12];

– метод динамічного контролю викидів ТЧ з оптико-електронним чутливим елементом, який дозволяє визначати миттєві значення концентрацій ТЧ у ВГ при роботі дизеля на сталих та несталих режимах випробувань [9];

– метод прискореного виміру масового викиду ТЧ з ВГ дизеля, який дозволяє визначати цей екологічний показник з мінімально можливими витратами часу при умові забезпечення потрібної точності вимірювань [9]; найбільш затребуваний цей метод у екологічному діагностуванні габаритних дизелів – тепловозних, суднових та ін., випробування

яких характеризуються значними витратами палива та мають високу вартість.

Макетні зразки систем контролю масових викидів ТЧ з ВГ дизелів, які розроблені у відповідності до вимог міжнародних стандартів (рис. 2, 3) [1-3]:

– мінітунель з ізокінетичним пробовідбірником МТ-1, який має такі технічні характеристики: розміри тунелю – $D \times L = 8,5 \times 100$ см; продуктивність газодувки: модулю розбавлення ВГ – 25 г/с, лінії відбору проб ТЧ – 1,2 г/с; режим відбору ВГ – ізокінетичний [9];

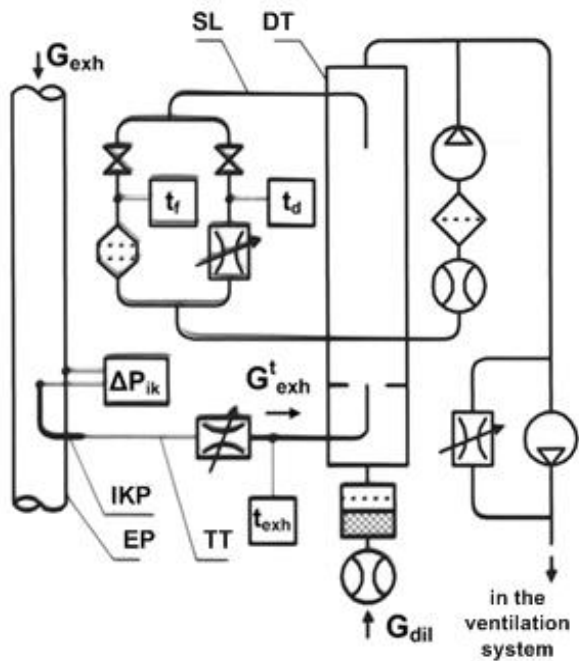


Рис. 2. Принципова схема та загальний вигляд мінітунелю МТ-1

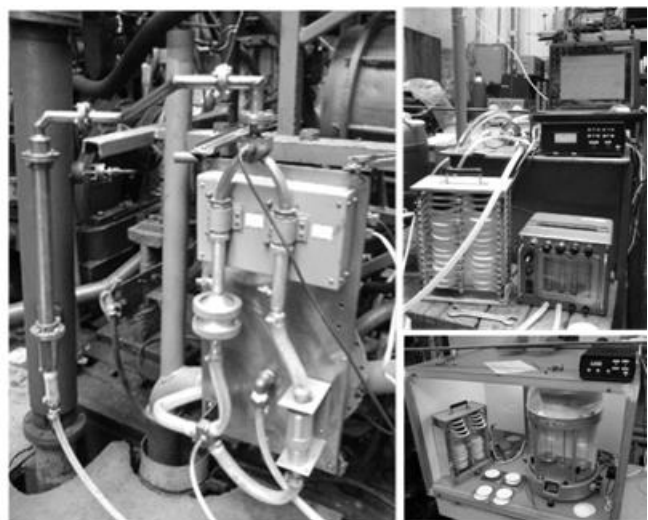
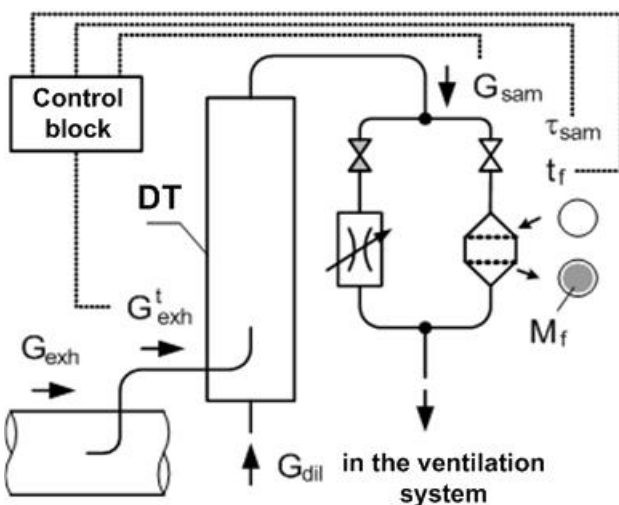


Рис. 3. Принципова схема і загальний вигляд мікротунелю МКТ-2 та його елементів

– мікротунелі: МКТ-1 – неавтоматизована система та МКТ-2 – автоматизована система, які мають такі технічні характеристики: розміри тунелю – $D \times L = 3,0 \times 30$ см; продуктивність загальної газодувки модулю розбавлення ВГ та лінії відбору

проб ТЧ – 1,2 г/с; режими відбору ВГ – ізокінетичний, пропорційний, постійний; режим керування МКТ-2 – від ПК з використанням спеціально розробленого програмного забезпечення (рис. 4) [9].

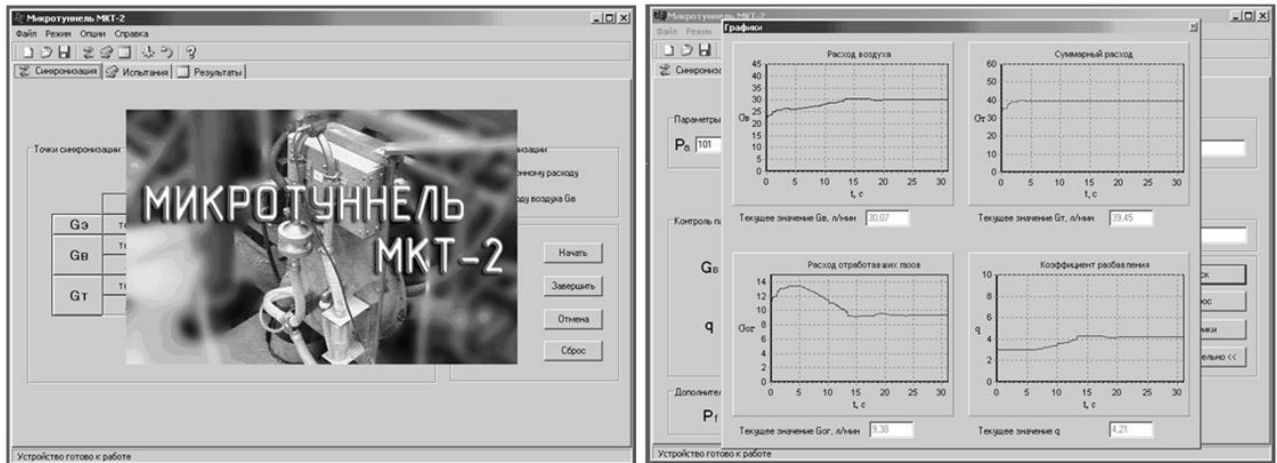


Рис. 4. Програмне забезпечення мікротунелю МКТ-2

Випробувальні стенди для досліджень робочих процесів у тунелях:

– стенд для досліджень теплових процесів у тунелях (рис. 5); на цьому стенді було досліджено процес теплопередачі через стінку тунелю та встановлено критеріальне рівняння цього процесу у безрозмірній формі [9];

– безмоторний стенд для досліджень ізокінетичного та компенсаційного режимів відбору проб ВГ (рис. 6); на цьому стенді були експериментально визначені умови використання ізокінетичного пробовідбірника мінітунелю МТ-1 та підтверджено практичну придатність компенсаційного методу контролю проби ВГ [9].

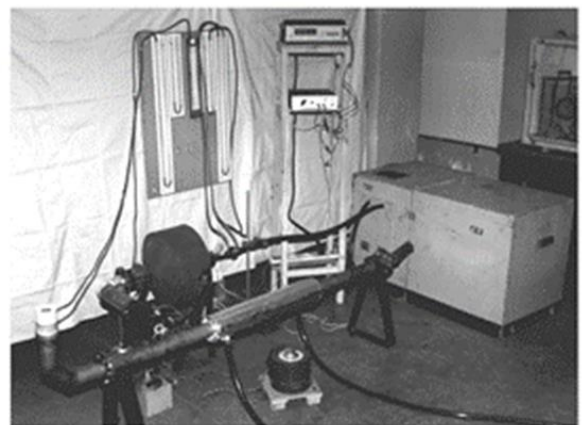
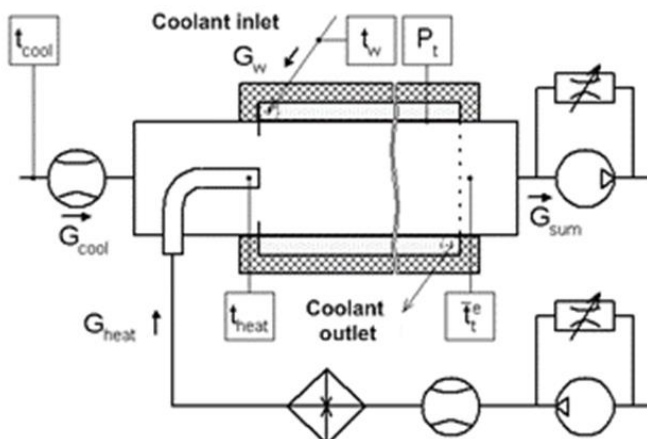


Рис. 5. Принципова схема та загальний вигляд стенду для досліджень теплових процесів у тунелях

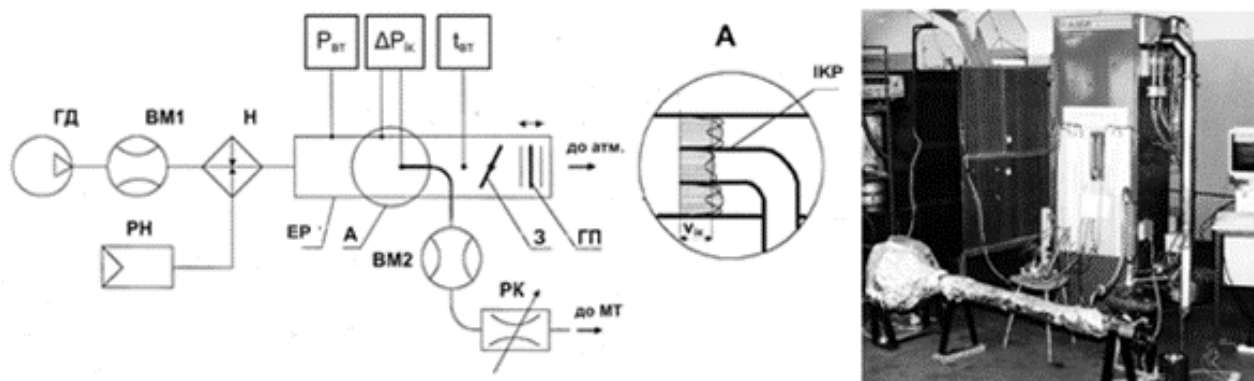


Рис. 6. Принципова схема та загальний вигляд безмоторного випробувального стенду

Результати експериментального відпрацювання процедур сертифікаційних випробувань дизелів: автомобільного 4ЧН12/14 – за 13-ступінчастим циклом R-49 та циклом ESC, тракторного

Д-242 – за 8-ступінчастим циклом R-96 і тепловозного 6ДН – за циклами ISO-8178F та ДСТУ 32.01-94 (рис. 7) [9].

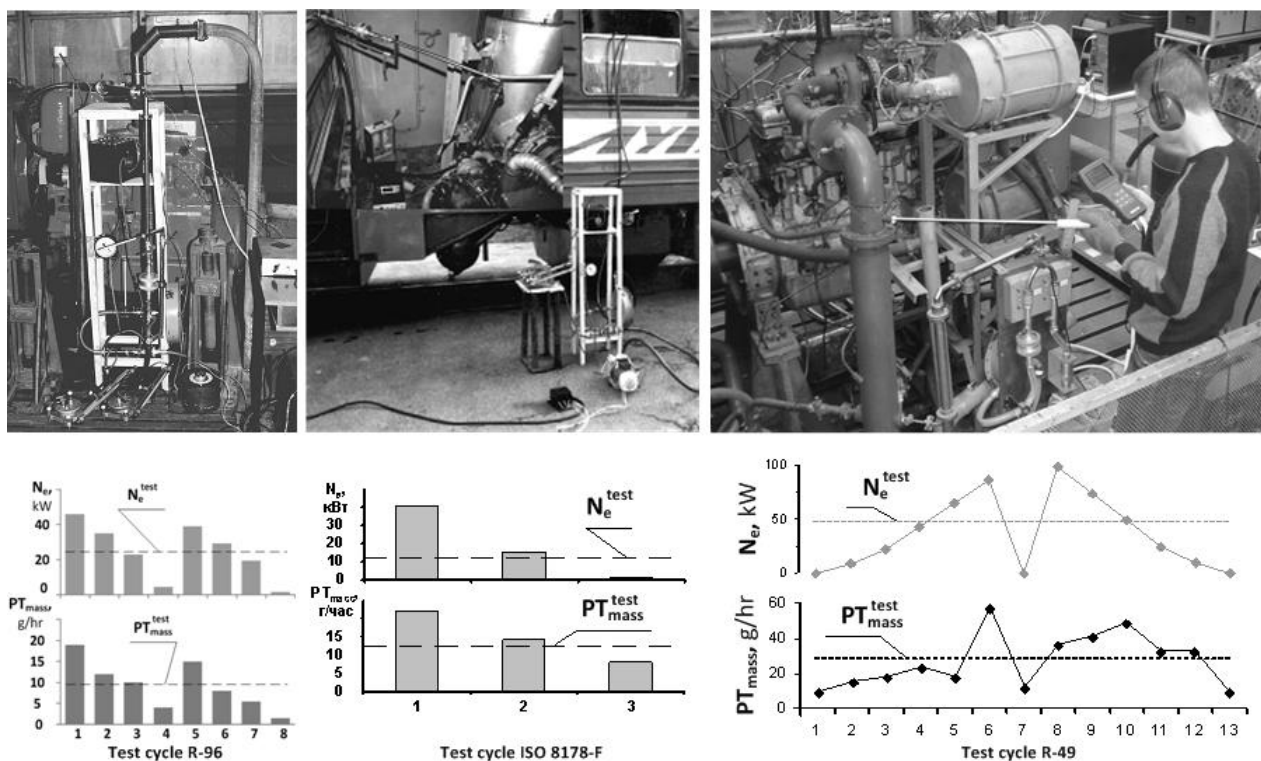


Рис. 7. Екологічні випробування тракторного, тепловозного і автомобільного дизелів з МКТ-1 і МКТ-2

На базі приведених результатів досліджень може бути створено сучасну вітчизняну вимірювальну систему екологічного діагностування і сертифікації транспортних дизелів різного призначення за нормованим показником масового викиду ТЧ.

Висновки

1. З розширенням області нормування масових викидів ТЧ з ВГ дизелів - автомобільних, тепловозних, сільськогосподарського призначення та

ін., виникає необхідність підвищення універсальності систем контролю цього екологічного показника – розбавляючих тунелів, найбільш ефективними з яких є компактні недорогі мікротунелі. В роботі обґрунтовано доцільність використання при створенні мікротунелів принципів: підвищення компактності обладнання; підвищення динамічності систем прободіготовки та відбору проб ТЧ; підвищення точності гравіметричного методу ви-

мірювань; модернізації алгоритму роботи та програмного забезпечення тунелів. На базі цих принципів можливе створення вітчизняних, доступних за ціною, універсальних систем.

2. Систематизовано досвід авторів у створенні та експлуатації тунелів, який містить у собі наступні науково-практичні розробки: математичні моделі для визначення технічних характеристик та показників ефективності тунелів - точності вимірювань, потрібної витрати палива на проведення випробувань, вартості випробувань; методи контролю проби ВГ і концентрації ТЧ в тунелі; макетні зразки систем контролю масових викидів ТЧ з ВГ дизелів – мінітунелю з ізокінетичним пробовідбірником МТ-1 та мікротунелю МКТ-2; випробувальні стенди для досліджень робочих процесів у тунелях; результати експериментального відпрацювання процедур сертифікаційних випробувань дизелів – циклів R-49, R-96, ISO-8178-F та ін.

Список літератури:

1. Regulation No 49. Revision 6. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positiveignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine / United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505, 2013. – 434 p. 2. Regulation № 96. Revision 3. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with regard to the emissions of pollutants by the engine / United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505, 2014. – 416 p. 3. Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions : ISO 8178-1:2017. – 150 p. 4. Полив'ячук А.П. Створення на базі мікротунелю універсальної системи динамічного контролю викидів дизельних твердих частинок / А.П. Полив'ячук, О.І. Каслін, М.Ф. Смирний, О.П. Строков, О.О. Скурідіна // Людина та довкілля. Проблеми неоекології. – 2017. – №3-4(28). – С. 139–151. 5. Steven H. Development of Worldwide Harmonized Heavyduty Engine Emissions Test Cycle. Final Report ECE-GRPE WHDC Working Group. Informal document No2 GRPE 42nd session. / Heinz Steven. – TRANS/WP 29/GRPE, 2001. – 58 p. 6. Tsugio A. Particulate matter emission characteristics under transient pattern driving / Tsugio A., Tatsuji, S., Morimasa, H. // SAE Technical Papers. – 1989. – 890468. – 151–163 pp. [in English]. 7. Anderson J.D. UK Particle Measurement Programme. Phase 2. Heavy Duty Methodology Development. Final Report. / John D. Anderson. – Ricardo Consulting Engineers Ltd. - 2003. – 222 p. 8. Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions Certification Procedure. Draft Global Technical Regulation (GTR). UN/ECE-WP 29 – GRPE WHDC Working Group :

Informal Document № GRPE-48-7:2004. – 86 p. 9. Полив'ячук А.П. Підвищення ефективності систем контролю викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів. Монографія. / А.П. Полив'ячук. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 220 с. 10. Полив'ячук А.П. Впровадження компенсаційного методу контролю проби в універсальних системах екологічного діагностування дизелів – мікротунелях / А.П. Полив'ячук, О.І. Каслін, М.Ф. Смирний, О.П. Строков, О.О. Скурідіна // Вісник Харківського національного університету імені В.Н. Каразіна. Серія "Екологія". – 2017. – №17. – С. 80–88. 11. Smart Sampler PC SPC 472. PC program for SPC 472 control. AVL. – List GmbH Graz, 1993. – 76 p. 12. Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS / Lianga Z., Tiana J., Rezaeia S., Zhanga Y. – School of Mechanical Engineering, University of Birmingham, 2015. – 31 p.

Bibliography (transliterated):

1. Regulation No 49. Revision 6. (2013), Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positiveignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine., United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles, E/ECE/TRANS/505, 434 p. 2. Regulation № 96. Revision 3. (2014), Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with regard to the emissions of pollutants by the engine., United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles, E/ECE/TRANS/505, 416 p. 3. ISO 8178-1: 2017. (2017). Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 150 p. 4. Polivyanchuk, A. P., Kaslin, O. I., Smirny, M. F., Strokov, O. P., Skuridina O. O. (2017), "Creation on the basis of the microtunnel of the universal system of dynamic control of emissions of diesel particulate matter", The man and the environment. Problems of neoeology ["Stvorenniya na bazi mikrotunelyu universal'noyi systemy dynamichnoho kontrolyu vykydiv dyzel'nykh tverdykh chastynok", Lyudyna ta dovkillya. Problemy neoeologohiyi], №. 3-4(28), pp. 139-151. 5. Steven, H. (2001). Development of Worldwide Harmonized Heavyduty Engine Emissions Test Cycle. Final Report ECE-GRPE WHDC Working Group. Informal document No2 GRPE 42nd session. TRANS/WP 29/GRPE/2001/2, 58 p. [in English]. 6. Tsugio, A., Tatsuji, S., Morimasa, H. (1989). "Particulate matter emission characteristics under transient pattern driving". SAE Technical Papers, 890468, pp. 151-163. [in English]. 7. Anderson, J.D. (2003). UK Particle Measurement Programme. Phase 2. Heavy Duty Methodology Development. Final Report. Ricardo Consulting Engineers Ltd. 222 p. [in English]. 8. Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions Certification Procedure (2004). Draft Global Technical Regulation (GTR). UN/ECE-WP 29. GRPE WHDC Working Group. Informal Document, GRPE-48-7, 86 p. 9. Polivyanchuk, A. P. (2015). Improved the efficiency of emission control systems for particulate matter with exhaust gases of diesel engines, Monograph. [Pidvyshchennya efektyvnosti system kontrolyu vykydiv tverdykh chastynok z vidprats'ovanyamy gazamy dyzeliv, Monografiya], KhNADU, 220 p. 10. Polivyanchuk, A. P., Kaslin, O. I., Smirny, M. F., Strokov, O. P., Skuridina O. O. (2017), "Implementation of the compensation method of control of a sample in universal systems of ecological diagnostics of diesel engines - microtunnels", Bulletin of Kharkiv National University named after V.N. Karazin. Series "Ecology" ["Vprovadzhennya kompensatsiynoho metodu kontrolyu proby v universal'nykh systemakh ekolohichnoho diahnostuvannya dyzeliv – mikrotunelyakh", Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho universytetu imeni V.N. Karazina. Seriya "Ekolohiya"], №. 17, pp. 80-88. 11. Smart Sampler PC SPC 472. (1993). PC program for SPC 472 control. AVL, List GmbH Graz, 76

p. 12. Lianga, Z., Tiana, J., Rezaeia, S., Zhanga, Y. (2015). "Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel

engine using GC×GC-ToF-MS", School of Mechanical Engineering. University of Birmingham, 31 p. [in English].

Надійшла до редакції 14.12.2017 р.

Полив'янчук Андрій Павлович – докт. техн. наук, проф., професор кафедри інженерної екології міст Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова, Харків, 61002, Україна, e-mail: armail@meta.ua.

Парсаданов Ігор Володимирович – докт. техн. наук, проф., головний науковий співробітник кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Каслін Олександр Ігорович – аспірант кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Скурідіна Олена Олександрівна – аспірант кафедри екології Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, Сєвєродонецьк, 93400, Україна, e-mail: icd@snu.edu.ua.

CONCEPTUAL BASES FOR THE CREATION OF UNIVERSAL SYSTEMS FOR CONTROLLING EMISSIONS OF PARTICULATE MATTER WITH EXHAUST GASES OF DIESEL ENGINES

A.P. Polivyanchuk, I.V. Parsadanov, O.I. Kaslin, O.O. Skuridina

The concept of creation on the basis of compact and mobile mini- and microtunnels of universal systems of ecological diagnosis of transport diesel engines, which allows to determine the indicators of mass, specific and average operating emissions of particulate matter with exhaust gases of diesel engines. The concept is based on the principles of increasing the compactness, dynamism, accuracy and efficiency of measuring equipment control. The results of theoretical and experimental researches and developments that make up the scientific and practical basis for increasing the universality of mini- and microtunnels are presented: mathematical models: the resulting error of measurements of particulate matter sejection, the thermal state of the gas sample in the tunnel, the complex estimation of the efficiency of the tunnel by the criteria of accuracy and economic efficiency using; methods: compensated sampling of exhaust gases, dynamic control of particulate matters using optoelectronic sensory element, accelerated measurement of particulate emissions; prototype samples: miniutunel with isokinetic sampler MT-1, microtunnels MKT-1 and MKT-2; test benches for researches of heat processes in the tunnel, isokinetic and compensating modes of sampling of exhaust gases, results of experimental testing of certification procedures for measurement of particulate emissions of automobile, tractor and locomotive diesel engines.

КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ УНИВЕРСАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНТРОЛЯ ВЫБРОСОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЕЙ

А.П. Поливянчук, И.В. Парсаданов, О.И. Каслин, Е.А. Скуридина

Предложена концепция создания на базе компактных и мобильных мини- и микротуннелей универсальных систем экологического диагностирования транспортных дизельных двигателей, которые позволяют определять показатели массовых, удельных и среднеексплуатационных выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей. В основе концепции лежат принципы повышения компактности, динамичности, точности и эффективности управления измерительным оборудованием. Представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований и разработок, которые составляют научно-практическую базу для повышения универсальности мини- и микротуннелей: математические модели результирующей погрешности измерений выброса твердых частиц, теплового состояния газовой пробы в туннеле, комплексной оценки эффективности туннеля по критериям точности и экономической эффективности использования; методы компенсационного отбора пробы отработавших газов, динамического контроля твердых частиц с использованием оптико-электронного чувствительного элемента, ускоренного измерения выброса твердых частиц; макетные образцы минитуннеля с изокINETическим пробоотборником МТ-1, микротуннелей МКТ-1 и МКТ-2, испытательных стендов для исследований тепловых процессов в туннеле, изокINETического и компенсационного режимов отбора проб отработавших газов, результатов экспериментальной отработки сертификационных процедур измерений выбросов твердых частиц автомобильных, тракторных и тепловозных дизелей.

.

Л. П. Клименко, В. І. Андрєєв, Л. М. Дихта, О. Ф. Прищепов, О. І. Случак, В. В. Шугай

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗНОСУ ЧАВУННИХ ПОВЕРХОНЬ ПАР ТЕРТЯ, МОДИФІКОВАНИХ ТИТАНОВОЮ ГУБКОЮ

Наведено ряд аспектів формування поверхонь пар тертя при модифікації чавунної деталі ДВЗ титановою губкою. Наводяться основні результати дослідження можливостей технології, подібної до ФАБО, та запатентованої нами технології «Спосіб відновлення поверхні тертя металічної деталі ДВЗ шляхом напроцування з нанесеним покриттям-модифікатором $Ti-TiO_2-Cu_2$ ». Метод модифікації поверхонь тертя розглядається як елемент комплексу заходів із удосконалення деталей ДВЗ. Пропонується застосовувати комплекс методів зміцнення робочої поверхні, мікро- і макропрофілювання, фінішної обробки, підбору матеріалу контртіла, мастила і режимів експлуатації. Оптимальним визначено метод, що включає термообробку з витримкою деталі протягом 12 годин і більше, що сприяє насиченню поверхні рутиловими (внаслідок окислення титану) включеннями та рекристалізації з подрібненням перлітних та феритних компонентів поверхневого шару.

Вступ

Актуальність. Режим роботи пар тертя великою мірою залежить від властивостей поверхні деталей [1], отриманої в ході їхнього виготовлення, а також від властивостей, яких вони набувають при взаємодії [2,3]. У ході виготовлення та доводки деталей невідворотно відбувається насичення поверхні абразивними частками, що при контакті з мастилами прискорюють зношення деталей. Для вирішення цієї проблеми часто застосовуються різні методи обробки на зразок захисних покриттів, легування та фінішної безабразивної обробки (ФАБО) [6]. У ході цього методу формується поверхня, яка є аналогічною до поверхні деталі з металу, що наноситься в якості покриття (міді або бронзи). Така обробка ефективно зменшує коефіцієнт тертя, але механічні властивості цих металів не сприяють роботі в умовах підвищених термічних навантажень [3]. Використання більш жаростійких металів в покриттях такого типу може надати парі тертя необхідних властивостей.

Формування завдання

Мета дослідження: розробка методу модифікації чавунних поверхонь тертя за допомогою механічного титанування по аналогії з фінішною безабразивною обробкою (ФАБО).

Предмет дослідження: процеси у чавунних парах тертя із застосуванням титанової губки.

Об'єкт дослідження: чавунні поверхні пар тертя.

Завдання дослідження:

- визначення фізичних механізмів безабразивної обробки чавунних поверхонь титановою губкою;
- розробка та проведення досліджень для отримання технології модифікації поверхонь тертя з застосуванням титанової губки;
- аналіз перспективності отриманих результатів та розроблених на їхній основі технологій.

Огляд основних розробок

Можливість використання титану в якості по-

криття чи елементу пари тертя є досить сумнівною [4], оскільки проведення дослідження показали, що при взаємодії пари титан-титан коефіцієнт тертя становить 0,5, що досить багато, а при взаємодії титан-метал

рівної чи більшої твердості початковий коефіцієнт тертя є низьким, але з часом він зростає і вирівнюється з таким для пари титан-титан. За схильністю до налипання на поверхні інших металів титан поступається лише цинку з його коефіцієнтом тертя в парі цинк-цинк рівним 0,7 [5]. Відповідно, використання титану чи титанового покриття без змашувального прошарку призводить до задирів та пришвидження зношування. Іншою проблемою такого покриття є неможливість утворення на поверхні фізично чи хімічно адсорбованих шарів рідкого мастила, що обмежує застосування пар тертя необхідністю використання твердих мастил.

Методи отримання титанових покриттів у плані взаємодії з поверхнею металу часто включають формування дифузійного шару та, відповідно, легування поверхні за рахунок її насичення легуючим елементом. Дифузійне титанування чавунної поверхні можна поділити на насичення з твердої фази (твердофазний метод) та насичення з парової (парофазний метод). В обох методах насичення потребує високої температури (615 °C), рівної або вище температури евтектики для Fe. За таких умов гранична розчинність титану в Fe складає ~ 3,8 % та значно падає з зниженням температури. Висока температура в сумі з підвищеною хімічною активністю титану в подібних умовах вимагають проведення процесу титанування у вакуумі або нейтральному середовищі.

Результати досліджень

У ЧНУ ім. Петра Могили було проведено ряд досліджень з використання титанової губки, що є вихідною сировиною для отримання металічного титану для модифікації поверхонь тертя чавунних

деталей.

Обрано три основних напрямки такої модифікації:

1) Механічне нанесення титанової губки в суміші з порошком мідним універсальним ПМУ та подальше використання отриманого покриття для обмеження об'ємного розширення металу при відновленні зношених поверхонь за рахунок об'ємного розширення чавуну при термоциклуванні [7].

2) Механічне нанесення титанової губки та спікання заготовки у вакуумі для отримання дифузійного покриття Ti-Fe подібного до того, що формується при титануванні твердофазним методом.

3) Механічне нанесення титанової губки та спікання заготовки в муфельній печі для отримання дифузійного покриття TiO_2 -Fe, де TiO_2 , що має властивості ферритизатора, має подрібнювальний ефект при формуванні зерен перліту в чавуні виконує роль як покриття (або підложки для покриття у випадку необхідності його вдосконалення, що може бути одним з результатів експериментальної перевірки технології), так і легуючого і структуроутворювального елемента.

Було проведено ряд досліджень з отримання покриттів всіх трьох типів.

Покриття 1-го типу близькі за своїми властивостями до поверхонь, оброблених за допомогою ФАБО, але їх основна функція контролю геометрії при термоциклуванні потребує подальших досліджень, так як є перспективним методом відновлення у випадку спрацювання при локальному термоциклуванні.

Покриття 2-го та 3-го типів разом з заготовками, натертими титановою губкою, на даний момент проходять апробацію на дослідних зразках для набору статистики.

Машина тертя СМЦ-2 була використана в експерименті з шістьма зразками у вигляді сталевих та чавунних заготовок. Було встановлено такі експериментальні режими для машини тертя СМЦ-2 та заготовок роликів:

Режим № 1: кількість обертів 205 об/хв; навантаження 18 кгс; час випробовування – 3 хвилини.

Режим № 1: кількість обертів 205 об/хв; навантаження 18 кгс; час випробовування – 5 хвилин.

Діаметр ролика металевий (сталь 40 ДСТУ 7806:2015) до обробки 77,215 мм.

Натерто на досліджуване тіло спресовану титанову губку ТГ– 110 ДСТУ 17746-96. Зразки записали 4 – 6 годин у муфельній печі без вакууму при температурі 300 – 450°C і до повного охолодження,

не виймаючи з печі приблизно 16-24 годин.

Виміряно твердість за Роквеллом:

- Твердість ролика металевий (сталь 40 ДСТУ 7806:2015) – 32,5 HR.

- Твердість ролика металевий натертого титановою губкою ТГ– 110 ДСТУ 17746-96 – 38,5HR.

Нанесення покриття включає 4 етапи, аналогічні до процесу механічної трибомодифікації та в частності геотрибомодифікації. На першому етапі контр тіло виконує роль абразиву, здійснюючи поверхневе шліфування та приробку оброблюваної поверхні. На другому етапі за рахунок локального перегріву в зоні тертя компоненти контр тіла здійснює легуючий вплив на поверхню металу, посилений за рахунок каталітичних процесів при високотемпературному розпаді органічних компонентів змазки (гліцерину). На третьому етапі відбувається формування металічного покриття за рахунок пластичної деформації перегрітих компонентів контр тіла та їх зціплення з поверхнею заготовки. На четвертому етапі утворене захисне покриття значно знижує коефіцієнт тертя, що припиняє процес утворення покриття і робить його само регульованим в певному діапазоні.

Отримано дані про зношування зразків по масі та по висоті, прийнято рішення зосередити основну увагу на замірюванні втрати маси та визначенні кількості титану, що піддалось розмазуванню по поверхні, а також властивостям дифузійного шару оксиду титану після спікання в муфельній печі за температури 300°C 6 годин з витримкою в добу. Результати представлено на рис. 1.

В процесі спікання рутит та титан, що піддається в момент спікання окисленню, впливає на хід рекристалізації чавуну [1], провокуючи подрібнення перлітної структури, а, відповідно, і підвищення міцності поверхневого шару металу в зоні контакту з покриттям. Відповідно, відбувається компенсація укрупнення графітних зерен в поверхневій зоні контакту з нанесеним покриттям на основі титанової губки. Оксид титану – активний ферритизатор, що сприяє подрібненню перлітних зерен та феритних включень за рахунок утворення більшої кількості центрів кристалізації при рекристалізації поверхневого шару металу.

Таким чином вирішується проблема спучування металу в поверхневій зоні та утворення оптимальної структури поверхневого шару, ріст графітних включень в проміжному шарі відбувається «всередину» основного об'єму.

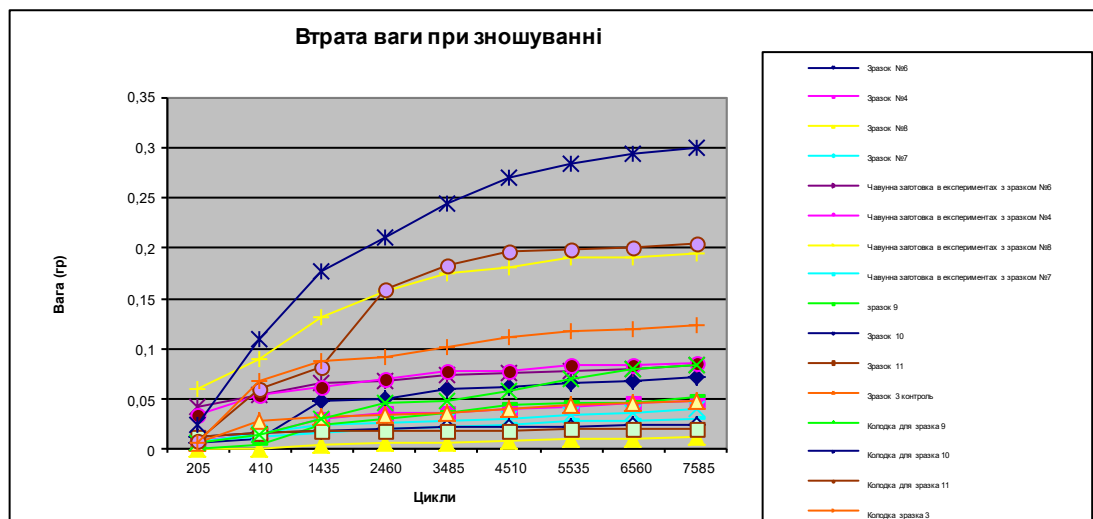


Рис. 1. Втрата ваги при зношуванні для зразка і колодки

Висновки

Застосування комбінованих порошкових композитів на основі титанової губки в парах тертя, що піддаються підвищеним термічним, хімічним та механічним навантаженням, дозволяє не тільки продовжити їх строк експлуатації, а і піддавати відновленню і модифікації вже зношені поверхні протягом багатьох циклів використання.

На основі даного методу було доведено, що утворення композитних покриттів є само регульованим процесом, що припиняється на певному етапі за рахунок зниження температури тертя деталі та контр тіла.

Створені покриття виступають одночасно в ролі захисту, джерела легуючих елементів та перлітизатора або ферритизатора. Подальший набір статистики дозволить вирахувати оптимальні умови модифікації, визначити переваги та недоліки кожного з трьох типів покриттів та розробити і направити на патентування інноваційні технології фінішної обробки поверхонь чавунних деталей.

Впровадження розробленого методу дозволить проводити якісне поверхнєве відновлення трибонавантажених деталей ДВЗ з їх одночасною модифікацією. При цьому суттєвою перевагою є збереження початкових властивостей металу з виключенням явища укрупнення перлітних зерен при рекристалізації за рахунок їх подрібнення під впливом ферритизуючих властивостей матеріалу покриття.

Розроблений метод може бути впроваджений в галузі ремонту та відновлення зношених деталей, а також при виробництві деталей з підвищеною зносостійкістю.

Список літератури:

1. Клименко Л. П. Управление процессами формирования пористых поверхностных структур на стадии отримання

заготовок / Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев, О. И. Случак, В. В. Шугай. – Миколаїв : Вид-во ЧНУ імені Петра Могили, 2017. – 145 с. 2. Шевеля В. В. Изменение триболого-реологических свойств стали при повторно-циклическом трении с учетом эффекта баушингера / В. В. Шевеля, Б. Купец, Г. С. Калда, Ю. С. Соколан // Проблемы трибологии. – 2017. – № 2. – С. 6–15. – Режим доступа : http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptl_2017_2_3. 3. Шевеля В. В. Склепометрические показатели и акустико-эмиссионная активность термически упроченной стали / В. В. Шевеля, Б. Купец, Ю. С. Соколан, Г. С. Калда // Проблемы трибологии. – 2016. – № 1. – С. 6–5. 4. Микосянчик О. А. Оценка энергетических, реологических и противозносных характеристик контакта в условиях качения с переменным скольжением / О. А. Микосянчик, Р. Г. Мнацаканов, В. И. Калиниченко, А. В. Куцев // Проблемы трибологии. – 2016. – № 3. – С. 6–14. – Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptl_2016_3_3. 5. Мнацаканов Р. Г. Моделирование интенсивности износа / О. О. Микосянчик, Р. Г. Мнацаканов; М. С. Хімко // Problems of Friction & Wear. – 2015, Vol. 1. Issue 66. – P. 140–145. – Режим доступа: <http://web.a.ebscohost.com>. 6. Клименко Л. П. Ресурс двигателей внутреннего сгорания и пути его повышения / Л. П. Прищепов, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев. – Миколаїв : Вид-во ЧНУ ім. Петра Могили, 2015. – 196 с. 7. Заявка на винахід a201709365 Україна. Спосіб відновлення поверхні тертя металічної деталі ДВЗ шляхом нарощування з нанесеним покриттям-модифікатором Ti-TiO₂-Cu₂O [Текст] / Клименко Л. П., Прищепов О. Ф., Андреев В. И., Случак О. И., Шугай В. В.; заявник Чорноморський національний університет імені Петра Могили. – заявл. 25.09.2017.

Bibliography (transliterated):

1. Klymenko, L. P., Pryschevov, O. F., Andrieiev, V. I., Sluchak, O. I., Shuhai, V. V. (2017), Management of the processes of formation of porous surface structures at the stage of obtaining billets [Upravlinnia protsesami formuvannia porystykh poverkhnevyykh struktur na stadii otrymannia zagotovok], Publication of the Petro Mohyla BDU, Mykolaiv, 145 p. 2. Shevelia, V. V., Kupets, B., Kalda, G. S., Sokolan, Yu. S. (2017), "Changes in the tribological-rheological properties of steel under repeated-cyclic trienium, taking into account the Bauschinger effect" ["Izmenenietribologo-reologicheskikh

svoistv stali pri povtorno-tsyklicheskom trenii s uchetom effekta baushingera”], *Problems of tribology*, No 2, pp. 6–15, available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptl_2017_2_3. 3. Shevelia, V. V., Kupets, B., Sokolan, Yu. S., Kalda, G. S. (2016), “Scrollometric indices and acoustic-emission activity of thermally reinforced steel” [“Sklerometricheskie pokazateli i akustiko-emissionnaya aktivnost termicheskoi uprochnennoy stali”], *Problems of tribology*, No 1, pp. 6–15. 4. Mikosiyanchik, O. A., Mnatsakanov, R. G., Kalinichenko, V. I., Kushchev, A. V. (2016), “Estimation of energy, rheological and anti-wear characteristics of the contact in conditions of spreading with variable slip” [“Otsenka energeticheskikh, reologicheskikh i protivoznosnykh harakteristik kontakta v usloviakh kacheniya s peremennym skolzheniem”], *Problems of tribology*, No. 3, pp. 6–14, available at: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Ptl_2016_3_3. 5. Mikosiyanchik, O. O., Mnatsakanov, R. G., Khimko, M. S. (2015), “Modeling of wear intensity” [“Modeluvannya intensyvnosti znoshuvannya”], *Problems of friction and wearing*, T. 1, Issue 66, pp.140–145, available at: <http://web.a.ebscohost.com>. 6. Klimenko, L. P., Pryshepov, O. F., Andrieiev, V. I., (2015), *Resource of internal combustion engines and ways of its increase [resurs dvigateley vnutrennego sgorania I puti ego povysheniya]*, Publication of the Petro Mohyla BDU, Mykolaiv, 196 p. 7. Klymenko, L. P., Pryshepov, O. F., Andrieiev, V. I., Sluchak, O. I., Shuhai, V. V. 2017. Method of restoration of the friction surface of the metal parts of the ICE by means of an extension of the coated Ti-TiO₂-Cu₂O modifier. Ukraine. Application for invention a201709365, 25.09.2017.

Надійшла до редакції 03.07.2018 р.

Клименко Леонід Павлович – докт. техн. наук, професор, ректор Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: rector@chdu.edu.ua.

Андрєєв Вячеслав Іванович – канд. техн. наук, доцент кафедри екології та природокористування Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: avi@chdu.edu.ua

Дихта Леонід Михайлович – докт. техн. наук, професор кафедри прикладної та вищої математики Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: leonid.dykhta@gmail.com.

Прищепов Олег Федорович – канд. техн. наук, доцент кафедри автоматизації та комп’ютерно-інтегрованих технологій Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: priof@mail.ru.

Случак Олександр Ігорович – аспірант Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: slu4ok@gmail.com.

Шугай Віктор Васильович – аспірант Чорноморського національного університету ім. Петра Могили, Миколаїв, Україна, e-mail: drhouse36@mail.ru.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ЧУГУННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПАР ТРЕНИЯ, МОДИФИЦИРОВАННЫХ ТИТАНОВОЙ ГУБКОЙ

Л.П. Клименко, В.И. Андреев, Л.М. Дыхта, О.Ф. Прищепов, А.И. Случак, В.В. Шугай

В статье приведен ряд аспектов формирования поверхностей пар трения при модификации чугуновой детали ДВС титановой губкой. Приводятся основные результаты исследования возможностей технологии подобной ФАБО и запатентованной нами технологии «Способ восстановления поверхности трения металлической детали ДВС путем наращивания с нанесенным покрытием-модификатором Ti-TiO₂-Cu₂». Метод модификации поверхностей трения рассматривается как элемент комплекса мер по совершенствованию деталей ДВС. Предлагается применять комплекс методов укрепления рабочей поверхности, микро- и макропрофилирования, финишной обработки, подбора материала контртела, оптимального уровня смазки и режимов эксплуатации. Оптимальным определен метод, включающий термообработку с выдержкой детали в течение 12 часов, что более, способствует насыщению поверхности рутиловыми (вследствие окисления титана) включениями и рекристаллизации с измельчением перлитных и ферритных компонентов поверхностного слоя.

INVESTIGATION OF THE SILICON SURFACES CUTTING FOR THE THERMAL SURFACES MODIFIED BY TITANIUM SPONGE

L.P. Klymenko, V.I. Andrieiev, L.M. Dykhta, O.F. Prishchepov, O.I. Sluchak, V.V. Shuhai

In the article a reviews main aspects of the formation for friction pairs surfaces during modification to the iron part of the DIC with a titanium sponge. The main results of the study are the possibilities of a technology similar to the FABO and the technology patented by us is the way of restoring the surface of the air to the metal parts of the DIC by increasing the coating with the Ti-TiO₂-Cu₂ modifier coating. The method of modification for friction surfaces is considered as an element in the complex of measures for the improvement parts of the ICE. It is proposed to apply a set of methods for strengthening the working surface, micro- and macroprofilming, finishing, selection of counterpart material, optimal lubrication and operating modes. An optimal method is defined which involves heat treatment with the endurance to the component for 12 hours or more, which contributes to the surface saturation with rutile (as a result of oxidation of titanium) inclusions and recrystallization with the grinding of perlite and ferrite components of the surface layer.

О. А. Тамаргазін, А. Г. Довгаль, Л. Б. Приймак

МОДЕЛЮВАННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ КОМПОЗИЦІЙНОГО ПОКРИТТЯ ДЛЯ ПОВЕРХОНЬ ПОРШНІВ ДВЗ АВІАЦІЙНОЇ НАЗЕМНОЇ ТЕХНІКИ

Проведено математичне моделювання окремих триботехнічних характеристик інтрузійних покриттів, призначених для поверхонь поршнів двигунів внутрішнього згоряння, виготовлених з ливарних алюмінієвих сплавів. Проблема зносостійкості поршнів є однією з найбільших наукових проблем застосування двигунів та у двигунобудівній галузі. Наукове дослідження зносостійкості алюмінієвих сплавів поршнів є важливою для розробки технології поверхневого зміцнення. В якості компонентів для композиційних покриттів використовувалися карбід кремнію та оксид алюмінію різного гранулометричного складу. Було обрано основні фактори нанесення покриттів для визначення критичних для зносостійкості та якості покриття. Покриття наносили методом інтрузій в струмені піску піскострумінної машини та фіксували остаточною термічною обробкою. Середовище покриття зміщували зі струменем піску в процесі нанесення покриття. Таким чином найменші частинки наносились на підкладку в потоці струменя піску, а основне середовище – пісок – відторгалося з поверхні. Результати отриманих триботехнічних характеристик використовували для побудови регресійних поліноміальних залежностей та визначення їх коефіцієнтів. Порядок полінома було обрано рівним двом відповідно до кількості факторів. Вищий ступінь поліному не має користі, оскільки не впливає на точність розрахункових даних. Для визначення точності розрахунків було оцінено адекватність моделі. Так, було розраховано критерій Фішера для розробленої поліноміальної моделі та порівняно з табличним для визначення адекватності моделі, а також для визначення статистичної значущості коефіцієнтів поліноміальної моделі. У якості факторів оптимізації було обрано розмір частинки покриття та температуру остаточної термічної обробки. У якості функції відгуку було обрано зносостійкість покриття, що характеризує ресурс та коефіцієнт тертя, що вказує на можливе схоплювання в робочих умовах. Були визначені коефіцієнти поліноміальних моделей, визначена їх статистична значущість та побудовані двовимірні графічні залежності. Отримані моделі було перевірено на адекватність за допомогою статистичних критеріїв Ст'юдента та Фішера в кожній точці моделі. На основі візуальної оптимізації отриманих моделей було сформовано рекомендації щодо технологічних режимів нанесення покриттів на поверхні поршнів ДВЗ АНТ.

Вступ. Для захисту поверхонь деталей двигунів внутрішнього згоряння широко застосовується технологія захисних покриттів. Для вивчення взаємозв'язків між властивостями покриттів та їх фазовим складом і структурою, а також впливом зовнішніх факторів велике значення має вибір методів дослідження. Важливою складовою наукового дослідження є і вибір математичного апарату для обробки первинних експериментальних результатів та побудови математичних моделей оптимізаційного характеру [1].

Аналіз попередніх досліджень. Поршні двигунів внутрішнього згоряння зазвичай виготовляються із алюмінієвих ливарних сплавів, що значно легші за сталеві, проте мають відомі проблеми високотемпературної зносостійкості в критичних зонах. Так, було проведено дослідження оптимізаційного характеру отримання монометалічного електроіскрового покриття на ливарному алюмінієвому сплаві Ал-25 з метою застосування його для зміцнення та відновлення першої компресійної канавки. Трибовипробування провадилися за умов високотемпературного фреттингу [2].

Надалі було визначено наступну проблемну ділянку поршня - його спідницю в зонах, перпендикулярних до поршневого пальця [3,4]. Можна згадати лише основні проблеми, до яких призводить передчасний знос спідниць поршнів. Для ка-

мери згоряння: олива в камері згоряння миттєво коксується в нагар; як наслідок – залягають компресійні та маслосборні кільця; суттєво зношується гільза циліндра та канавки поршнів; зношується клапан-сідло, погіршується робота форсунки та свічки. Для картеру двигуна: частинки сажі створюють суттєві частинки абразиву для зношування; підвищується кислотність оливи, знижується її термічна стабільність; як наслідок підвищується зношування корінних та шатунних шийок колінчатого валу; зношування вкладишів опорних поверхонь та поверхонь противаг колінчастого валу. Тобто зношування спідниці поршня призводить до зниження ресурсу чи не всіх деталей гарячої та холодної частин ДВЗ [5-6]. Тому була вчинена спроба розробки некоштовного та неенергоємного покриття для всієї поверхні поршнів ДВЗ, що вирішували б комплекс задач підвищення зносостійкості та теплопровідності.

Методика дослідження. Для отримання шихти композиційного покриття використовували вихідні порошки: карбід кремнію марки 64С (ГОСТ 26 327 – 84) середнім розміром 45-55 мкм, оксид алюмінію (ТУ 6-09-03-350-73) з частинками середнім розміром 45-50 мкм.

Для досліджень використовувалися зразки з алюмінієвого сплаву Ал25 (ГОСТ 1583-93) дискової форми, зовнішній діаметр Ø 90 мм, внутрішній

Ø 50 мм, та натурні поршні двигуна Deutz. (рис. 1). Покриття наносили на бічну сторону. У якості контртіла використовували пальці, виготовлені з сірого чавуну перлітного класу СЧ-21-40 (ГОСТ 5950-73) Ø 10 мм. Для формування композиційних покриттів із вихідних порошків невід'ємною операцією є їх взаємне перемішування і розмелення.



а)



б)



в)

Рис. 1. Натурні поршні двигуна Deutz, після знежирювання (а), після видалення оксидної плівки чистим піском (б), після нанесення покриття інтрузією піском з компонентами шихти $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$ (в)

Для отримання покриття з кераміки на основі SiC з домішками Al_2O_3 , порошкові компоненти у відповідних пропорціях змішували з одночасним подрібненням протягом 1-4 годин для отримання необхідного фракційного складу в лабораторному планетарному млині «Санд-1» у середовищі спирту. Після розмелення шихту сушили і просіювали. Гранулометричний склад отриманих сумішей після розмелювання визначали у водяному середовищі на лазерному мікроаналізаторі «SK Lazer Micron Sizer PRO 7000».

Покриття в роботі наносили новаторським методом, а саме, на устаткуванні, призначеному для попередньої підготовки поверхні для нанесення покриттів у піскоструминній установці, додаючи в робоче середовище – кварцевий пісок розміром 0,5-1 мм, додавали також суміші компонентів покриття $\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$ середнім розміром частинок 3-8 мкм. Зразки та натурні поршні обробляли соплом ежекційного типу в захисному кожусі установки. Таким чином, за рахунок динамічної дії крупнозернистого робочого середовища на дрібнодисперсні компоненти покриття вони індентувалися у поверхню.

Робоче середовище не осаджувалося на поверхні. Для подальшої фіксації покриття деталі проходили термічну обробку у звичайній муфельній печі за температур 200, 300 та 400 °С.

Для моделювання максимальної швидкості руху поршня в точці (5-6 м/с), що дорівнює половині робочого ходу, використовували схему тертя «площина-площина», де покриття було нанесено на дискові (що моделює поршень), а торець чавунного пальця було хонінговано (моделює гільзу).

Таким чином, вирішувалися важливі задачі щодо визначення трибосумісності розробленого покриття з матеріалом контртіла, а саме, чи не зношуватиме воно дзеркало гільзи циліндра.

Дослідження процесу зношування покриттів ($\text{SiC}-\text{Al}_2\text{O}_3$), отриманих за різних технологічних режимів, провадили на лабораторній торцевій машині тертя по схемі «площина-площина», конструкція якої дозволяє визначати в процесі експерименту коефіцієнт тертя. Трибовипробування проводили без підігріву та охолодження в умовах без мастильних матеріалів, як за найнесприятливіших режимів роботи пари тертя «поршень-гільза циліндра» в умовах задирів та мастильного голодування.

Випробування проводили за швидкостей ковзання 5-6 м/с і навантажень у 2-4 МПа, що моделює роботу контактної зони пари тертя «поршень - гільза циліндра». Величина основних параметрів визначалась після завершення процесу припрацювання до стабілізації коефіцієнта тертя і вагового зношування пари тертя. У процесі експери-

менту на кожне значення випробовувалось 3–5 зразків, а остаточні параметри визначались як середні значення з отриманих даних. Довжина шляху при випробуваннях складала 1 км. Для вмісту матеріалів, у яких знос складав менше 5 мкм/км, довжина шляху складала 10 км, а величина зносу на 1 км визначалась як десята частина від сумарного зношування, при цьому вважали, що всі 10 км зразок зношувався рівномірно.

Результати досліджень та отримані показники моделювання зносостійкості.

Захисне покриття, що розробляється, є композиційним та мусить наноситися незатратним фізичним методом, а саме, на серійній піскоструминній машині за рахунок інтрузії компонентів покриття у струмені кварцевого піску. Таким чином, було визначено два основні фактори, що впливають на масоперенос (покривистість) покриття та власне його зносостійкість: це середній розмір d частинки компонентів шихти SiC–Al₂O₃ та температура фінальної обробки нанесеного покриття T .

Математичну обробку результатів випробувань проводили із застосуванням методики математичної теорії планування експерименту [7-8], що дало можливість використовувати математичний апарат не тільки при обробці результатів дослідження, а й при підготовці та проведенні дослідів, а також істотно скоротити час при виконанні дослідницької роботи. Для цього здійснювали обчислення коефіцієнтів регресії для некомпозиційного ротатбельного плану другого порядку для числа факторів $K = 2$. Для виконання умови ортогональності базисних функцій, за допомогою яких визначалися коефіцієнти регресії, і для зручності розрахунку переходимо від істинних значень параметрів до кодівих (табл. 1). Таким чином, була складена матриця планування (табл. 2.) для центрального некомпозиційного ротатбельного плану 2-го порядку для числа факторів $K = 2$.

Параметри оптимізації:

Y_1 – лінійне зношування (І, мкм);

Y_2 – коефіцієнт тертя, μ .

Шукана функція відгуку у факторному просторі має вигляд для другого порядку:

$$Y = B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + B_{12}X_1X_2 + B_{11}X_1^2 + B_{22}X_2^2.$$

Лінійні і квадратичні ефекти визначалися за формулами [7]:

$$B_0 = Y_0, \quad (1)$$

$$B_i = A \sum_{U=1}^N X_{iU} Y_U, \quad (2)$$

$$B_{ii} = B \cdot \sum_{U=1}^N X_{iU}^2 Y_U + C \cdot \sum_{i=1}^k \sum_{U=1}^N X_{iU}^2 Y_U - \frac{B_0}{p}, \quad (3)$$

$$B_{ij} = D \cdot \sum_{U=1}^N X_{iU} X_{jU} Y_U, \quad (4)$$

де A, B, C, D – константи, що залежать від числа факторів K , в нашому випадку: $K = 2$; $A = 0,5$; $B = 0,33$; $C = -0,1$; $D = 0,15$; $p = 2$.

Таблиця 1. Умови дослідів дослідження зносостійкості композиційних покриттів

Фактори	Розмір частинок X_1, d , [мкм]	Температура обробки X_2, T [°C]
Верхній рівень (+1)	8	400
Нижній рівень (-1)	3	200
Основний рівень (0)	5	300
Інтервал варіювання (J)	3	100

Таблиця 2. Центральний некомпозиційний ротатбельний план 2-го порядку для числа факторів $K = 2$

№ до сл	Фактори					Дослідні параметри оптимізації		Розрахункові параметри оптимізації	
	X_1	X_2	X_1X_2	X_1^2	X_2^2	Y_1	Y_2	Y_1	Y_2
1	1	1	1	1	1	45,6	0,24	66,73	0,34
2	1	-1	-1	1	1	19,4	0,19	35,79	0,18
3	-1	1	-1	1	1	32,1	0,35	41,19	0,56
4	-1	-1	1	1	1	15,7	0,22	16,13	0,36
5	1	0	0	1	0	25,6	0,21	35,15	0,18
6	0	1	0	0	1	10,7	0,15	34,61	0,31
7	-1	0	0	1	0	20,2	0,27	12,55	0,38
8	0	-1	0	0	1	25,3	0,15	6,61	0,13
9	0	0	0	0	0	4,5	0,14	4,50	0,14

Використовуючи наведені формули, можна обчислити коефіцієнти регресії:

Для зносу Y_1 :

$$\begin{aligned} B_0 &= 4,5 & B_{12} &= 1,47 \\ B_1 &= 11,300 & B_{11} &= 19,348 \\ B_2 &= 14,000 & B_{22} &= 16,114 \end{aligned}$$

Для коефіцієнта тертя Y_2 :

$$\begin{aligned} B_0 &= 0,14 & B_{12} &= -0,012 \\ B_1 &= -0,1000 & B_{11} &= 0,1404 \\ B_2 &= 0,0900 & B_{22} &= 0,0810. \end{aligned}$$

Дисперсія дослідів визначається за формулою:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{U=1}^{n_0} (y_{0U} - \bar{y}_0)^2}{n_0 - 1}. \quad (5)$$

Для Y_1 : $S_y^2 = 0,010000$ Для Y_2 : $S_y^2 = 0,000100$,

з числом ступенів вільності $f_1 = n_0 - 1$, де n_0 - число дослідів на основному рівні; y_0 - середнє арифметичне значення y_{0U} , $n_0 = 3$; $f_1 = 2$.

Для визначення статистичної значущості лінійних і квадратичних ефектів визначаємо їх дисперсії:

$$S_{B_0}^2 = \frac{S_y^2}{n_0}, \quad (6)$$

$$S_{B_i}^2 = A \cdot S_y^2, \quad (7)$$

$$S_{B_{ii}}^2 = \left(B + \frac{1}{p^2 n_0} \right) \cdot S_y^2, \quad (8)$$

$$S_{B_{ij}}^2 = D \cdot S_y^2. \quad (9)$$

Для Y_1 :

$$S_{B_0}^2 = 0,00333333$$

$$S_{B_i}^2 = 0,0050000$$

$$S_{B_{ii}}^2 = 0,00413333$$

$$S_{B_{ij}}^2 = 0,0015.$$

Для Y_2 :

$$S_{B_0}^2 = 0,000033$$

$$S_{B_i}^2 = 0,0000500$$

$$S_{B_{ii}}^2 = 0,0000413$$

$$S_{B_{ij}}^2 = 0,0000150.$$

Визначаємо середньоквадратичні відхилення коефіцієнтів регресії:

Для Y_1 :

$$S_{B_0} = 0,057735$$

$$S_{B_i} = 0,070711$$

$$S_{B_{ii}} = 0,064291$$

$$S_{B_{ij}} = 0,04.$$

Для Y_2 :

$$S_{B_0} = 0,005774$$

$$S_{B_i} = 0,007071$$

$$S_{B_{ii}} = 0,006429$$

$$S_{B_{ij}} = 0,003873.$$

Далі визначаємо довірчі інтервали коефіцієнтів регресії за формулою

$$\Delta B_i = \pm t_{\alpha, N} \cdot S_{B_i}, \quad (10)$$

де t - критерій Ст'юдента (вибирається з таблиць); $\alpha = 0,05$ - рівень значущості, у нашому випадку, для числа дослідів $N = 9$ і для рівня значущості $\alpha = 0,05$ - $t = 2,13$.

Для Y_1 :

$$\Delta B_0 = \pm 0,1230$$

$$\Delta B_i = \pm 0,1506$$

$$\Delta B_{ii} = \pm 0,1369$$

$$\Delta B_{ij} = \pm 0,0825.$$

Для Y_2 :

$$\Delta B_0 = \pm 0,0123$$

$$\Delta B_i = \pm 0,0151$$

$$\Delta B_{ii} = \pm 0,0137$$

$$\Delta B_{ij} = \pm 0,0082.$$

Коефіцієнт регресії слід вважати статистично значущим, якщо його абсолютне значення дорівнює або перевищує величину довірчого інтервалу. Таким чином для зносу маємо 6 статистично значущих коефіцієнтів регресії, для коефіцієнта тертя маємо 4 статистично значущих коефіцієнтів регресії. Для визначення дисперсії адекватності S_{ad}^2 обчислюємо суму квадратів відхилень між розрахованими і експериментальними значеннями відгуку у всіх точках плану (SS_{ocm}):

$$SS_{ocm} = \sum_{U=1}^N (y_{U_{розр}} - y_{U_{експ}})^2. \quad (11)$$

Для Y_1 : $SS_{ocm} = 1868,87356$. Для Y_2 :

$$SS_{ocm} = 0,11424216.$$

Далі віднімаємо від неї суму квадратів, використану для визначення дисперсії дослідів за результатами експерименту на основному рівні (SS_y):

$$SS_y = \sum_{U=1}^{n_0} (y_{0U} - \bar{y}_0)^2. \quad (12)$$

Для Y_1 : $SS_y = 0,0200$. Для Y_2 : $SS_y = 0,000200$.

Різниця між відхиленнями:

$$SS_{ad} = SS_{ocm} - SS_y. \quad (13)$$

Для Y_1 : $SS_{ad} = 1868,8536$. Для Y_2 :

$$SS_{ad} = 0,114042.$$

Розділена на число ступенів свободи

$$f_2 = N - k' - (n_0 - 1). \quad (14)$$

Для Y_1 : $f_2 = 1$ Для Y_2 : $f_2 = 3$, де k - число статистично значущих коефіцієнтів регресії, для Y_1 , $k = 6$, для Y_2 , $k = 4$ є дисперсією адекватності рівняння регресії:

$$SS_{ad}^2 = \frac{SS_{ad}}{f_2}. \quad (15)$$

Для Y_1 : $SS_{ao}^2 = 1868,853576$. Для Y_2 : $SS_{ao}^2 = 0,038014053$. Далі обчислюємо розрахункове значення критерію Фішера для отриманих моделей:

$$F_{f_2; f_1} = \frac{S_{ao}^2}{S_y^2} \quad (16)$$

Для Y_1 : $F_{f_2; f_1} = 186,885358$. Для Y_2 : $F_{f_2; f_1} = 3,801$. Визначаємо табличні значення для чисел ступенів вільності чисельника і знаменника, відповідно, і для рівня значущості $\alpha = 0,05$:

Для Y_1 : $F_{2;2} = 224,6$. Для Y_2 : $F_{1;2} = 8,84$.

Гіпотеза про адекватність моделі може бути прийнята, якщо розрахункове значення F-критерію не перевищує табличного для обраного рівня значущості. Остаточно, модель, отримана після ротатабельного планування другого порядку, має вигляд: для зносу Y_1 (рис. 2.):

$$Y_1 = 4,5 + 11,3X_1 + 14X_2 + 1,47X_1X_2 + 19,348X_1^2 + 16,114X_2^2,$$

для коефіцієнта тертя Y_2 (Рис. 3.):

$$Y_2 = 0,14 + 0,09X_2 + 0,1404X_1^2 + 0,081X_2^2.$$

Перехід від кодованих до натуральних значень факторів здійснюється за формулами:

$$x_1 = \frac{X_1 - 5}{3}, \quad x_2 = \frac{X_2 - 300}{100}.$$

За отриманими даними побудовані двовірні графічні залежності (рис. 2 та 3). Таким чином, можна провести аналіз впливу всіх двох факторів на зносостійкість (величину зносу) та енерговитрати роботи трибосполучення (коефіцієнт тертя). Розроблена модель дає можливість комплексно і науково оцінити вплив факторів на шукану функцію відгуку, провести оптимізаційні заходи та математичну обробку регресійної залежності.

Зокрема, для остаточного вирішення оптимізаційної задачі можна вибрати два результати. Згідно проведеному моделюванню за адекватними статистичними моделями та враховуючи вплив всіх точок факторного простору, можна визначити фактори, що відповідають найбільш оптимальним параметрам оптимізації.

Так мінімальне значення зносу покриття $0,10976$ мкм/км відповідає наступним факторам: температура обробки покриття 280 °С, розмір часточок $4,5$ мкм. А мінімальне значення коефіцієнта тертя покриття $0,11516$ відповідає наступним факторам: температура обробки покриття 300 °С, розмір частинок $4,5$ мкм.

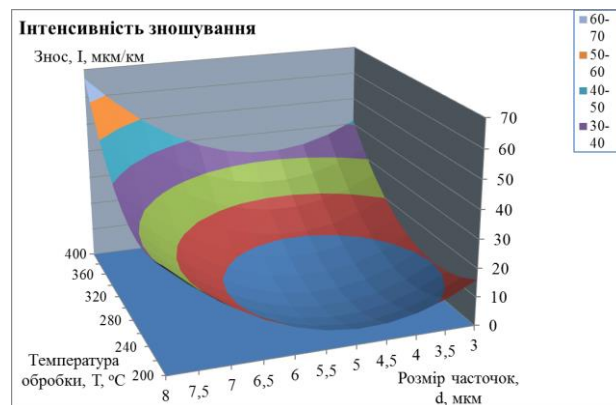


Рис. 2. Результат моделювання залежності зносу від температури обробки та розміру частинок

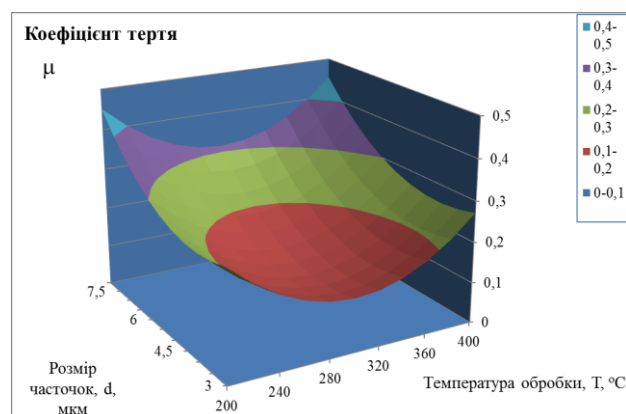


Рис. 3. Результат моделювання залежності коефіцієнта тертя від температури обробки і розміру частинок

Висновки

1. У процесі розмелення композиції SiC–Al₂O₃ протягом 4 годин середній розмір частинок складає 3 мкм, що сприятливо для покриттів, які працюють у парі з чавунними деталями, наприклад, поршні двигунів внутрішнього згоряння авіаційної наземної техніки. Сировина для компонентів такого покриття наявна в достатній кількості в ресурсній базі України, що посилить технологічну незалежність наукової розробки.

2. З шихти середнім розміром $8,7$; $4,9$ та $3,8$ мікрметрів були отримані покриття, що відносяться до інтрузійних на звичайній піскоструминній машині. Після фінішної термічної обробки за температур 200 , 300 та 400 °С покриття виявили стабільну структуру, адгезію та задовільні триботехнічні характеристики.

3. Досліджені триботехнічні характеристики композиційних покриттів в умовах, що моделюють найнесприятливіші режими роботи пари тертя «спідниця поршня – гільза циліндра». Встановле-

но, що їх зносостійкість чутлива до технологічних режимів нанесення та за умов розміру частинок 5 мкм та температури фінішної обробки 300 °C отримане найменше значення інтенсивності зношування 4,5 мкм/км. За коефіцієнтами тертя покриття працюють в антифрикційному діапазоні.

4. Оптимізаційне поліномінальне моделювання зносостійкості отриманих композиційних покриттів з належною адекватністю підтвердило отримані дані та дещо скоригувало їх у сторону зменшення розміру часточок та температури фінальної обробки.

Список літератури:

1. Варюхно В. В., Довгаль А. Г., Бурдюженко Л. В., Лісовий Є. М. Моделювання зносостійкості електроіскрових покриттів при відсутності мащення. // Вісник НАУ. - № 2. - 2004. - С. 63-66. 2. Н. Ф. Дмитриченко, В. В. Варюхно, А. В. Кулинич, А. Г. Довгаль, В. П. Коба Пролонгация деталей силовых установок авиационной наземной техники в условиях эксплуатации. // Металлофизика и новейшие технологии. - Том. 39, № 1. - с. 69-82. 3. М. Дмитриченко, О. Тамаргазин, О. Білякович, А. Довгаль, А. Савчук, Ю. Туриця, О. Міланенко Дискретні електро-іскрові покриття для зміцнення спідниць поршнів двигунів внутрішнього згорання. // Systemy i Srodki Transportu Samochodowego. - Wibrane Zagadnienia. - Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza. - Monografia nr 7. - Seria: Transport. - 2016. - С. 129-134. 4. Довгаль А. Г. Розробка композиційного матеріалу для сідел клапанів двигунів внутрішнього згорання авіаційної наземної техніки. // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 8-а Міжнародна науково-практична конференція. 28-29 вересня 2017 р. Херсон. Херсонська державна морська академія. - Матеріали. - Херсон: 2017. - С. 212-217. 5. Приймак Л. Б. Зносостійкість композиційного матеріалу для сідел клапанів на основі карбонітриду титану. // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування. 8-а Міжнародна науково-практична конференція. 28-29 вересня 2017 р. Херсон. Херсонська державна морська академія. - Матеріали. - Херсон: 2017. - С. 279-283. 6. Евдокимов Ю.А., Колесников В.И., Тетерин А.И. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. - М.: Наука, - 1980. - 228 с. 7. Новик Ф. С. Математические методы планирования экспериментов в металловедении. В 2-х ч. - М.: МИС, - I ч. - 1970, - 110 с., - II ч. - 1972, - 118 с.

Bibliography (transliterated):

1. Variyukhno V. V., Dovgal A. G., Burduzhenko L. V., Lisoviy Ye. M. (2004) "Modelling of the Wear Resistance of Electro Spark Coatings without Lubricants." *Proceeding of NAU* ["Modelirovaniye iznosostoykosti elektroiskrovih pokritiy bez smazochnih materialov"] *Vestnik NAU*, №2, P. 63-66. 2. N. F. Dmytrichenko, V. V. Variyukhno, A. V. Kulynich, A. G. Dovgal, V. P. Coba (2017) "Lifetime Prolongation of the Power Plants Elements of Aircraft Ground Support Equipment in Operational Conditions." *Metal Physics and Newest Technologies*. ["Prodovzhennya resursu detaley silovih ustanovok aviatsynoyi nazemniyi tekhniki v umovah ekspluatatsiyi"] *Metalfizika i niveysheye tekhnologii* Vol. 39, № 1. January., P. 69-82. 3. M. Dmytrichenko, O. Tamargazin, O. Bilyakovich, A. Dovgal, A. Savchuk, Yu. Turitsya, O. Milanenko (2016) "Discrete Electro-Spark Coatings for Strengthening of the Piston Shirts of Internal Combustion Engine." *Systemy i Srodki Transportu Samochodowego*. *Wibrane Zagadnienia*. *Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza*. ["Diskretni elektroiskrovi pokrittya dlya zmitsnennia spidnits porshniv dviguniv vnutrishnyogo zgorannya"] *Systemy i Srodki Transportu Samochodowego*. *Wibrane Zagadnienia*. *Politechnika Rzeszowska im. Ignacego Lukasiewicza*.] *Monografia nr 7., Seria: Transport.*, C. 129-134. 4. Dovgal A. G. (2017) "Development of the Composition Material for the Valves Saddles of the Internal Combustion Engines of Aircraft Ground Support Equipment." *Modern Power Plants of Transport and Technologies and Equipment for Their Maintenance*. 8-th International Theoretical and Practical Conference. ["Rozrobka kompozitsynogo materialu dlya sidel klapaniv dviguniv vnutrishnyogo zgorannya aviatsynoyi nazemnoyi tekhniki"] *Suchasni silovi ustanivki transportu i tekhnologii ta obladnannya dlya yih obslugovuvannya*, 8-ma mizhnarodna teoretichna i praktichna konferentsiya] 28-29 September 2017. Cherson. Cherson State Marine Academy, Materials., Cherson: P. 212-217. 5. Pryimak L. B. (2017) "Wear Resistance of Composition Material for Valves Saddles Based on the Titanium Carbide." *Modern Power Plants of Transport and Technologies and Equipment for Their Maintenance*. 8-th International Theoretical and Practical Conference. ["Znosostiykist kompozitsynogo materialu dlya sidel klapaniv na osnovi karbonitridu titanu"] *Suchasni silovi ustanivki transportu i tekhnologii ta obladnannya dlya yih obslugovuvannya*, 8-ma mizhnarodna teoretichna i praktichna konferentsiya] 28-29 September 2017. Cherson. Cherson State Marine Academy. Materials., Cherson, P. 279-283. 6. Yevdokimov Yu. A., Kolesnikov V. I., Teterin A. I. (1980) *Planning and Analysis of Experiment for Tasks Solving of Friction and Wear*. [Planirovaniye i analiz eksperimenta dlya resheniya zadach treniya i iznosa] Moscow: Science, 228 p. 7. Novik F. S. (1970, 1972) *Mathematical Methods of Experimentants Planning in Metal Science*. In 2 parts. [Matematicheskiye metody planirovaniya eksperimenta v metallovedeniyi] Moscow: Moscow Institute of Steel, I part., 110 p., II part., 118 p.

Надійшла до редакції 02.07.2018 р.

Приймак Людмила Борисівна – кандидат техн. наук, доцент кафедри технологій аеропортів Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: Ludmila-joy@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0003-4024-0941>.

Довгаль Андрій Григорович – кандидат техн. наук, доцент кафедри технологій аеропортів Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: Ludmila-joy@ukr.net., <http://orcid.org/0000-0003-1300-0192>.

Тамаргазін Олександр Анатолійович – доктор техн. наук, проф., завідувач кафедри технологій аеропортів Національного авіаційного університету, Київ, Україна, e-mail: avia-icaa@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0002-9941-3600>.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ КОМПОЗИЦИОННОГО ПОКРЫТИЯ ДЛЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОРШНЕЙ ДВС АВИАЦИОННОЙ НАЗЕМНОЙ ТЕХНИКИ

О. А. Тамаргазин, А. Г. Довгал, Л. Б. Приймак

Проведено математическое моделирование отдельных триботехнических характеристик интрузионных покрытий, предназначенных для поверхностей поршней двигателей внутреннего сгорания, изготовленных из литейных алюминиевых сплавов. Проблема износостойкости поршней является одной из наибольших научных проблем применения двигателей и в двигателестроительной отрасли. Научное исследование износостойкости алюминиевых сплавов поршней является важным для разработки технологии поверхностного упрочнения. В качестве компонентов для композиционных покрытий использовались карбид кремния и оксид алюминия разного гранулометрического состава. Были избраны основные факторы нанесения покрытий для определения критических для износостойкости и качества покрытия. Покрытия наносили методом интрузии в струе песка пескоструйной машины и фиксировали окончательной термической обработкой. Среду покрытия смешивали со струей песка в процессе нанесения покрытия. Таким образом, наименьшие частицы наносились на подложку в потоке струи песка, а основная среда песка отторгалась с поверхности. Результаты полученных триботехнических характеристик использовали для построения регрессионных полиномиальных зависимостей и определения их коэффициентов. Порядок полинома был избран равным двум соответственно количеству факторов. Высшая степень полинома является бесполезной, так как не влияет на точность расчетных данных. Для определения точности расчетов была оценена адекватность модели. Так был рассчитан критерий Фишера для разработанной полиномиальной модели и сравнен с табличным для определения адекватности модели, а также для определения статистической значимости коэффициентов полиномиальной модели. В качестве факторов оптимизации был избран размер частицы покрытия и температура окончательной термической обработки. В качестве функции отклика была избрана износостойкость покрытия, которая характеризует ресурс и коэффициент трения, который указывает на возможное схватывание в рабочих условиях. Были определены коэффициенты полиномиальных моделей, определена их статистическая значимость и построенные двумерные графические зависимости. Получены модели были проверены на адекватность посредством статистических критериев Стьюдента и Фишера в каждой точке модели. На основе визуальной оптимизации полученных моделей были сформированы рекомендации относительно технологических режимов нанесения покрытий на поверхности поршней ДВС АНТ.

MODELLING OF WEAR RESISTANCE OF COMPOSITION COATING FOR PISTON SURFACES OF ICE aircraft GROUND SUPPORT EQUIPMENT

O. A. Tamargazin, A. G. Dovgal, L. B. Pryimak

Mathematic modeling of some tribotechnical description of intrusive coating intended for piston surfaces of internal combustion engines made of cast aluminium alloys has been held. The problem of piston wear resistance is one of the biggest scientific problem of the engine applicators and engine building industry. The scientific research of the aluminium alloy wear resistance of pistons is vital for development of superficial strengthening technology. As the components of composition coatings the silicon carbide and aluminium oxide of different granulometric content has been selected. The main factors of the coating deposition have been chosen for detection of the most crucial for the wear resistance and coatings quality. The coating had been deposited by the intrusion method in the sand stream of sandblast machine and finally fixed by eventual thermal treatment. The coating media had been mixed with the sand blast stream in the process of coating depositions. Thus the smallest particles have been deposited on the substrate in the sand blast stream and the main media of the sand had been rejected from the coating surface. Results of acquired tribotechnical descriptions had been used for development of regression polynomial expressions and determination of their factors. The order of the polynomial had been chosen being equal to the two complying the number of the factor. The higher number degree of the polynomial is useless as is not influencing the precision of the calculated results. In order to determine the calculation precisions the model adequacy has been estimated. Thus the Fisher's criteria have been calculated for the polynomial models developed comparing with the tabular ones in order to detect the models adequacy, as well as estimation of the statistical significance of the polynomial models factors. As the optimization factors the size of the coating particles and the temperature of eventual treatment have been selected. As the response function the wear resistance of the coating, that describes the life time and friction factor, that indicates the possible seizure in the working conditions. The factors of polynomial models have been determined, their statistical significance has been determined and two-dimensional diagrams have been plotted. Acquired models have been checked for adequacy using the statistical Fisher's and Student's criteria in each point of the model. On the ground of visual optimization of the acquired models, recommendations have been composed on deposition modes of coating application on the piston surfaces of AGSE ICE.

А.Э.Хрулев, М.В.Кротов

ВЛИЯНИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ В СИСТЕМЕ СМАЗКИ НА ХАРАКТЕР ПОВРЕЖДЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ ДВС

Выполнен анализ состояния подшипников ДВС при различных неисправностях в системе смазки, вызывающих уменьшение или даже полное прекращение подачи масла к подшипникам коленчатого вала. Установлено, что нарушение подачи масла приводит к двум главным видам повреждений подшипников - когда повреждены только коренные подшипники, речь может идти о полном или почти полном прекращении подачи масла, в то время как повреждение только шатунных подшипников возникает при снижении подачи масла. Выявлено, что разница в характере повреждения коренных и шатунных подшипников связана не только с конструктивным различием организации подачи масла, но и с действием центробежных сил от вращения коленвала на столб масла в смазочном отверстии, подающем масло к шатунному подшипнику. Приведены и проанализированы основные признаки рассматриваемых видов повреждений, а путем разделения этих признаков на главные, подтверждающие и уточняющие, разработаны простые рекомендации по определению причин неисправности ДВС, связанных с повреждениями подшипников.

Постановка задачи

Многолетняя практика исследования неисправностей двигателей внутреннего сгорания показывает, что нарушение режима смазки в двигателе является одной из наиболее распространенных причин повреждений подшипников коленчатого вала в эксплуатации. Такое повреждение происходит в условиях граничного или сухого трения при недостаточной подаче масла, вследствие чего данный режим работы подшипников в двигателе получил название "масляное голодание".

За более чем 100 лет эксплуатации ДВС различных типов неисправности, повреждения и отказы узлов и деталей достаточно подробно изучены. Так, в известной технической литературе по неисправностям ДВС [1, 9, 10] описаны многочисленные возможные причины повреждения подшипников, связанные с масляным голоданием. В некоторых источниках информации, включая технические каталоги повреждений деталей мировых производителей комплектующих - фирм Mahle, Kolbenschmidt, Clevite, King Bearings и др. [9-12], содержатся некоторые сведения, позволяющие даже как-то локализовать повреждение и уточнить его причину. При этом обычно указывается, что если повреждены все подшипники или их большинство, то речь идёт об общей недостатке масла, в том числе, могут иметь место самые разные причины, например:

- неисправный или негерметичный масляный насос, или же дефект редукционного клапана насоса;
- утечки в масляной системе (чрезмерно большие зазоры, поломки заглушек, масляных форсунок и т.д.);
- засорение сетки маслоприемника;
- слишком низкий уровень масла;
- слишком большой наклон автомобиля.

Если же повреждён только один подшипник, то

это считается локальной недостаточностью масла, для которой источники обычно дают следующие причины:

- установка вкладыша подшипника в неправильном положении - если одна половина подшипника имеет масляные каналы, а другая не имеет таковых, то в неправильном положении (наоборот) происходит перекрытие масляного канала в постели подшипника, и тогда масло не поступает в подшипник;
- засорение масляных каналов к повреждённому подшипнику посторонними предметами;
- полное отсутствие подачи масла к шейке (например, при поломке вала);
- прочие причины, в том числе, производственные, включая попадание под подшипник посторонних предметов, частиц, неправильная геометрия и др.

Очевидно, при анализе повреждения, ограниченного только одним подшипником, определение причины нарушения режима его смазки не вызовет больших трудностей, поскольку повреждение возможно только по весьма ограниченному числу причин, локализованных непосредственно у этого поврежденного подшипника [1, 2-5]. Однако при исследовании причины неисправности ДВС, в котором повреждены большинство или все подшипники коленвала, указанной информации, как правило, недостаточно. Кроме того, для многих практических случаев в литературе отсутствует подробное описание целого ряда наблюдаемых конкретных признаков повреждений, что нередко вызывает у специалистов большие сложности в определении действительных причин повреждения коренных и шатунных подшипников.

Цель данной работы - разработка рекомендаций для определения причин неисправностей подшипников ДВС в зависимости от характера их повреждений.

Особенности повреждения подшипников ДВС и их причины

Как известно, коренные и шатунные подшипники в ДВС имеют различное конструктивное устройство подачи масла. Так, смазка коренных подшипников происходит моторным маслом, подаваемым к ним из поддона двигателя масляным насосом под давлением из главной масляной магистрали в блоке цилиндров. В то же время подача масла к шатунным подшипникам происходит от коренных подшипников по радиально-осевым масляным каналам, выполненным в коленчатом вале.



Рис.1. Типичный пример повреждения шатунных подшипников (вверху) при отсутствии заметных повреждений коренных подшипников (внизу) - обычный результат эксплуатации двигателя с недостаточным уровнем масла

В процессе исследований причин неисправностей в системе смазки двигателей обычно выявляются следующие основные и наиболее часто встречающиеся виды повреждений подшипников коленвала [1, 2-5], которые можно разбить на 3 основных вида:

1) повреждены большинство или все шатунные подшипники (рис.1), с образованием следов масляного голодания на шатунных шейках коленвала, на рабочей поверхности подшипников в виде цветов

побежалости металла, задигов, плавления и разрушения антифрикционного слоя подшипников, с повреждением кривошипных головок шатунов, при этом коренные подшипники следов повреждения не имеют или они незначительны,

2) повреждены большинство или все коренные подшипники (рис.2), с образованием следов масляного голодания на коренных шейках коленвала, на рабочей поверхности подшипников в виде цветов побежалости металла, задигов, плавления и разрушения антифрикционного слоя подшипников, с повреждениями на поверхности отверстий опор (постелей) коленвала в блоке цилиндров, при этом шатунные подшипники следов повреждения не имеют,

3) повреждены в той или иной степени и коренные, и шатунные подшипники, имеющие следы повреждения различной степени (рис.3).



Рис.2. Противоположный случай - повреждения коренных подшипников с плавлением, заклиниванием вала и проворачиванием вкладышей в постелях (вверху), сопровождаемые сравнительно небольшими повреждениями шатунных подшипников (внизу), вызван чрезвычайно быстрой деградацией моторного масла с закупориванием сетки маслоприемника

Исходя из различий в условиях смазки шатунных и коренных подшипников, логично предположить, что в случае внезапного и полного прекращения подачи масла к коленчатому валу нарушение смазки возникнет в 1-ю очередь в тех подшипниках,

куда смазка непосредственно подается под давлением. Тогда режим масляного голодания при быстром и полном прекращении подачи масла должен возникать, в 1-ю очередь, в коренных подшипниках коленвала.

Отсюда также следует, что наблюдаемое повреждение только шатунных подшипников (без повреждения коренных) возможно не только и не столько в случае полного отсутствия масла в смазочных отверстиях коленвала, сколько при снижении подачи масла, но не полного его прекращения (иначе повреждения получили бы и коренные подшипники).

Несмотря на эти очевидные особенности повреждения подшипников, практика показывает: некоторые специалисты при определении причины подобных неисправностей не принимают во внимание наблюдаемое различие в степени повреждения коренных и шатунных подшипников и указывают в результате на такие причины возникновения масляного голодания, которые прямо противоречат имеющимся признакам. В то же время наличие одновременного повреждения всех подшипников коленвала вызывает наибольшие трудности при определении достоверной причины повреждения, соответствующей реальной картине выхода двигателя из строя.



Рис.3. Пример повреждения всех подшипников - и коренных (вверху), и шатунных (внизу), в результате длительной эксплуатации двигателя на мощностных режимах при неисправном маслоснабжении

Влияние конструкции коренных подшипников на смазку шатунных

Для того, чтобы выяснить причину, по которой в некоторых практических случаях повреждается только одна группа подшипников, необходимо еще раз рассмотреть хорошо известную всем конструктивную схему подшипников коленвала ДВС. Действительно, в подавляющем большинстве конструкций автомобильных ДВС коренные подшипники, помимо основной "подшипниковой" функции, выполняют и роль маслораспределителей для подачи масла к шатунным подшипникам. По мере роста удельных нагрузок, что связано с увеличением мощностных показателей, постепенно была выработана единая конструктивная схема коренных подшипников [6, 9-12], имеющая следующие отличительные особенности:

- 1) нижняя половина коренного вкладыша выполняется без маслосборной канавки, что необходимо из условия максимальной грузоподъемности и минимального эксплуатационного износа подшипника,
- 2) маслосборная канавка выполняется только на менее нагруженной верхней половине вкладыша,
- 3) на коленчатом валу выполняется одно или два отверстия для подачи масла из маслосборной канавки к шатунному подшипнику.

Анализ конструкций автомобильных ДВС, выпущенных в конце 20-го и начале 21-го веков показывает, что отверстия в коленчатом валу для подачи масла к шатунным подшипникам выполняются в 2-х вариантах (рис.4):

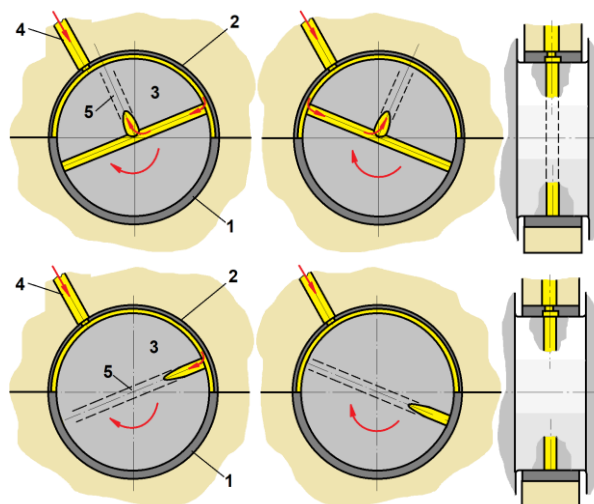


Рис.4. Конструктивные схемы коренного подшипника с непрерывной подачей масла через сквозное поперечное отверстие в коренной шейке (вверху) и с прерывистой подачей масла через отверстие, соединяющее коренную и шатунную шейки (внизу):

1- нижний вкладыш без канавки, 2- верхний вкладыш с канавкой, 3- коленвал, 4- канал подачи масла к коренной опоре, 5- канал подачи масла к шатунной шейке

1) коренная шейка сверлится поперек по ее диаметру насквозь, затем выполняется отверстие в шатунной шейке до его соединения с отверстием в коренной,

2) сверлится только одно сквозное отверстие, соединяющее коренную и шатунную шейку.

Поскольку уменьшение себестоимости производства реализуется, в том числе, и путем сокращения числа производственных операций, наибольшее распространение постепенно получила схема с одним смазочным отверстием. Однако, как нетрудно заметить, установка коленчатого вала, имеющего только по одному отверстию в коренных шейках, в подшипники, у которых маслосборная канавка есть только на верхних половинах вкладышей, приводит к прерывистой подаче масла в смазочное отверстие коленвала, предназначенное для смазки шатунных подшипников.

Действительно, при вращении коленчатого вала отверстие подачи масла к шатунным подшипникам открыто только те пол оборота, когда оно совпадает с маслосборной канавкой на верхнем вкладыше - остальные пол оборота отверстие закрыто нижней половиной вкладыша, и никакой подачи масла в каналы смазки шатунных подшипников не происходит. Возникает вопрос: каким образом шатунный подшипник работает тогда без масла?

Ответ заключен в самом различии способов подачи масла к коренным и шатунным подшипникам - к коренным масло поступает непрерывно и непосредственно из системы смазки от маслососа, а к шатунным оно идет от маслосборной канавки, причем расположение оси шатунной шейки со смещением на величину радиуса кривошипа (с эксцентриситетом) от оси коренных предполагает, что даже при полном перекрытии смазочного отверстия в коленвале подача масла к шатунным подшипникам неизбежно продолжится - за счет центробежных сил.

Поскольку различается не только способ подачи масла, но и, судя по имеющимся данным [1, 5], сам характер повреждения коренных и шатунных подшипников, вполне допустимо предположить, что эту разницу дает именно влияние центробежных сил. Поэтому рассмотрим более подробно, насколько такое влияние может быть существенным.

Оценка влияния центробежных сил на смазку шатунных подшипников

Рассмотрим упрощенную схему организации подачи масла от коренной шейки к шатунной (рис.5), приняв следующие допущения:

1) смазочное отверстие просверлено приблизительно по радиусу кривошипа,

2) течение масла в отверстии имеет свойство неразрывности,

3) подача масла от коренного подшипника перекрыта,

4) вращение вала идет с постоянной скоростью, равной 3000 мин^{-1} , что соответствует режиму средних оборотов.

Очевидно, давление масла $P_{мц}$ в выходном сечении отверстия (на шатунной шейке) при таких условиях будет равно:

$$P_{мц} = F_{ц}/f, \quad (1)$$

где $F_{ц} = m v^2/R$ - центробежная сила, действующая на столб масла в отверстии, Н, $m = \rho f l$ - масса столба масла, кг, ρ - плотность масла (900 кг/м^3), f - площадь проходного сечения отверстия, м^2 , l - длина столба масла, на который действуют неуравновешенная центробежная сила, м, $v = \pi R n/30$ - окружная скорость, м/с, на радиусе кривошипа R , n - частота вращения, мин^{-1} .

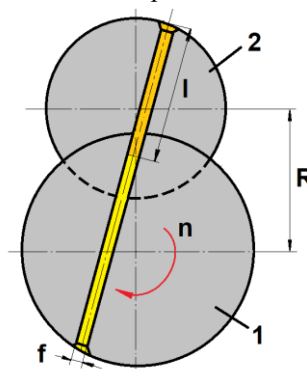


Рис.5. Схема подачи масла от коренной (1) к шатунной (2) шейке коленвала

Подставляя все выражения в формулу (1), получим давление масла от центробежных сил:

$$P_{мц} = \rho l R n^2 (\pi^2/900).$$

Как это следует из схемы узла, радиус кривошипа и длина столба масла в отверстии - величины приблизительно равные, поэтому для простоты приравняем их друг другу - тогда формула для расчета давления масла в шатунных подшипниках от центробежных сил получит следующий простой окончательный вид:

$$P_{мц} = \rho R^2 n^2 (\pi^2/900).$$

Если принять среднюю величину радиуса кривошипа $0,05 \text{ м}$, то простейший расчет даст давление подачи масла $P_{мц} = 2,2 \text{ бар}$. Отсюда прямо следуют, как минимум, три важных вывода:

1) прерывистой подачи масла к шатунным подшипникам нет даже в случае, если каждые пол оборота коленвала смазочное отверстие на коренной шейке перекрывается нижним коренным вкладышем без канавки - подача масла обеспечивается непрерывно под действием центробежных сил

на столб масла в смазочном отверстии,

2) возможность нормальной работы шатунных подшипников при отключении подачи масла в смазочное отверстие каждые поворот коленвала прямо подтверждает тот факт, что даже при полном прекращении подачи масла в смазочное отверстие шатунный подшипник некоторое время будет продолжать нормальную работу,

3) при аварийном прекращении подачи масла к коренным подшипникам шатунные не остаются сразу без смазки, поскольку некоторое время давление масла в них обеспечивается действием центробежных сил, причем величина давления, создаваемого центробежными силами, действующими на столб масла в смазочном отверстии, вполне достаточно для нормальной работы подшипника (хотя и весьма ограниченное время - пока масло не будет полностью выдавлено из смазочного отверстия в шатунный подшипник).

Исходя из таких особенностей работы шатунных подшипников, есть все основания полагать, что именно наличием центробежных сил и объясняются отмечаемые в практике исследования причин неисправностей существенные различия в повреждениях коренных и шатунных подшипников. В частности, речь идет о тех случаях, когда заклинивание коленчатого вала в коренных подшипниках не сопровождается каким-либо повреждением шатунных. Тем не менее, объяснить некоторые неисправности данная теория может не всегда, поскольку не учитывает влияния режима работы двигателя на функционирование системы смазки.

Влияние режима работы двигателя на повреждения подшипников

Хорошо известно, что режим масляного голодания, который приводит к повреждению и последующему разрушению подшипника скольжения, первоначально возникает при недостаточной подаче масла к трущимся поверхностям подшипника, в результате чего при заданной нагрузке масляная пленка становится тоньше [1, 5, 8]. Уменьшение подачи масла в подшипник приводит к ухудшению отвода тепла и повышению температуры масла и самого подшипника, что снижает вязкость масла и еще больше уменьшает толщину его пленки. Это, в свою очередь, вызывает непосредственный контакт и разогрев подшипника от трения контактирующих деталей – вкладыша и шейки коленвала, в соответствии с режимом граничного трения, характеризующимся контактом по микронеровностям как начальной фазе повреждения.

Дальнейшее уменьшение подачи масла (и/или рост нагрузки на вал) приводит к расширению зон соприкосновения деталей и дальнейшему разогреву

их поверхностей. В определенный момент масло полностью выдавливается из зазора, происходит переход в так называемый режим сухого трения, и начинается плавление рабочего слоя вкладыша. В условиях непосредственного контакта вала со вкладышем это ведет к переносу расплавленного рабочего слоя вкладыша на поверхность шейки вала (задирам), одновременно с этим расплавленный антифрикционный материал вкладыша выжимается под действием рабочей нагрузки к краям вкладыша.

При работе двигателя на низких оборотах и нагрузках на данной стадии расплавления подшипника и взаимного переноса материала может произойти заклинивание вала в подшипнике за счет приваривания деталей друг к другу. На высоких оборотах и у мощных двигателей такой эффект наблюдается реже, поскольку при большой развиваемой мощности двигатель преодолевает любую дополнительную силу сопротивления вращению коленчатого вала, сопутствующую разрушению вкладышей. В таких случаях, даже если вкладыши привариваются к валу, они проворачиваются в блоке цилиндров и/или кривошипной головке шатуна. Дальнейшая работа двигателя с данной неисправностью ведет к ее развитию и распространению повреждений на все большее число подшипников, в том числе, за счет вторичного их повреждения продуктами разрушения (рис.6), а также перекрытия каналов, в том числе, при проворачивании вкладышей в коренных постелях.

Указанная особенность развития начального повреждения на мощностных режимах, судя по имеющимся экспериментальным данным [1, 5], и является причиной того, что на практике наблюдаются не две характерных картины повреждений (повреждены или только коренные, или только шатунные подшипники), а три - к двум часто встречающимся вариантам добавляется третий, с повреждением и шатунных, и коренных подшипников.

Причем, чем больше нагрузка и обороты и длительнее работа двигателя после появления неисправности, тем, в целом, меньше различия в степени повреждения подшипников - вплоть до полного разрушения двигателя (рис.7).

Все указанные данные позволяют собрать вместе все возможные причины повреждения подшипников и характерные признаки нарушения режима смазки, чтобы путем сравнения с имеющимися признаками определить, по какой причине возникло повреждение подшипников коленвала. Для этого целесообразно воспользоваться принципами разделения признаков на главные, подтверждающие и уточняющие.

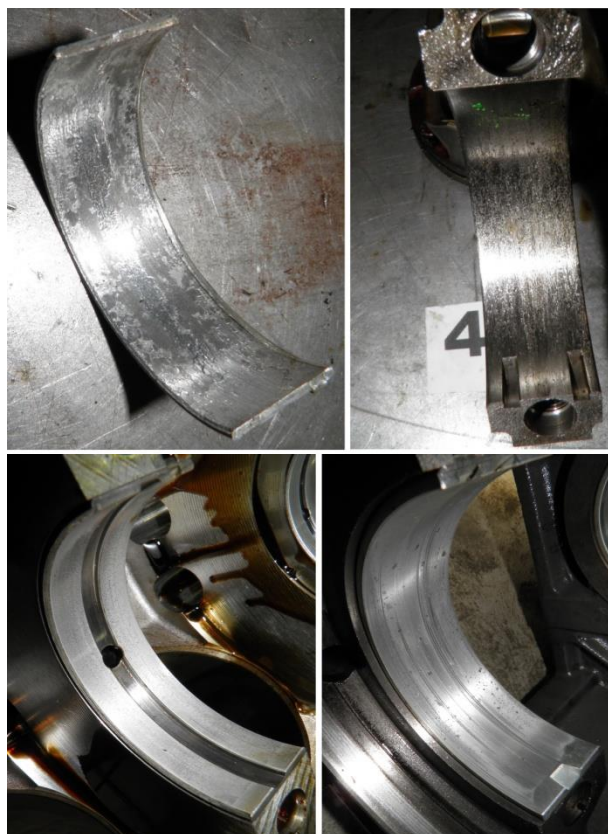


Рис.6. Пример значительного повреждения шатунных вкладышей с плавлением и разрушением рабочего слоя и проворачиванием в кривошипной головке шатуна (вверху) при незначительном повреждении коренных подшипников преимущественно частицами разрушения шатунных (внизу) - результат эксплуатации на масле с чрезмерно низкой вязкостью, вызванной перегревом двигателя

Так, главным признаком неисправности является сам характер повреждения подшипников, а именно, какая группа подшипников повреждена - шатунные, коренные или те и другие.

К подтверждающим признакам следует отнести такие особенности повреждения, как наличие или отсутствие заклинивания вала в подшипнике, проворачивания вкладыша в постели, перегрева и разрушения кривошипной головки шатуна. Это позволяет выявить причину неисправности по уточняющим признакам, в том числе, по состоянию маслососа, фильтра, сетки маслоприемника, целостности поддона картера, наличию течей и продуктов загрязнения масла, а также качества самого масла и других признаков, характеризующих состояние деталей.

Для наглядности все признаки, необходимые для определения состояния подшипников, сгруппированы и сведены в табл.1.



Рис.7. Полное разрушение двигателя (вверху) с чрезвычайными повреждениями большинства коренных и шатунных вкладышей, коленчатого вала и множественными пробоями блока цилиндров (внизу) - результат длительной работы двигателя на мощностных режимах с неисправной системой смазки

На практике, помимо крайних ("чистых") случаев повреждения или только коренных, или только шатунных подшипников, исследователь сталкивается и с переходными состояниями, когда, например, повреждены все подшипники, но какие-то в большей степени, а какие-то в меньшей, что нередко связано со вторичными повреждениями деталей при продолжении работы двигателя после возникновения неисправности. Понятно, что прекращение эксплуатации двигателя сразу после появления признаков неисправности дает более четкую картину, в то время как любые вторичные повреждения могут в некоторых случаях "смазать" эту картину и затруднить определение причины неисправности. Тем не менее, сопоставление признаков повреждения подшипников конкретного двигателя с данными табл.1 позволяет достаточно быстро локализовать неисправность и путем ограниченного числа проверок также быстро выявить причину неисправности. При этом важно, что уточняется не только причина, но и в целом режим и длительность работы двигателя после возникновения неисправности, что может иметь решающее значение при некоторых видах исследований (например, для страховых компаний).

Таблица 1. Характер повреждения подшипников коленвала в зависимости от вида неисправности системы смазки и режима работы двигателя

Главные признаки неисправности (какая группа подшипников повреждена)	Повреждены несколько или все шатунные подшипники коленвала	Повреждены несколько или все коренные подшипники коленвала	Повреждены и коренные, и шатунные подшипники
Режимы работы двигателя (оказывают влияние на характер повреждения деталей)	- пониженные обороты и нагрузки, сравнительно малое время работы после возникновения неисправности, - повышенные нагрузки, - увеличенная длительность работы после возникновения неисправности	- пониженные обороты и нагрузки, сравнительно малое время работы после возникновения неисправности, - повышенные нагрузки	- сравнительно длительная работа двигателя на мощностных режимах после возникновения неисправности
Подтверждающие признаки (характер повреждения деталей кривошипно-шатунного механизма)	- заклинивание коленвала в шатунных подшипниках на малых оборотах, - проворачивание шатунных вкладышей и повреждение кривошипн. головок шатунов при повышении нагрузки, - перегрев и разрушение кривошипной головки шатуна при увеличении длительности работы	- заклинивание коленвала в коренных подшипниках на малых оборотах, - проворачивание коренных вкладышей и повреждение коренных постелей в блоке цилиндров при увеличении нагрузки	- проворачивание шатунных вкладышей и повреждение кривошипных головок шатунов с последующим их разрушением, - проворачивание коренных вкладышей и повреждение коренных постелей в блоке цилиндров
Причины неисправности (находятся по уточняющим признакам - состоянию конкретных деталей)	Снижение подачи масла к коленвалу, в том числе: - несвоевременный контроль за уровнем масла, - износ деталей масляного насоса, - износ коленвала и подшипников, - загрязнение сетки маслозаборника, - чрезмерно низкая вязкость масла	Прекращение подачи масла к коленвалу, в том числе: - заклинивание редукционного клапана масляного насоса в открытом положении, - заклинивание редукционного клапана маслонасоса в закрытом положении, выдавливание резинового кольца из-под масляного фильтра, - неисправность механизма регулирования объема нагнетательной полости маслонасоса, - разрушение поддона картера, - внутренние разрушения в двигателе, влияющие на герметичность и/или исправность маслосистемы	Возможные причины неисправности могут соответствовать как снижению, так и полному прекращению подачи масла: - ключевое значение имеет разница между состоянием (степенью повреждения) коренных и шатунных подшипников, - чем дольше работает двигатель после появления неисправности, тем труднее определить разницу между состоянием (повреждением) коренных и шатунных подшипников

Заключение

Наблюдаемое, согласно имеющимся экспериментальным данным, различие в повреждениях коренных и шатунных подшипников коленчатого вала при неисправностях в системе смазки вызвано различиями в организации подачи масла к подшипникам при влиянии центробежных сил и является ключевым фактором, указывающим на причину неисправности. Так, нарушение режима смазки и повреждение только коренных подшипников связано, главным образом, с быстрым и полным (или почти полным) прекращением подачи к ним масла, в то время как повреждение только шатунных подшипников является, как правило, следствием снижения

подачи масла ниже некоего минимального уровня. Возможны и переходные состояния, когда повреждены и коренные, и шатунные подшипники, однако для правильного определения причины наиболее важна разница в степени их повреждения. При этом, если известные признаки повреждений подшипников разбить на главные (какая группа подшипников повреждена), подтверждающие (характер повреждений) и уточняющие (состояние деталей системы смазки), а затем проверять наличие указанных признаков при исследовании причин неисправностей в зависимости от разницы в состоянии коренных и шатунных подшипников, то причины неисправности двигателя, вызвавшие повреждение

подшипников, могут быть определены с более высокой достоверностью.

Список литературы:

1. Greuter E. Engine Failure Analysis [Text] / Greuter Greuter E., Zima S. // SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA. - 2012. - 582 p. 2. Копелиович Д. Как избежать отказов в работе подшипников скольжения [Текст] / Д.Копелиович // Автомобиль и сервис. - 2012. - №10. - С.62-64. 3. Копелиович Д. Вкладыши для двигателя - детали критические [Текст] / Д.Копелиович // Автомобиль и сервис. - 2012. - №8. - С.42-44. 4. Хрулев А.Э. Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях [Текст] / А.Э.Хрулев, Ю.В.Кочуренко // Двигатели внутреннего сгорания. - 2017. - №1. - С.52-59. 5. Хрулев А. Почему застучал вкладыш? [Текст] / А.Хрулев // Автомобиль и сервис. - 2000. - №12. - С.14-16. 6. Хрулев А. Подшипники двигателей [Текст] / А.Хрулев // Автомобиль и сервис. - 1998. - №01. - С.41-44. 7. Чернавский С.А. Подшипники скольжения [Текст] / С.А.Чернавский // М.: Гос. научно-техн. изд. машиностроительной лит. - 1963. - 244 с. 8. Шаповалов В.В. Триботехника [Текст] / В.В.Шаповалов, В.А.Кохановский, А.Ч.Эркенов // Под ред. В.В.Шаповалова. - Ростов н/Д: Феникс, ISBN 978-5-222-25809-5, 2017. - 348 с. 9. Engine Bearings. Failure & Analysis Guide [Text] // Clevite Issue form #CBE-1-1208, Mahle Clevite Inc., Ann Arbor, MI 48108, USA. - 2008. - 32 p. 10. Engine Bearings: Failure Analysis and Correction [Text] // MAHLE Aftermarket Inc. 23030 MAHLE Drive, Farmington Hills, MI 48335 USA. - 2014. - 39p. 11. GLYCO. Engine Bearings. Catalogue

No.CATGY1201 [Text] // Federal-Mogul Global Aftermarket EMEA, Kontich, Belgium - 2013-2014. - 1321 p. 12. King Engine Bearings Catalogue [Text] // King Engine Bearings, Inc., 371 Little Falls Road, Suite 5, Cedar Grove, NJ 07009, USA. - 2016. - 554 p.

Bibliography (transliterated):

1. Greuter E. (2012), Engine Failure Analysis / SAE International, R-320, ISBN 978-0-7680-0885-2. Warrendale, USA. 582 p. 2. Kopeliovich D. (2012), How to avoid failures during sliding bearings working [Kak izbejat otkazov v rabote podshinikov skoljenia?] / Automobile & Service, No.10, pp. 62-64. 3. Kopeliovich D. (2012), Engine bearings - critical components [Vkladyshi dlya dvigatelya - detali kriticheskije] / Automobile & Service, No.8, pp. 42-44. 4. Khrulev A.E., Kochurenko Yu.V. (2017), Method for determining the cause of the ICE failure for severe damages in operation [Metodika opredelenia prichiny neispravnosti DVS pri tyazelykh ekspluatatsionnykh povrezhdeniyah] / Internal combustion engines, No.1, pp. 52-59. 5. A. Khrulev (2000), Why does the bearing knock? [Pochemu zastuchal vkladysh?] / Automobile & Service, No.12, pp. 14-16. 6. Khrulev A. (1998), Engine bearings [Podshipniki dvigatelei] / Automobile & Service, No.1, pp. 41-44. 7. Chernavsky S.A. (1963), Sliding bearings [Podshipniki skoljenia] / Moscow: Gos. scientific and technical. ed. machine-building literature, 244 p. 8. Shapovalov V.V. (2017) Tribotechnics [Tribotekhnika] / Rostov n/D: Phoenix, ISBN 978-5-222-25809-5. - 348 p. 9. Engine Bearings. Failure & Analysis Guide (2008) / Clevite Issue form #CBE-1-1208, Mahle Clevite Inc., Ann Arbor, MI 48108, USA, 32 p. 10. Engine Bearings: Failure Analysis and Correction (2014) / MAHLE Aftermarket Inc. 23030 MAHLE Drive, Farmington Hills, MI 48335 USA, 39 p. 11. GLYCO. Engine Bearings. Catalogue No.CATGY1201 (2013-2014) / Federal-Mogul Global Aftermarket EMEA, Kontich, Belgium, 1321 p. 12. King Engine Bearings Catalogue (2016) / King Engine Bearings, Inc., 371 Little Falls Road, Suite 5, Cedar Grove, NJ 07009, USA, 554 p.

Поступила в редакцию 01.06.2018 г.

Хрулев Александр Эдуардович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., руководитель Международного Моторного Бюро, судебный эксперт, Киев, Украина, e-mail: alo.engine@gmail.com.

Кротов Максим Валерьевич – зам. руководителя Бюро моторной экспертизы Специализированного моторного центра "АБ-Инжиниринг", Москва, Россия, e-mail: ab@ab-engine.ru.

ВПЛИВ ПОРУШЕНЬ У СИСТЕМІ ЗМАЩЕННЯ НА ХАРАКТЕР ПОШКОДЖЕННЯ ПІДШИПНИКІВ ДВЗ

О.Е. Хрулев, М.В. Кротов

Виконано аналіз стану підшипників ДВЗ при різних несправностях в системі змащення, які сприяють зменшенню або навіть повному припиненню подачі масла до підшипників колінчастого вала. Встановлено, що порушення подачі масла призводить до двох основних видів пошкоджень підшипників - коли пошкоджені тільки корінні підшипники, мова може йти про повне або майже повне припинення подачі масла, в той час як ушкодження тільки шатунних підшипників виникає при зниженні подачі масла. Виявлено, що різниця в характері ушкодження корінних і шатунних підшипників пов'язана не тільки з конструктивною відмінністю організації подачі масла, але і з дією відцентрових сил від обертання колєна на стовп масла в змащувальному отворі, що подає масло до шатунних підшипників. Наведено та проаналізовано основні ознаки розглянутих видів ушкоджень, а шляхом поділу цих ознак на головні, що підтверджують і уточнюють, розроблені прості рекомендації по визначенню причин несправності ДВЗ, пов'язаних з ушкодженнями підшипників.

THE INFLUENCE OF FAULTS IN THE LUBRICATION SYSTEM ON THE DAMAGE OF THE ENGINE BEARINGS

A.E.Khrulev, M.V.Krotov

The analysis of the condition of the internal combustion engine bearings is carried out for various lubrication system faults, which cause a reduction or even complete stoppage of the oil supply to the bearings of the crankshaft. It is established that the oil supply failure leads to two main types of bearing damage: when only the main bearings are damaged, it can be a complete or almost complete stop of the oil supply, while damage to the connecting rod bearings only occurs when the oil supply decreases. It was found that the difference in the nature of damage to the main and connecting rod bearings is associated not only with the structural difference in the organization of the oil supply, but also with the effect of centrifugal forces from crankshaft rotation to the oil column in the lubricating hole supplying oil to the conrod bearing. The main signs of the types of damage are presented and analyzed, and by dividing these characteristics into the main ones, confirming and specifying, simple recommendations have been developed to determine the causes of engine failure associated with bearing damage.

*І.В. Парсаданов, В.В. Островерх, О.М. Клименко, Д.В. Павлов***ОЦІНКА ВПЛИВУ ПОКРИТТЯ ПОВЕРХНІ ПОРШНІВ НА ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ**

Використання покриття поршнів дозволяє позитивно впливати на показники дизельного двигуна, що сприяє впровадженню різноманітних технологій покриття у виробництво. Приватним підприємством «Завод Двигун» (м. Мелітополь) впроваджено технологію нанесення покриття дисульфідом молібдену на бічну поверхню поршня і поверхню КЗ в поршні дизелів. Оцінка впливу цієї технології на показники дизельного двигуна надана за результатами досліджень на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ». Дослідження проведені на дизельному двигуні 4ЧН12/14 з безпосереднім впорскуванням палива, газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувального повітря із визначенням індикаторних діаграм, показників токсичності і димності відпрацьованих газів. При обробці результатів досліджень враховувався вплив покриття поверхні камери згоряння на показники потужності, паливної економічності, нагароутворення. Позитивний ефект на процес згоряння в дизельному двигуні при використанні покриття пов'язане із зменшенням втрат на тертя і зростанням теплоти, виділеної в початковий період згоряння. Підвищення швидкості згоряння дозволяє припустити поліпшення пристінкового сумішоутворення за рахунок підвищення температури стінок камери згоряння при її теплоізоляції. Деяке підвищення максимального тиску при малих потужностях не надасть негативного впливу на механічне навантаження дизеля.

Вступ

Певний резерв у поліпшенні показників паливної економічності та екологічності дизелів існує при забезпеченні теплоізоляції КЗ [4-6] за рахунок прискорення підготовки палива до згоряння і зменшення втрат виділеної при згорянні теплоти в систему охолодження. Вищевказане обумовлює актуальність цього напрямку модернізації ДВЗ.

Приватним підприємством «Завод Двигун» (м. Мелітополь) на базі власних виробничих потужностей впроваджено технологію нанесення покриття дисульфідом молібдену на бічну поверхню поршня і поверхню КЗ в поршні дизелів.

Для оцінки ефективності вказаного заходу на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХПІ» проведено дослідження поршнів з покриттям поверхні камери згоряння, виготовлених за технологією ПП «Завод Двигун».

Мета роботи

Метою роботи є визначення впливу покриття поршнів на показники автотракторного дизеля і надання оцінки щодо впровадження технології ПП «Завод Двигун» у виробництво.

За об'єкт дослідження обрано автотракторний дизель 4ЧН12/14, з рядним розташуванням циліндрів, рідинним охолодженням, з безпосереднім впорскуванням палива в камеру згоряння в поршні, газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувального повітря.

Методика дослідження

Дослідження проведено на стенді науково-дослідної лабораторії перспективних двигунів кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ». При проведенні досліджень стенд було укомплектовано обладнанням для вимірювання концентрації у відпрацьованих газах оксидів азоту (NO_x), монооксиду вуглецю (CO), а також димності відпрацьованих газів (N). Калібрування газо-

аналізатору виконувалося безпосередньо перед випробуваннями та після них за допомогою еталонних повітряних газових сумішей.

Тепловий стан дизеля визначався за допомогою вимірювальної системи, що складається з хромель-алюмелевих термопар типу Т9Д та модуля вводу сигналів від термопар Advantech USB-4718, який обробляє, оцифровує та записує на жорсткий диск ЕОМ значення електрорухомої сили термопар.

Для індиціювання процесів у циліндрі ДВЗ і реєстрації тиску палива на вході у форсунку разом з реєстрацією переміщення голки розпилювача використано високотехнологічний комплекс на основі п'єзокварцового датчика AVL 8QP 505с та аналого-цифрового перетворювача L-Card 783-86. Запис сигналів на носій виконується за допомогою ліцензійного програмного забезпечення PowerGraph версії 3.2 Professional, яке забезпечує візуалізацію вимірюваного процесу.

Товщина нагару на поверхні камери згоряння вимірювалася товщиноміром WALCOM CM-8826FN, робота якого основана на принципах магнітної індукції та вихрових токів.

Дослідження проведено з двома варіантами поршнів – вихідний варіант поршнів 23-0305А (рис. 1, а) та дослідний варіант поршнів з покриттям поверхні КЗ (рис. 1, б). Товщина покриття складає 10 мкм. Обидва варіанти поршнів отримані від заводу-виробника та пройшли мікрометраж і обкатку на дизелі.

Випробування дизеля склалися з наступних етапів:

- зняття характеристики холостого ходу в діапазоні частот обертання колінчастого вала (КВ) $n = 1000 \dots 2000 \text{ хв}^{-1}$;
- зняття характеристики по куту випереження впорскування палива (КВВП, Θ) на режимах $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 90 \text{ кВт}$ та $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 76 \text{ кВт}$ при значеннях Θ 14, 18 та 22 град. п.к.в.

до ВМТ);

- зняття навантажувальних характеристик при частотах обертання КВ $n = 2000$ і 1500 хв⁻¹.

КВВП при знятті характеристик холостого ходу і навантажувальних характеристик був незмінним і складав $\Theta = 22$ град. п.к.в. до ВМТ.



а)



б)

Рис. 1. Поршні:

а – 23-0305А; б – дослідні поршні з покриттям поверхні КЗ виробництва ПП «ЗАВОД ДВИГУН»

На кожному режимі визначалися ефективні показники роботи двигуна: витрата палива, токсичність (концентрації оксидів азоту, монооксиду вуглецю) і димність відпрацьованих газів, режимні показники роботи дизеля; проводилося індиціювання двигуна.

Після завершення кожного циклу випробувань під час розбирання дизеля виконувалося вимірювання товщини шару нагару.

Дослідження проведені без заміни гільз циліндрів і поршневих кілець дизеля. При перебиранні перестановка поршнів і поршневих кілець в інші циліндри не допускалася.

Режими випробувань дизеля за навантажувальними характеристиками представлено у табл. 1.

Реєстрація досліджуваних показників здійснювалася при усталених значеннях температур відпрацьованих газів, масла та охолоджуючої рідини. Заміри повторювалися 3...5 разів.

Результати дослідження

Результати досліджень дизеля щодо визначення впливу покриття поршня на годинну витрату палива для режимів холостого ходу в залежності від частоти обертання КВ наведено на рис. 2.

Дані рис. 2 вказують на те, що на холостому ході розбіжність в годинній витраті палива при роботі дизеля з вихідним варіантом поршнів та варіантом поршнів з покриттям поверхні КЗ стає помітною з підвищенням частоти обертання КВ більш, ніж $n = 1300$ хв⁻¹. Так, на холостому ході при частоті

обертання КВ $n = 1400$ хв⁻¹ дизеля з поршнями, що мають покриття поверхні КЗ, годинна витрата палива на 1,5 % менше, а при частоті обертання КВ $n = 2000$ хв⁻¹ – на 2,4 % менше годинної витрати палива у порівнянні з поршнями 23-0305А (без покриття поверхні КЗ). Зменшення витрати палива на холостому ході пов'язане із зниженням втрат на тертя в сполученні поршень – гільза.

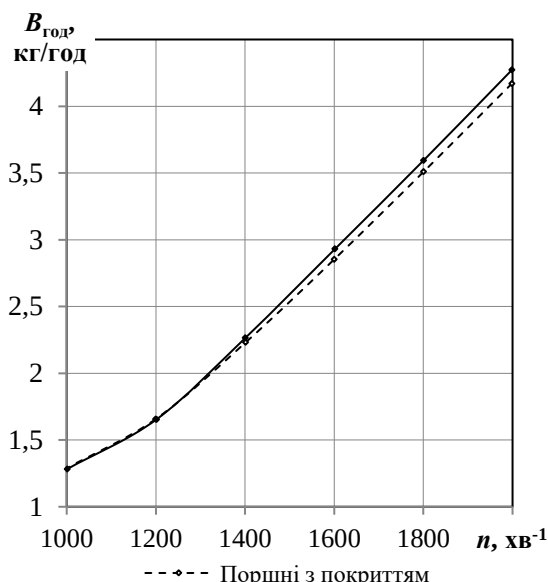


Рис. 2. Залежності годинної витрати палива від частоти обертання КВ при роботі дизеля на холостому ході

Випробування дизеля за характеристикою по куту випередження впорскування палива показали,

що характер впливу КВВП на витрату палива при роботі з поршнями 23-0305А та поршнями з покриттям КЗ не змінюється (рис. 3).

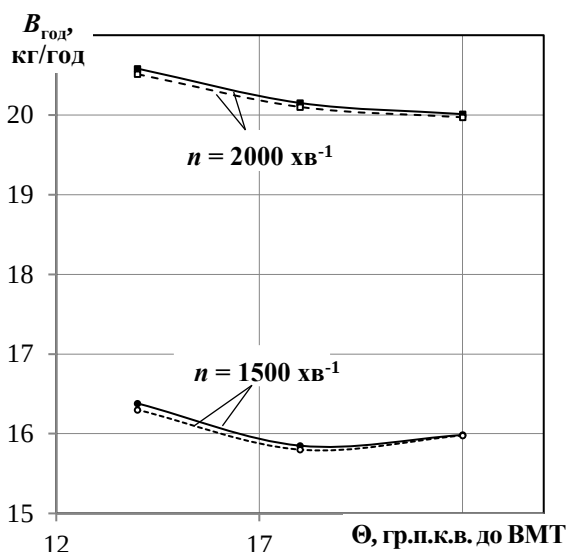


Рис. 3. Залежності годинної витрати палива від КВВП

Результати досліджень дизеля з вихідним варіантом поршнів та варіантом поршнів з покриттям за навантажувальними характеристиками при частотах обертання КВ $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ та 1500 хв^{-1} (рис. 4) свідчать, що із зменшенням потужності дизеля вплив покриття поршнів на годинну витрату палива зростає.

На рис. 5 наведено залежності питомої витрати палива g_e та коефіцієнта надлишку повітря α_p від потужності при роботі дизеля за навантажувальними характеристиками. Видно, що економічна ефективність використання поршнів з покриттям виявляється при роботі дизеля на режимах із зниженим навантаженням. Коефіцієнт надлишку повітря, який міг би надавати вплив на характер перебігу паливної економічності, при цьому не змінюється у всьому діапазоні навантаження дизеля.

Температури відпрацьованих газів t_f при роботі дизеля з комплектом поршнів з покриттям поверхні КЗ нижче на режимах мінімальних навантажень (рис. 6). На режимах середніх і максимальних навантажень при частоті обертання КВ $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ різниця в температурах відпрацьованих газів незначна.

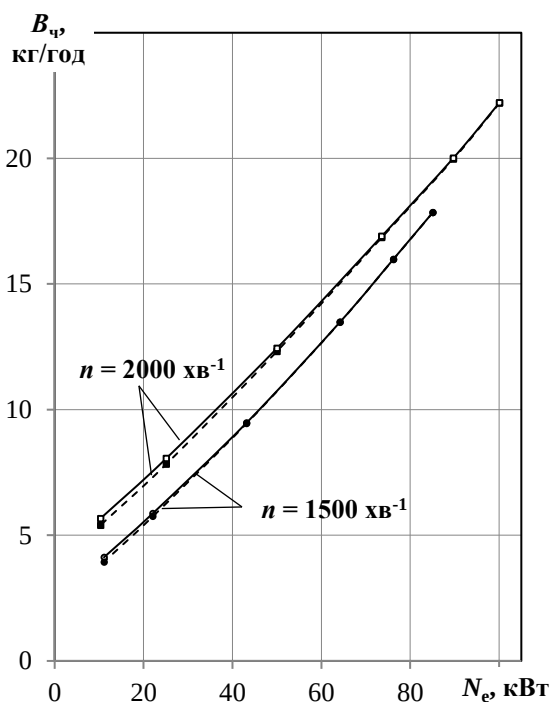


Рис. 4. Залежності годинної витрати палива від потужності дизеля при роботі за навантажувальними характеристиками

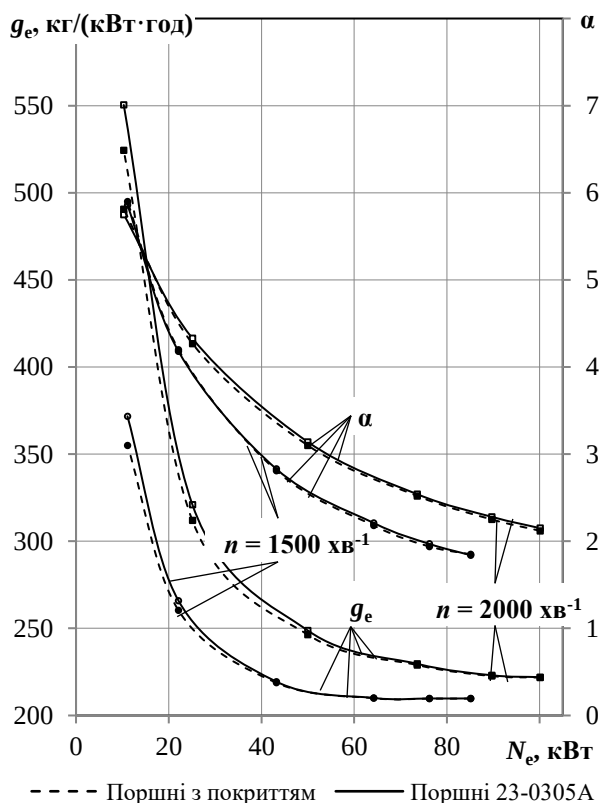


Рис. 5. Залежності питомої витрати палива та коефіцієнта надлишку повітря від потужності дизеля при роботі за навантажувальними характеристиками

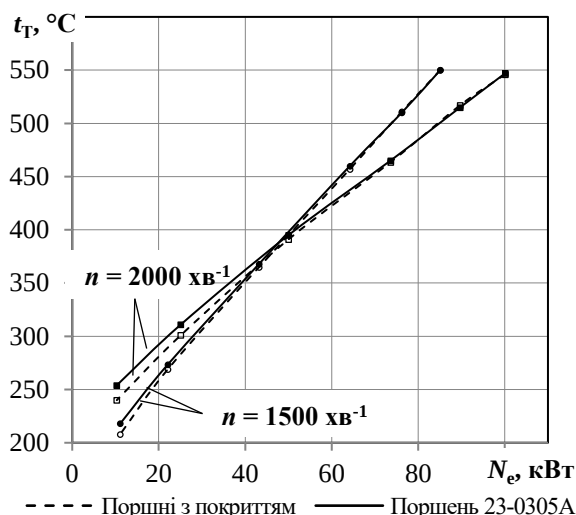


Рис. 6. Залежність температури відпрацьованих газів від потужності дизеля при роботі за навантажувальними характеристиками

Така різниця в температурах відпрацьованих газів істотно не надає впливу на умови роботи турбіни турбокомпресора і не призводить до зменшення енергії відпрацьованих газів. Тиск повітря на виході з компресора та на вході в циліндри дизеля p_s залишається на одному рівні.

Відношення тиску повітря на вході в циліндри

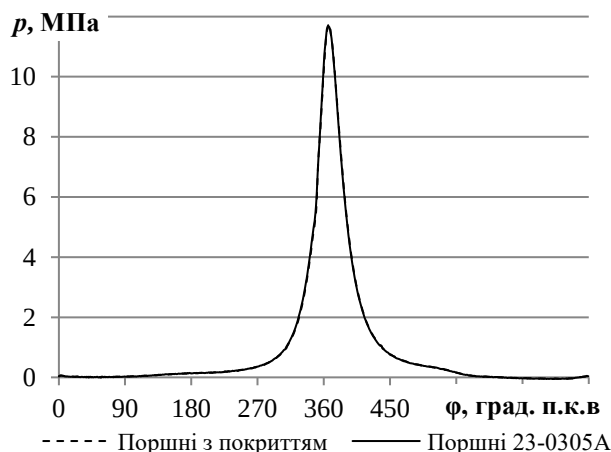


Рис. 7. Індикаторні діаграми дизеля при роботі на режимі $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 85 \text{ кВт}$

Збільшення максимального тиску згоряння сприяє зростанню теплоти, що виділяється в початковий період згоряння при спалаху палива. Позитивний вплив зростання тепловиділення може бути пов'язаний із прискоренням підготовки палива до згоряння і зменшенням втрат виділеної при згоряння теплоти в систему охолодження за рахунок

до тиску відпрацьованих газів перед турбіною, яке характеризує роботу насосних втрат в дизелі, практично не відрізняється на порівняльних характеристиках роботи дизеля при частотах обертання КВ $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ та 1500 хв^{-1} .

Таким чином, за результатами досліджень можна констатувати, що при роботі за навантажувальною характеристикою $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ питома витрата палива залишається незмінною при максимальній потужності і потужності 0,5 від максимальної, та зменшується при роботі дизеля із поршнями з покриттям при потужності 0,1...0,5 від максимальної на 2...4,5 %. Така ж закономірність спостерігається і при роботі дизеля за навантажувальною характеристикою $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

Для аналізу індикаторних показників розглянуто індикаторні діаграми, одержані при роботі дизеля при частоті обертання колінчастого валу $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ на режимах $N_e = 85 \text{ кВт}$ і $N_e = 22 \text{ кВт}$ з поршнями без покриття і з покриттям поверхні КЗ, (рис. 7 та 8).

Видно, що при потужності дизеля 85 кВт індикаторні діаграми та максимальний тиск згоряння повністю збігаються. В той же час при потужності 22 кВт максимальний тиск згоряння вище на 0,5 МПа при роботі дизеля з поршнями з покриттям поверхні КЗ.

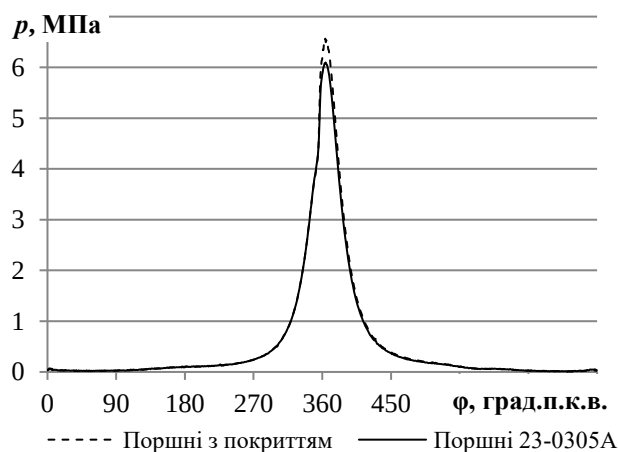


Рис. 8. Індикаторні діаграми дизеля при роботі на режимі $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 22 \text{ кВт}$

теплоізоляції при нанесенні покриття.

Максимальний тиск згоряння p_z , характеризує механічне навантаження на дизель. Залежності максимального тиску згоряння що визначені по індикаторним діаграмам, наведено на рис. 9 і 10.

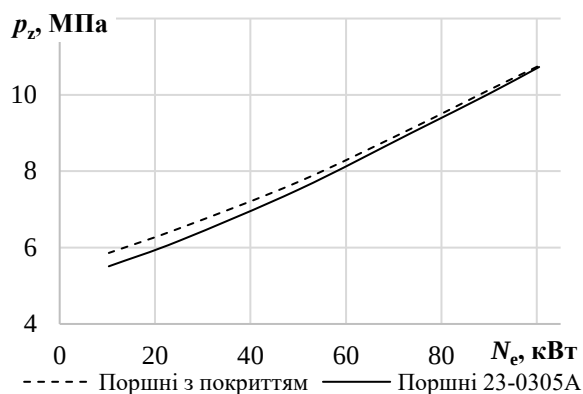


Рис. 9. Максимальний тиск згоряння в циліндрі дизеля при роботі за навантажувальною характеристикою $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$

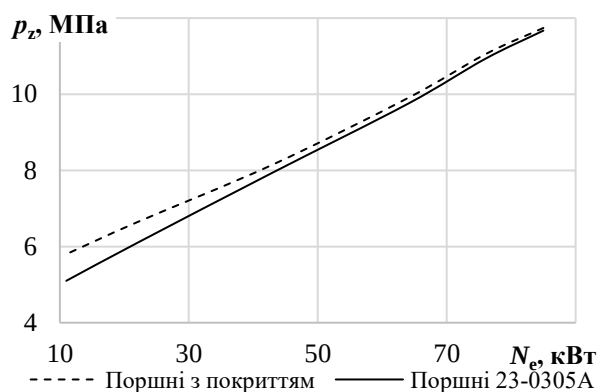


Рис. 10. Максимальний тиск згоряння в циліндрі дизеля при роботі за навантажувальною характеристикою $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$

З наведених даних випливає, що максимальний тиск згоряння при роботі дизеля з поршнями з покриттям КЗ незначно підвищився в порівнянні з роботою дизеля з поршнями без покриття головним чином при потужності 0,1...0,5 від максимальної для обох досліджених частот обертання КВ. Деяке підвищення максимального тиску при малих потужностях не оказує негативного впливу на механічне навантаження дизеля.

Результати дослідження димності та токсичності відпрацьованих газів при роботі дизеля з поршнями 23-0305A та поршнями з покриттям поверхні КЗ виробництва ПП «Завод Двигун» наведені на рис. 11...13.

З наведених даних можна відмітити деяке покращення показника димності відпрацьованих газів на всіх досліджуваних режимах при роботі з поршнями з покриттям поверхні КЗ (рис. 11).

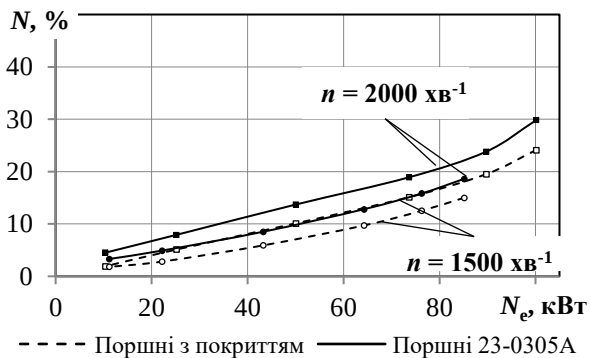


Рис. 11. Залежність димності відпрацьованих газів від потужності дизеля

Найбільший позитивний ефект при випробуванні поршнів з покриттям КЗ одержаний від зменшення викиду з відпрацьованими газами монооксиду вуглецю. Наведені на рис. 12 дані свідчать, що при дослідженнях дизеля з поршнями з покриттям КЗ зменшення концентрації CO у ВГ складає

180...250 млн⁻¹ при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ та 140...170 млн⁻¹ при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ у всьому діапазоні навантажень дизеля.

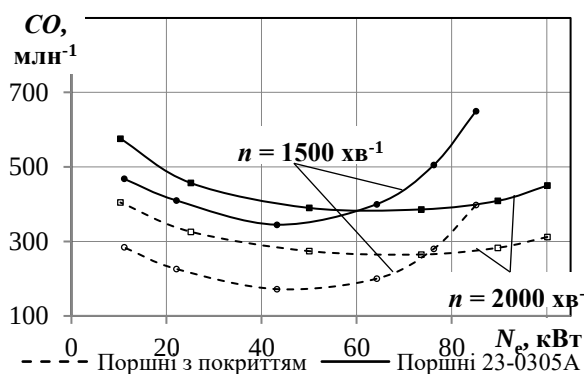


Рис. 12. Залежність концентрації монооксиду вуглецю у відпрацьованих газах від потужності дизеля

Водночас слід відмітити деяке зростання концентрації оксидів азоту NO_x у відпрацьованих газах при роботі дизеля з поршнями з покриттям КЗ відносно поршнів без покриття. З рис. 13 можна відмітити зростання NO_x на 50...150 млн⁻¹ при потужності дизеля від 0,5 до максимальної для обох частот обертання КВ.

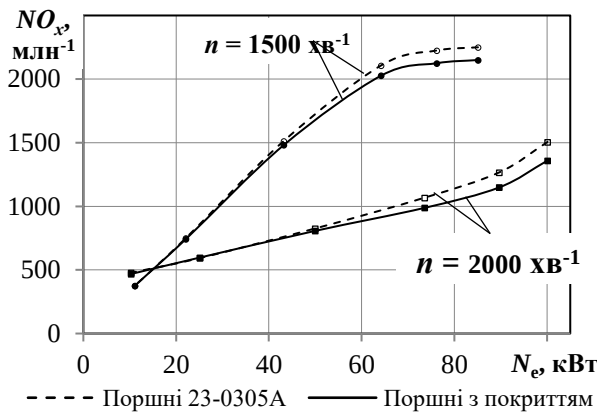


Рис. 13. Залежність концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах від потужності дизеля

Таким чином, результати дослідження впливу покриття поршнів на показники димності та токсичності відпрацьованих газів показали, що збільшення температури робочого тіла в циліндрі дизеля, яке є результатом впливу теплоізоляційних властивостей і особливостей технології покриття КЗ, має позитивний вплив на димність і викиди монооксиду вуглецю, проте приводить до деякого збільшення викиду оксидів азоту.



Після завершення кожного циклу випробувань під час розбирання дизеля виконувалося вимірювання товщини шару нагару товщиноміром WALCOM CM-8826FN.

Дослідження виявило зменшення ступеня нагароутворення при використанні дослідних поршнів виробництва ПП «Завод Двигун» (рис. 14, 15).



Рис. 14. Поршні 23-0305А після циклу випробувань



Рис. 15. Дослідні поршні з покриттям поверхні КЗ після циклу випробувань

В результаті випробувальних циклів навантаження протягом 16 годин на поверхнях камери згоряння в поршні та головки циліндрів і бічної поверхні поршня вище першого поршневого кільця поршня 23-0305А утворився шар нагару (переважно в лакоподібному стані) товщиною 170...250 мкм (див. рис. 14).

При роботі дизеля з поршнями з покриттям поверхні камери згоряння (рис. 15), товщина утвореного шару нагару склала 5...15 мкм. Причому нагар знаходився виключно в порохоподібному стані. На поверхнях поршня, де було відсутнє покриття (периферія верхньої поверхні головки поршня, бічна поверхня поршня вище першого поршневого кільця), виявлено нагар в порохо- та лакоподібному стані товщиною 70...120 мкм.

Тобто, використання дослідних поршнів з покриттям поверхні камери згоряння зменшує ступінь

нагароутворення. Вищевказане виявляє можливість покращити надійність циліндро-поршневої групи та двигуна в цілому при використанні дослідних поршнів з покриттям поверхні камери згоряння.

Висновки

В результаті оцінки впливу покриття поршнів виробництва ПП «Завод Двигун» на показники дизеля встановлено наступне.

З точки зору паливної економічності покриття поверхні поршнів найбільш ефективне для режимів малих навантажень і холостого ходу. На холостому ході розбіжність в годинній витраті палива при роботі дизеля з вихідним варіантом поршнів та дослідним варіантом поршнів з покриттям поверхні камери згоряння стає помітною з підвищенням частоти обертання колінчастого вала більш, ніж $n = 1300 \text{ хв}^{-1}$.

Поліпшення паливної економічності дизеля пов'язане із зниженням втрат на тертя і зростанням теплоти, виділеної в початковий період згоряння. Підвищення швидкості згоряння дозволяє припустити поліпшення пристінкового сумішоутворення за рахунок підвищення температури стінок камери згоряння за рахунок її теплоізоляції. Деяке підвищення максимального тиску при малих потужностях не надасть негативного впливу на механічне навантаження дизеля.

При роботі з поршнями з покриттям поверхні КЗ відзначається зниження димності відпрацьованих газів і концентрації монооксиду вуглецю, водночас має місце деяке зростання концентрації оксидів азоту у відпрацьованих газах.

Використання покриття поверхні камери згоряння поршнів дозволяє зменшити ступінь нагароутворення, що виявляє можливість покращити надійність циліндропоршневої групи дизеля.

Список літератури:

1. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-

экологического критерия: Монография / И.В. Парсаданов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 2. Smavik Magnus B. Thermal barrier influence on performance and heat transfer of a medium speed two-stroke diesel engine / B. Smavik Magnus // SAE Technical Paper Series. – 1988. – №880435. – P. 153-162. 3. A structural ceramic diesel engine – the critical elements / W. R. Wade, P. H. Hanstad, V. D. Rao et al. // SAE Technical Paper Series. – 1987. – №870651. – P. 251-264. 4. Morel T. Heat transfer experiments in an insulated diesel / Morel T., Wahiduz Z. S., Fort E. F. // SAE Technical Paper Series. – 1988. – №880186. – P. 61-81.

Bibliography (transliterated):

1. Parsadanov I., (2003), Improving the quality and competitiveness of diesel engines on the basis of an integrated fuel and ecological criteria: Monograph [Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-ekologicheskogo kriteriya: Monografiya], Kharkov, NTU "HPI", 244 p. 2. Smavik Magnus B., (1988), Thermal barrier influence on performance and heat transfer of a medium speed two-stroke diesel engine, SAE Technical Paper Series, №880435, pp. 153-162. 3. W. R. Wade, P. H. Hanstad, V. D. Rao et al, (1987), A structural ceramic diesel engine – the critical elements, SAE Technical Paper Series, №870651, pp. 251-264. 4. Morel T., Wahiduz Z. S., Fort E. F., (1988), Heat transfer experiments in an insulated diesel, SAE Technical Paper Series, №880186, pp. 61-81.

Надійшла до редакції 11.07.2018 р.

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

Островерх Вадим Вікторович – директор ПП «Завод Двигун», Мелітополь, Україна.

Клименко Олександр Миколайович – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: klim23051987@gmail.com.

Павлов Дмитро Вікторович – інженер-конструктор ПП «Завод Двигун», Мелітополь, Україна.

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ПОКРЫТИЯ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ В ПОРШНЕ НА ТОПЛИВО-ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

И.В. Парсаданов, В.В. Островерх, А.М. Клименко, Д.В. Павлов, А.П. Строков

Работа посвящена анализу комплексного влияния покрытия камеры сгорания поршней производства ЧП «Завод Двигатель» на показатели автотракторного дизеля. При выполнении работы проведены стендовые исследования, определены эффективные и индикаторные показатели, концентрации токсичных веществ в отработавших газах, дымность отработавших газов и степень нагарообразования при работе автотракторного дизеля с опытными поршнями (с покрытием поверхности камеры сгорания) по сравнению с поршнями 23-0305А (без покрытия). Результаты проведенных исследований являются основой для оценки экономической и экологической эффективности использования технологии покрытия камеры сгорания поршней производства ЧП «Завод Двигатель» в эксплуатации.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE INFLUENCE OF THE APPLICATION OF COATING OF THE COMBUSTION CHAMBER IN THE PISTON ON FUEL AND ENVIRONMENTAL AND EFFECTIVE DIESEL INDICATORS

I.V. Parsadanov, V.V. Ostroverkh, OM Klimenko, D.V. Pavlov, A.P. Strovov

The work is devoted to the analysis of the complex effect of the coating of the combustion chamber of pistons produced by PE «Zavod Dvigatel» on the parameters of an automotive tractor diesel engine. During the performance of the work bench tests were conducted, the effective and indicator indicators, the concentrations of toxic substances in the exhaust gases, the smoke of the exhaust gases and the degree of carbon formation during the operation of an autotractor diesel engine with pilot pistons (with the surface of the combustion chamber) compared to the pistons 23-0305A). The results of the studies are the basis for assessing the economic and environmental efficiency of using the technology of coating the combustion chamber of pistons produced by PE «Zavod Dvigatel» in operation.

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" выпускается 2 раза в год. Основная цель издания - предоставить возможность опубликовать результаты научных трудов и статьи научным сотрудникам, преподавателям, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **История двигателестроения, личности, юбилей.**

Материал (статья) подается редколлегии в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ можно скачать на сайте кафедры ДВС по ссылке <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в разделе «Видання», «Вимоги до оформлення статей», а также на сайте журнала <http://dvs.khpi.edu.ua/>.

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков, ул. Кирпичева, 2. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підписано до друку 12.07.2018 р. Формат 60х84 1/8. Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman Cyt. Віддруковано на ризографі.

Умовн. друк. арк. 10,5. Обл.-вид арк. 7,63.

Замовлення № 11/07/18. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Гончаренко В.Ю.

Свідоцтво В02 № 984968 видане виконавчим комітетом

Харківської міської ради 18.11.2008 р.