

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Всеукраїнський науково-технічний журнал

1'2020

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

Держвидання

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

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Головний редактор

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

Заступники головного редактора

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

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

Відповідальний секретар

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

Абрамчук Ф. І., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна, *д.т.н., проф.*

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

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

Григор'єв О. Л., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Україна, *д.т.н., проф.*

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

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

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

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

Кухарьонюк Г. М., Білоруський національний технічний університет, Білорусь, *д.т.н., проф.*

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

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

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

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

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

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

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

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

Чайнов М. Д., МГТУ ім. Баумана, Росія, *д.т.н., проф.*

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

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ

61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ», кафедра ДВЗ

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89,

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

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

Двигуни внутрішнього згоряння // Науково-технічний журнал. Харків: НТУ «ХПІ». – 2020. – №1. – 96 с.

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

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

Видається за рішенням Вченої ради НТУ «ХПІ» протокол № 4 від 03.07.2020 р.

© Національний технічний університет "Харківський Політехнічний Інститут", 2020.

ЗМІСТ

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ДВЗ

А.П. Марченко, Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, В.С. Вербовский

Исследование влияния давления подачи и сечений сопловых каналов на процессы топливо-подачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низкого давления.6

Р.А. Варбанець, В.І. Залож, Т.В.Тарасенко, Ю.М. Кучеренко, В.Г. Клименко

Особливості аналітичної синхронізації даних моніторингу робочого процесу транспортних дизелів в умовах експлуатації. 13

А.Г. Лал, І.В. Парсаданов

Дослідження впливу змін умов сумішоутворення при форсуванні опозитного двотактного дизеля на показники згоряння.21

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

Дослідження параметрів роботи роторно-поршневого пневмодвигуна транспортної енергетичної установки. 28

КОНСТРУКЦІЯ ДВЗ

И.В. Грищук, Д.С. Погорлецкий, Р.В. Симоненко, И.В. Худяков

Совершенствование процессов тепловой подготовки двигателя транспортного средства, оснащенного системами подачи бензина и сжиженного нефтяного газа. 36

С. О. Ковальов

Розроблення мікропроцесорної системи управління газовим ДВЗ із послідовним впорскуванням газового палива.44

ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВЗ

О. М. Kondratenko

Assessment of fuel and ecological efficiency of exploitation process of reciprocating ice of power plants with considering of emission of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons. 52

А.П. Полив'ячук

Реалізація на базі мікротунелю методу динамічного контролю концентрацій твердих частинок у відпрацьованих газах дизелів.59

ВИПРОБУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ДВЗ

D. S. Minchev, O. A. Gogorenko

Effect of thermal inertia on diesel engines transient performance. 68

МЕТОДОЛОГІЯ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗІ СПЕЦІАЛЬНОСТІ ДВЗ

А.В. Грищук

Фрагменти історії в розвитку методології преподавання дисципліни

«Испытания ДВС» в отечественных учебных заведениях. 73

ІСТОРІЯ ДВИГУНОБУДУВАННЯ, ОСОБИСТОСТІ, ЮВІЛЕЇ

А. В. Белогуб, С. В. Епифанов, А. П. Марченко

К XXV Международному Конгрессу двигателестроителей.84

Шановні колеги, автори і читачі нашого журналу!

Наша редакційна стаття складається із двох частин. Перша частина присвячена видатним подіям 2020 року, що пов'язані з вітчизняним двигунобудуванням. Друга – щодо реалій журналу «Двигуни внутрішнього згоряння». Кожна із цих частин має надзвичайно важливу актуальність!

Частина перша

Сьогодні маємо багато інформаційних підстав для нашої редакційної статті. На наш погляд, це такі значущі та видатні події: 135-річчя утворення Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ»), 90-річчя утворення Національного аерокосмічного університету імені М. Жуковського «Харківський авіаційний інститут» (НАУ «ХАІ»), 90-річчя утворення кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ» та кафедри конструкції авіаційних двигунів НАУ «ХАІ», 25-річчя Конгресу двигунобудівників, 90-річчя з дня народження А. Шеховцова – видатного вченого в галузі двигунобудування, який більше 30 років очолював кафедру ДВЗ НТУ «ХПІ», переатестація та реєстрація нашого журналу за новими державними вимогами тощо.

Цей перелік показує те, що кожна із цих подій вимагає окремої статті, в тому числі і редакційної. Такий підхід нами і передбачено. Наприклад, у цьому номері надрукована стаття, що присвячена 25-річчю Конгресу двигунобудівників. Основна увага цієї ж редакційної статті присвячена переатестації та реєстрації нашого журналу за новими державними вимогами, що потребує більш ретельних дій стосовно підготовки і публікації науково-освітніх результатів. Що стосується інших дійсно видатних і значущих подій, то вони знайдуть своє відображення в доповідях на 25-му Конгресі та інших науково-технічних конференціях, а також у широкому переліку різних видань. Дозволимо собі тільки невеличку ремарку стосовно 135-річчя утворення НТУ «ХПІ» та 90-річчя утворення НАУ «ХАІ».

У Постанові Верховної Ради України № 455-ІХ від 14.01.2020 вказано, що з метою консолідації та розвитку історичної свідомості Українського народу, збереження національної пам'яті та шанування пам'ятних дат і ювілеїв Верховна Рада України постановляє відзначення на державному рівні відповідного переліку пам'ятних дат і ювілеїв. До цього переліку входить і 135-річчя з дня заснування Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», який був утворений у 1885 році за «менділєєвською програмою» технологічних інститутів. Входить і 90-річчя заснування Національного аерокосмічного університету імені М. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», який був утворений у 1930 році на базі авіаоторного факультету Харківського технологічного інституту. Історія НТУ «ХПІ» та НАУ «ХАІ» – це тісна співпраця в освітній і науковій сферах. Це утворення у 1930 році кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ» та кафедри конструкції авіаційних двигунів НАУ «ХАІ», ініціатором яких і першим завідувачем кожної із них був видатний учений і конструктор Василь Трохимович Цветков. Це також і Конгрес двигунобудівників, 25-річчя якого відзначається у 2020 році.

Можна стверджувати те, що історію бронетехніки, починаючи з танка Т-34 (крайнього танка усіх часів за версією *Discovery*) і, в першу чергу, танкового двигунобудування, значною мірою створювали випускники і вчені НТУ «ХПІ». Можна стверджувати, що історію аерокосмічної техніки і, в першу чергу, авіаційного двигунобудування в нашій країні значною мірою створювали випускники і вчені НАУ «ХАІ».

Сьогодні НТУ «ХПІ» має **першу позицію** серед вітчизняних технічних університетів у міжнародному рейтингу *QS World University Rankings* і **третьою** – у загальному заліку ЗВО України. Сьогодні НАУ «ХАІ» серед вітчизняних технічних університетів займає перше місце по кількості грантів міжнародної програми «Горизонт 2020» та перше місце серед вітчизняних наукових установ і університетів за обсягами залучених коштів за цією програмою.

От такі у нас ювіляри. Зі святом!!!

Частина друга

Ми ради привітати Вас і повідомити, що журнал «Двигуни внутрішнього згорання» пройшов планову переатестацію та згідно з наказом Міністерства освіти і науки України від 17.03.2020 № 409 включений до списку друкованих періодичних видань, які входять до Переліку наукових фахових видань України та йому присвоєна категорія «Б».

У зв'язку з цим дозвольте нагадати, що наш журнал був заснований Харківським політехнічним інститутом у 1965 році, як республіканський міжвідомчий науково-технічний збірник «Двигатели внутреннего сгорания». У 1999 році журнал було включено до переліку наукових фахових видань ВАК України у галузі технічних наук. У 2002 році Державним комітетом інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України збірник був зареєстрований, як журнал «Двигатели внутреннего сгорания» (свідоцтво про держреєстрацію КВ № 6393 від 29.07.2002 р.) та одержав міжнародний стандартний номер періодичного видання – ISSN (print) 0419-8719.

Основні параметри журналу: періодичність – щорічний випуск 2 номери; мова – українська, російська, англійська, німецька; географія розповсюдження – Україна, Німеччина, Росія, Білорусь, Угорщина, Польща, Болгарія, Румунія, Казахстан, Литва, Азербайджан.

Видавнича діяльність журналу спрямована на ознайомлення наукової спільноти з результатами наукових досліджень студентів, бакалаврів, магістрів, аспірантів, молодих вчених, науковців вищої школи та НАНУ, фахівців галузевих установ і виробничих підприємств України та зарубіжжя з результатами наукових досліджень, виконаних в рамках фундаментальних і прикладних тем, дисертаційних робіт, а також для ознайомлення з матеріалами наукових та науково-технічних конференцій і наукових форумів. В публікаціях журналу аналізуються проблеми, які пов'язані з питаннями теорії та практики, моделювання та експериментальних досліджень робочих процесів, конструкцій, інноваційних технологій, виготовлення та експлуатації двигунів внутрішнього згорання. Тематична спрямованість видання відповідає спеціальності 142 – енергетичне машинобудування, але не виключає і розгляд питань із суміжних спеціальностей, таких як 133 – галузеве маши-

нобудування, 101 – інженерна екологія та ін. Кожна із статей журналу проходить якісне незалежне рецензування за процедурою «одностороннє сліпе».

Крім наукових, теоретичних питань у журналі розкриваються проблеми експлуатації і виробництва двигунів, змісту та особливостей розвитку вищої освіти зі спеціальності «Двигуни внутрішнього згоряння» в умовах значного зниження ролі двигунобудування в економіці нашої країни. Журнал відстоював і буде відстоювати свою позицію щодо особливого значення двигунобудування в енергетичній небезпеці України при будь-якому напрямку її подальшого розвитку. І в цьому, на нашу думку, важливе значення мають, особливо для молодих спеціалістів, матеріали, присвячені історії та становленню двигунобудування, як однієї з провідних галузей країни.

Рубрики журналу повністю відповідають редакційній політиці, яку здійснює журнал:

- Загальні проблеми двигунобудування;
- Конструкція ДВЗ;
- Робочі процеси ДВЗ;
- Екологізація ДВЗ;
- Випробування та експлуатація ДВЗ;
- Технологія виробництва ДВЗ;
- Гібридні силові установки;
- Методологія вищої освіти зі спеціальності ДВЗ;
- Історія двигунобудування, особистості, ювілеї.

До складу редакційної колегії журналу входять 22 науковця із 15 закладів вищої освіти 5 країн світу.

Свою діяльність редакційна колегія спрямовує на виконання вимог Міністерства освіти і науки України та підготовку до входження видання журналу у провідні міжнародні бази. Підвищення рейтингу журналу стосуються збільшення кількості статей, що друкуються англійською і українською мовами, вирішення ряду задач, спрямованих на підвищення якості матеріалів та оформлення статей, що подаються до друку, розширення представництва в редколегії спеціалістів інших країн, в першу чергу, які відносяться до провідних в галузі двигунобудування.

Шановні колеги, автори і читачі нашого журналу! Редколегія журналу «Двигуни внутрішнього згоряння» висловлює впевненість в тому, що разом з Вами ми будемо сприяти подальшому підвищенню якості, відомості, науково-технічної цінності, рейтингу журналу та бажає Вам нових досягнень, успіхів і здоров'я.

А.П. Марченко, Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, В.С. Вербовский

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДАВЛЕНИЯ ПОДАЧИ И СЕЧЕНИЙ СОПЛОВЫХ КАНАЛОВ НА ПРОЦЕССЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

В настоящее время ведущими производителями судовых малооборотных двигателей ведутся интенсивные работы по их переводу на газовые топлива. В основном это продиктовано возросшими требованиями к снижению выбросов парниковых газов в атмосферу. В силу конструктивных особенностей в этом классе двигателей возможно только внутреннее смесеобразование, к организации которого существует несколько принципиально разных подходов, из которых в настоящее время реализовано только два. Фирма MAN разработала и наладила производство двигателей с подачей газового топлива в пространство рабочего цилиндра под высоким давлением в конце такта сжатия, а фирма WinGD – под низким давлением в начале такта сжатия. Обоим подходам свойственны как преимущества, так и существенные недостатки. Предыдущие исследования авторов показали, что подача газового топлива на такте сжатия под давлениями 4,5...6 МПа позволяет сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре и уменьшить вероятность возникновения детонационного сгорания. Существенное влияние на расходные характеристики газоподающих модулей и на характер истечения из них оказывает то обстоятельство, что процесс смесеобразования на такте сжатия протекает в условиях изменяющегося противодействия. Поскольку дозирование цикловой порции в таких двигателях регулируется временем открытия газоподающих модулей, понимание основных закономерностей истечения газового топлива из них является основой для выбора правильной времени их открытия и закрытия. Авторами разработана математическая модель, позволяющая определить характер истечения и расход газового топлива через газоподающие модули двигателя в условиях изменяющегося противодействия в рабочем цилиндре. В данной работе было исследовано влияние давления газового топлива перед газоподающими модулями и сечения их сопловых каналов на характер истечения газового топлива из них. По результатам расчетов определены оптимальные давления и сечения сопловых каналов и их связь с углами открытия и закрытия газовых клапанов, исходя из условия постоянства расхода на всем участке подачи и максимального смещения участка подачи к концу процесса сжатия.

Ключевые слова: судовые малооборотные двухтопливные двигатели; газовое топливо.

Введение

Транспортировка морем различных товаров и сырья в общем мировом грузообороте занимает более 80%. В настоящее время средняя стоимость перевозки морем оценивается в 1,8 цента США, в то время как тот же показатель для железнодорожного транспорта в 1,8 раза выше, для автомобильного – в 9,2 раза, а для авиационного – в 56 раз. В значительной мере, такая ситуация связана с использованием на флоте дешевых сортов тяжелых нефтяных топлив [1]. Еще до недавнего времени это обстоятельство делало судовую энергетику достаточно защищенной от колебаний нефтяного рынка. С ростом глубины переработки нефти, тяжелые сорта, которые традиционно использовались для получения флотских топлив, становятся ценным сырьем для выработки более дорогостоящих нефтепродуктов, что начало существенно влиять на сокращение топливной базы судовых двигателей и усиление конкуренции на рынке нефтяных топлив. Это привело к значительному росту цен на бункеровку по основным бункеровочным базам [2]. К тому же, ужесточение экологических норм по содержанию в отработавших газах судовых двигателей токсичных веществ и парниковых газов, сделало использование тяжелых топлив менее привлекательным. Несмотря на то, что доля выбросов от

судовых энергетических установок в общем балансе ежегодных вредных выбросов в атмосферу относительно невысока и не превышает 5...7% [3], требования к экологическим показателям судовых двигателей год от года ужесточаются. Так как основу судовой энергетики составляют малооборотные двухтактные двигатели (МОД), их производители вынуждены были сосредоточить свои усилия на разработке газодизельных версий выпускаемых ими двигателей. Использование более дешевых газовых топлив (ГТ) позволяет обеспечить выполнение действующих на сегодня экологических норм, установленных третьим протоколом Международной морской организации (Tier III, International Maritime Organization – IMO). Специфика эксплуатации морского транспорта требует сохранения газодизельным двигателем возможности работать на жидких топливах. Это обстоятельство и легло в основу разработки концепции двухтопливных двигателей (dual-fuel (DF)) [4, 5].

В существующих на сегодня двухтактных малооборотных газодизельных двигателях используется внутреннее смесеобразование [4]: в начале сжатия (двигатели фирмы WinGD [5]) или в конце сжатия (двигатели фирмы MAN [4] и Mitsubishi).

Анализ состояния проблемы

Типичным представителем серии газодизель-

ных двигателей со смесеобразованием в начале процесса сжатия является двигатель W-X62DF производства компании Winterthur Gas & Diesel Ltd. Двигатель был разработан на базе дизельного двигателя и является двухтопливной версией с запальным воспламенением обедненной газозвушной смеси. Для подачи газового топлива на втулке цилиндра установлено два газоподающих модуля (рис. 1), которые крепятся на некоторой высоте от продувочных окон, чтобы обеспечить необходимое время на подачу цикловой порции. ГТ поступает в рабочий цилиндр двигателя под давлением 1,6 МПа в начале сжатия и, перемешиваясь с воздухом, воспламеняется с помощью впрыска запального топлива, величина подачи которого не превышает 1% от полной цикловой подачи [5].

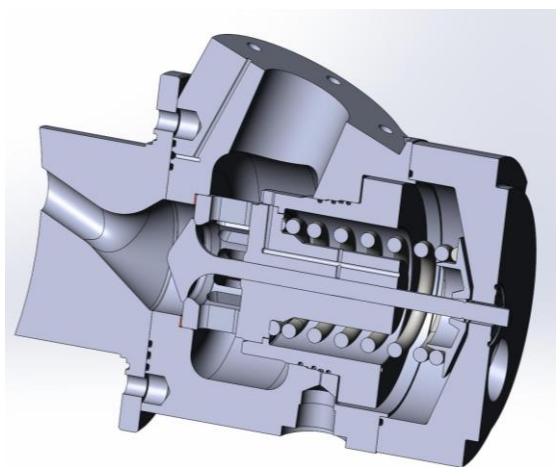


Рис. 1. Трехмерная модель газоподающего модуля двигателя W-X62DF фирмы WinGD, выполненная в среде SolidWorks

Ранее авторами была обоснована целесообразность подачи газового топлива в рабочий цилиндр под более высоким давлением [6], что позволяет в определенной степени сочетать преимущества, присущие газодизельным двигателям низкого и высокого давления. Важным аспектом совершенствования процесса топливоподачи является определение влияния различных факторов на характер истечения ГТ из сопловых каналов газоподающих модулей (рис. 1) и, в первую очередь, давления перед сопловыми каналами и их проходного сечения. Исследованию этого влияния и посвящена данная работа.

Пути решения проблемы

Для исследования процессов подачи ГТ в рабочее пространство двигателя авторами была разработана расчетная модель [6, 7], а также выполнено твердотельное 3D-моделирование в среде SolidWorks (рис. 1).

В качестве примера далее приведены резуль-

таты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном двигателе W-X62DF. Описание главных геометрических характеристик двигателя и основные данные для моделирования приведены в работе [8].

В работах [7, 8] было показано, что при давлениях свыше 1,3 МПа истечение ГТ через канал заданной формы носит закритический характер, что обеспечивает выход газа из соплового канала газоподающего модуля со скоростью 397 м/с, а величина расхода не зависит от противодавления в рабочем цилиндре. Это создает благоприятные условия для хорошего перемешивания ГТ с содержащим рабочим цилиндром и упрощает процесс дозирования цикловой подачи путем изменения времени открытия газового клапана.

Также было установлено, что при повышении давления перед газовым клапаном расход газа увеличивается (рис. 2), а величина промежутка, необходимого для обеспечения максимальной цикловой подачи, сокращается. Это позволяет в границах располагаемого участка варьировать началом и концом подачи ГТ, реализуя различные варианты регулирования по концу или началу подачи, а также осуществлять смешанное регулирование.

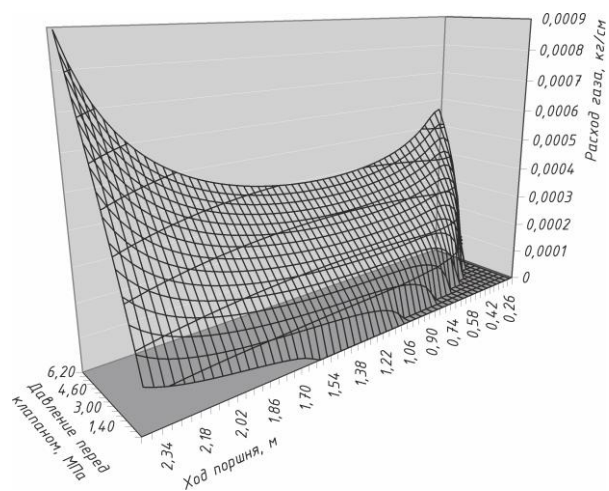


Рис. 2. Изменение расхода ГТ по длине хода поршня в зависимости от давления перед газовым клапаном

Для более полного представления о влиянии давления перед газовым клапаном на процесс подачи ГТ в рабочий цилиндр, по результатам моделирования была построена совмещенная диаграмма, на которой основные показатели процесса топливоподачи представлены как функция хода поршня (рис. 3). Такая диаграмма может быть использована при выборе оптимального участка для организации смесеобразования. В частности, она дает четкое представление о том, на какой высоте втулки цилиндра необходимо установить газоподаю-

щие модули, чтобы обеспечить заданный режим подачи ГТ. Также диаграмма позволяет определить максимальное давление перед клапаном газоподводящего модуля, при котором возможно обеспечить заданную цикловую подачу и определить характер истечения ГТ из соплового канала.

Для рассматриваемого в данной работе случая, совмещенная диаграмма построена с шагом изменения давления в 0,2 МПа.

С использованием разработанной методики аналогичные диаграммы можно построить для любых типов двигателей.

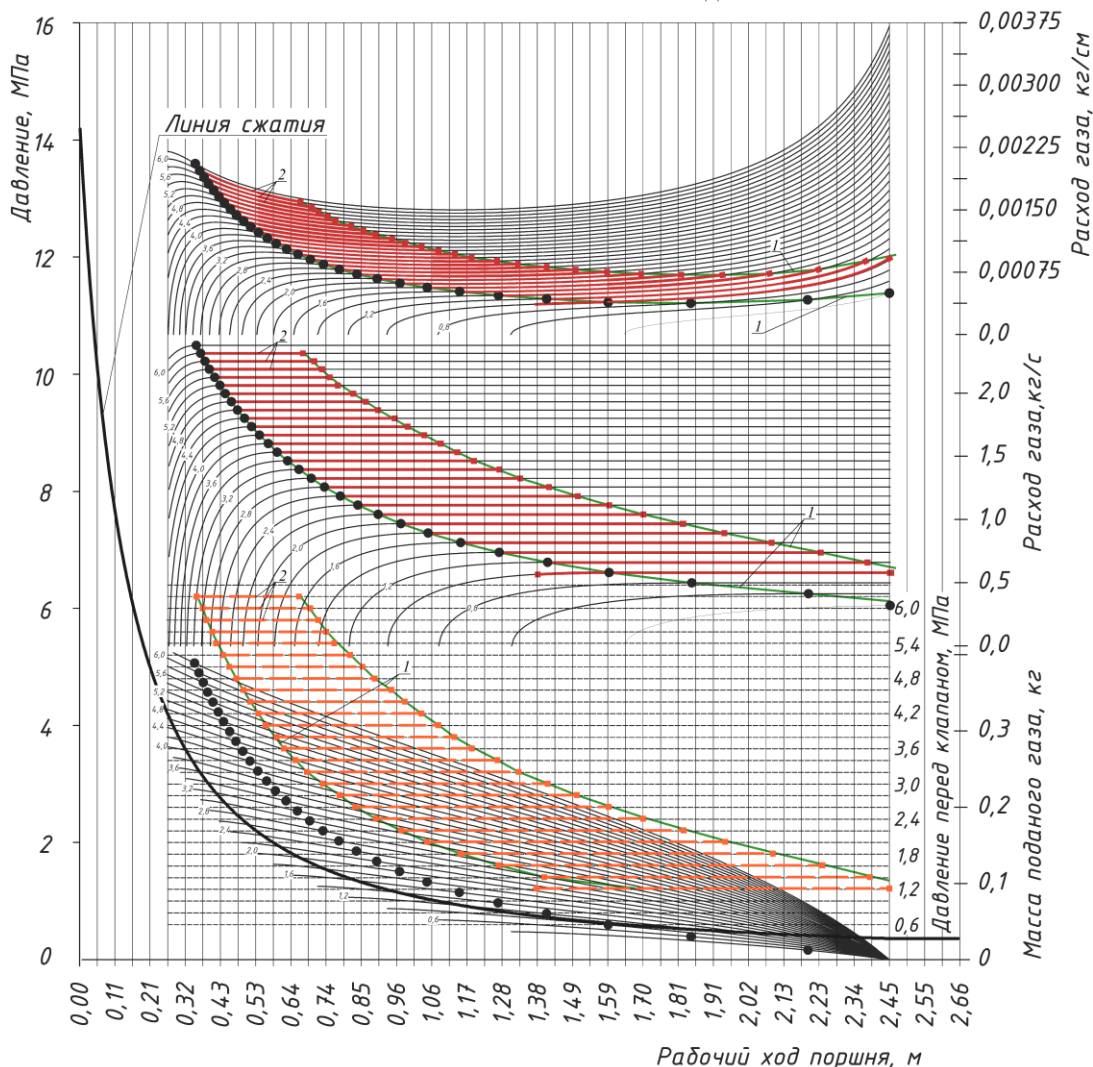


Рис. 3. Совмещенная диаграмма подачи ГТ как функция хода поршня: ● – точка перехода характера истечения ГТ из закритической области в докритическую; ■ – границы участка подачи ГТ, лежащие в закритической области при условии закрытия газового клапана в момент смены режима истечения

Так как для подачи ГТ в цилиндр наиболее рациональным является промежуток, на котором в течение всего процесса наполнения величина расхода не меняется, закрытие газового клапана для различных давлений газа необходимо производить при углах, соответствующих точкам перехода истечения из закритической зоны в докритическую. При таком подходе величина цикловой подачи будет регулироваться моментом открытия газового клапана газоподводящего модуля. На рис. 3 оптимальная зона регулирования выделена линиями 1. Нижняя линия соответствует моменту закрытия газового клапана, а верхняя – моменту его откры-

тия, при котором обеспечивается максимальная цикловая подача ГТ. На расчетное поле режимов подачи ГТ наложены промежутки, обеспечивающие полную цикловую подачу в закритической области при условии максимального сокращения времени пребывания газо-воздушной смеси в цилиндре двигателя на такте сжатия (линии 2).

Еще одним существенным резервом повышения качества смесеобразования является оптимизация геометрических характеристик соплового канала, в частности, его сечения и формы. Для исследования влияния сечения соплового канала на процесс истечения ГТ была выполнена серия однофак-

торных численных экспериментов, в ходе которых варьируемым параметром было проходное сечение соплового канала с шагом 0,6 мм. В качестве начального сечения газового канала было принято

значение в 10,2 мм. Влияние сечения соплового канала на величину расхода ГТ для располагаемого участка наполнения рабочего цилиндра, характерного для прототипа, представлено на рис. 4.

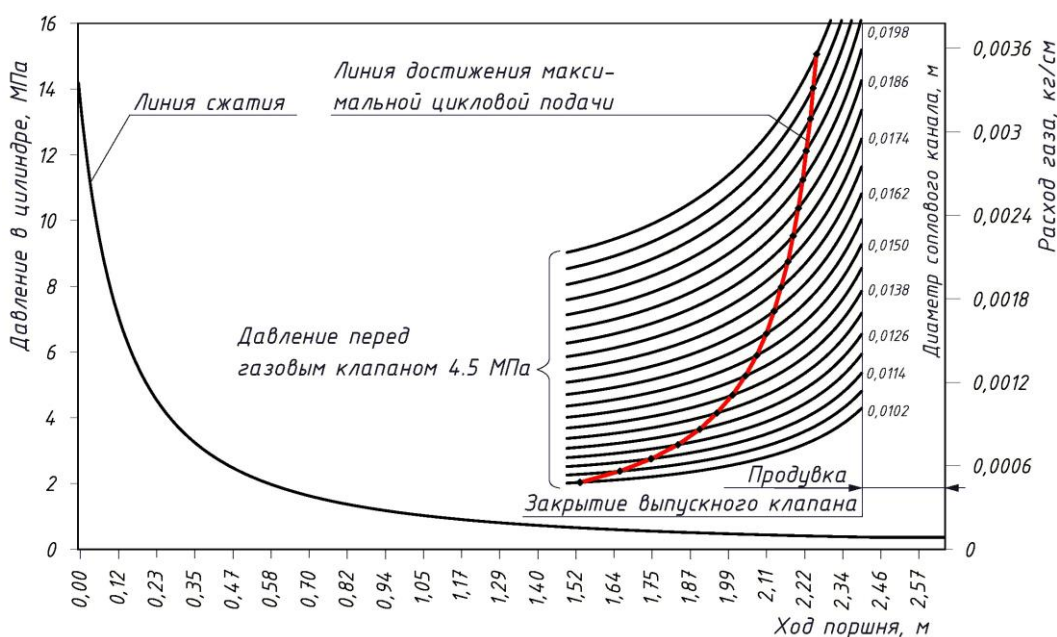


Рис. 4. Влияние сечения соплового канала на величину расхода ГТ для располагаемого участка наполнения рабочего цилиндра двигателя W-X62DF

Из приведенных зависимостей видно, что при диаметре соплового канала 10,2 мм для обеспечения максимальной цикловой подачи необходимо использовать практически весь располагаемый временной промежуток до момента перекрытия сопловых каналов поршнем. При увеличении диаметра сопловых каналов величина расхода возрастает, а время открытия, необходимое для подачи максимальной цикловой порции ГТ, сокращается. При этом изменение диаметра с 10,2 до 16,2 мм (с 87,7 до 206,1 мм²) приводит к сокращению участка полной цикловой подачи на 66%. При дальнейшем увеличении диаметра до 21,6 мм (366,4 мм²), необходимый для подачи ГТ промежуток изменяется не так интенсивно, сокращаясь всего на 14,4%. Таким образом, для рассматриваемого случая оптимальный диаметр соплового канала составляет около 16 мм, что соответствует реальному значению для двигателя W-X62DF. Увеличение диаметра соплового канала выше этого значения не приводит к улучшению условий поступления ГТ в рабочий цилиндр при регулировании по концу подачи.

Как и в случае с давлением перед газовым клапаном, имеет смысл рассмотреть влияние сечения соплового канала на процесс подачи ГТ в рабочий цилиндр на более широком участке процесса сжатия, чем это реализовано в двигателе прототипе.

Для исследования влияния сечения соплового канала на процесс истечения ГТ была выполнена серия однофакторных численных экспериментов, в ходе которых варьируемым параметром было проходное сечение соплового канала с шагом 0,5 см².

Расходные характеристики рассчитывались для участка процесса сжатия от 40 до 150° п.к.в.

Нижняя граница участка определялась моментом закрытия выпускного клапана, а верхняя, ограничивалась максимальным противодавлением в рабочем цилиндре на уровне примерно 30% от максимального давления сжатия. На рассматриваемом участке максимальное противодавление в цилиндре составляет 4,13 МПа, а поршень проходит 90% полного хода. Последнее обстоятельство крайне важно, так как сокращение времени сжатия газо-воздушной смеси снижает вероятность возникновения детонационного сгорания.

В качестве начального сечения газового канала было принято значение в 150 мм², что соответствует диаметру 13,82 мм. Влияние сечения соплового канала на величину расхода ГТ для рассматриваемого участка подачи газа в рабочий цилиндр представлено на рис. 5.

В результате моделирования была получена серия диаграмм, на которых расход ГТ представлен как функция хода поршня в зависимости от сечения соплового канала газоподающего модуля. Ве-

личина давления ГТ перед газовым клапаном принималась близкой к максимальному противодействию

нию на рассматриваемом участке – 4,5 МПа.

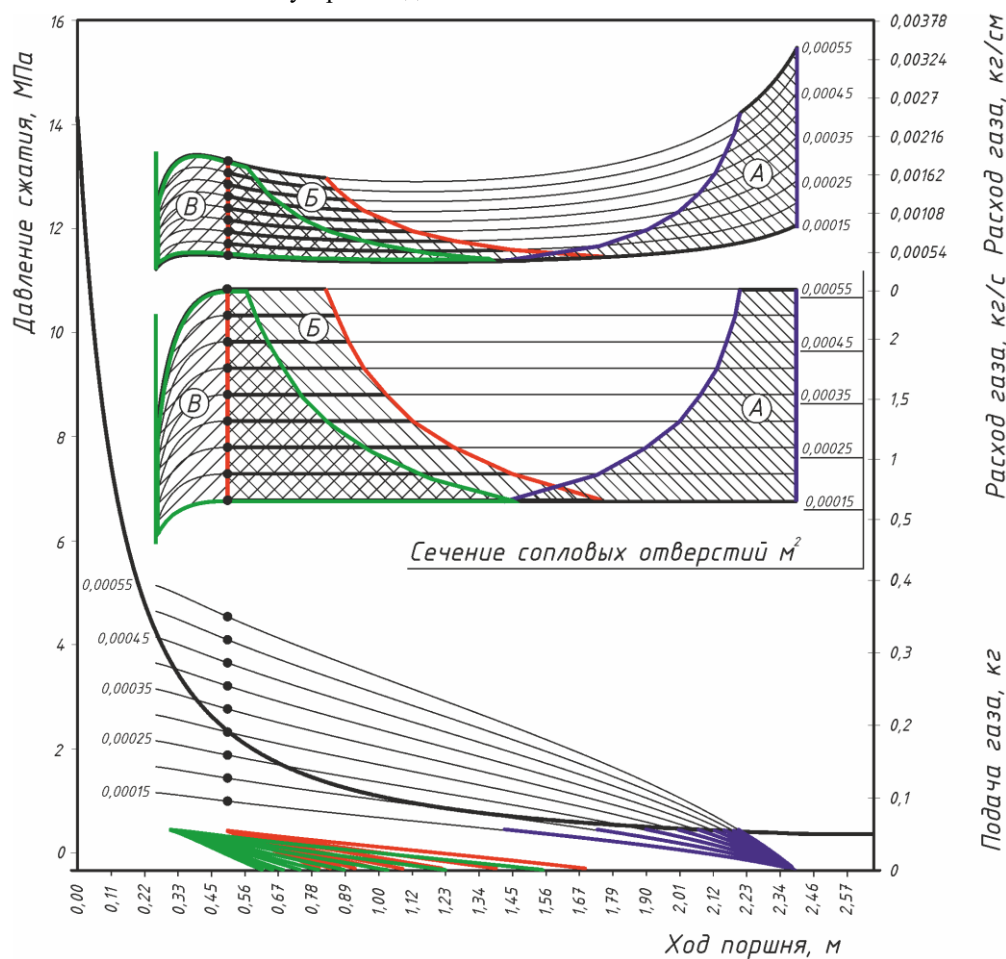


Рис. 5. Изменение расхода ГТ по длине хода поршня в зависимости от сечения соплового канала газового клапана при постоянном давлении газового топлива в 4,5 МПа и варианты возможного регулирования цикловой подачи. ● – точка перехода характера истечения ГТ из закритической области в докритическую

Линия достижения максимальной цикловой порции, представленная на рис. 4, по сути, ограничивает область регулирования по концу подачи. На рис. 5 эта область обозначена как «А». Если за начало подачи ГТ принять момент закрытия выпускного клапана, то увеличение сечения соплового канала ведет к сокращению участка подачи и увеличению времени сжатия газ-воздушной смеси.

С целью сокращения участка, на котором происходит сжатие газ-воздушной смеси, целесообразно выделить два частных случая, обозначенных на рис. 5 как области «Б» и «В». Область, обозначенная как «В», является частным случаем регулирования по началу подачи в зависимости от принятого сечения соплового канала, когда конец подачи совпадает с моментом равенства давления перед газовым клапаном и противодействия в рабочем цилиндре. Положительным моментом такого регулирования является максимальное сокращение

времени пребывания газ-воздушной смеси в рабочем цилиндре. Так, при сечении соплового канала 550 мм² (диаметр 26,5 мм) поступление ГТ в рабочий цилиндр начинается, когда поршень уже прошел 79% своего хода. Отрицательным моментом является то, что увеличение диаметра соплового канала ведет к смещению процесса истечения в докритическую зону, в результате чего скорость подачи ГТ в рабочий цилиндр падает, что отрицательно сказывается на гомогенизации заряда.

Область, обозначенная как «Б», является частным случаем смешанного регулирования, при котором за момент окончания подачи принята точка перехода истечения заряда в докритическую область. При таком регулировании на всем участке подачи скорость истечения остается постоянной, равной 397 м/с, что способствует хорошему перемешиванию ГТ с содержимым рабочего цилиндра. Увеличение диаметра соплового отверстия не влияет на момент закрытия газового клапана (150°

п.к.в. после НМТ), однако ведет к сокращению участка подачи. В интервале до 22,6 мм (сечение 400 мм²) это сокращение существенно зависит от сечения соплового канала, а при диаметрах свыше становится не таким значительным. Так, при диаметре 22,6 мм, чтобы обеспечить максимальную цикловую подачу, газовый клапан должен быть открыт, когда поршень пройдет 64% своего хода (1,71 м или 129° п.к.в. после НМТ), а при диаметре 26,5 мм (сечение 550 мм²) 68,8% хода (1,83 м или 134,5° п.к.в. после НМТ). При этом время открытия газового клапана для обеспечения максимальной цикловой подачи составит для диаметров 22,6 и 26,5 мм – 0,033 и 0,024 с, соответственно, а время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре сократится до 28,3 и 25,3% от полного времени, отводимого на процесс сжатия. Учитывая, что у базового двигателя W-X62DF время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре составляет 78% времени, отводимого на сжатие, комплекс предложенных мер позволяет сократить этот промежуток в 2,75...3,1 раза.

Выводы

По результатам исследований можно сделать вывод, что выбор оптимального диаметра соплового канала (для рассмотренного случая 22,5...26,5 мм) и изменение давления газа перед газоподающим модулем (для рассмотренного случая 1,6...4,5 МПа) совместно с изменением углов открытия (129...134,5° п.к.в. после НМТ) и закрытия газовых клапанов (150° п.к.в. после НМТ) может быть использовано для расширения диапазона регулирования газодизельных малооборотных двигателей.

При работе на нагрузках, близких к максимальной мощности, целесообразно повышать давление перед газоподающим модулем с одновременным переносом участка наполнения ближе к ВМТ.

При снижении нагрузки на двигатель, давление ГТ может быть снижено, а участок наполнения перенесен ближе к началу сжатия. Таким образом, на режимах малого и среднего хода, за счет снижения давления ГТ, затраты на его компрессирование могут быть уменьшены, а при переходе на режимы полного хода, смещение процесса смесеобразования к ВМТ позволит исключить возникновение детонационного сгорания. Исходя из приведенных соображений, для данного класса двигателей может быть разработан многофакторный алгоритм управления, при котором варьирование геометрий сопловых каналов, давлением ГТ и промежуточными открытиями клапанов газоподающих модулей, параметры рабочего процесса двигателя поддержива-

ются на уровне, находящемся за пределами зоны детонации во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов эксплуатации.

Список литературы:

1. Rodrigue J.P. *The Geography of Transport Systems. Fifth edition.* / Rodrigue J.P. // New York: Routledge, 2020. – 456 p.
2. *Future ship powering options. Exploring alternative methods of ship propulsion.* Royal Academy of Engineering. Registered Charity Number: 293074. London., July 2013. – 51 p.
3. *Обзор Морского Транспорта. 2018 год.* Geneva, Switzerland, 2018. – 127 p.
4. Rolsted H. *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges.* / Rolsted H. // Korea: MAN Diesel & Turbo SE.– 2010. – 86 p.
5. Wettstein R. *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine.* / Wettstein R. // AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 2014. – 31 p.
6. Белоусов Е.В. *Организация внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях.* / Белоусов Е.В., Савчук В.П., Грицук И.В., Белоусова Т.П. // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2017. – №2. – С. 13-16.
7. Белоусов Е.В. *Определение углов открытия и закрытия газовых клапанов при организации внутреннего смесеобразования в судовых малооборотных газодизельных двигателях.* / Белоусов Е.В., Грицук И.В., Вербовский В.С. // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2018. – № 2. – С 21-25.
8. Белоусов Е.В. *Исследование процессов топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низкого давления.* / Е.В. Белоусов, Р.А. Варбанец, В.П. Савчук, И.В. Грицук, В.С. Вербовский // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2019. – № 1. – С 27-33.

Bibliography (transliterated):

1. Rodrigue, J.P. (2020), "The Geography of Transport Systems. Fifth edition", New York: Routledge, 456 p.
2. "Future ship powering options. Exploring alternative methods of ship propulsion" Royal Academy of Engineering. Registered Charity Number: 293074. London., July 2013, 51 p.
3. "Overview of Maritime Transport. 2018 year" Geneva, Switzerland ["Обзор Морского Транспорта. 2018 год" Geneva, Switzerland] – 127 p.
4. Rolsted H. (2010), "MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges" Korea, MAN Diesel & Turbo SE, 86 p.
5. Wettstein, R. (2014), "The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine" AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 31 p.
6. Belousov, Ye.V., Savchuk, V.P., Gritsuk, I.V., Belousova, T.P. (2017) "Organization of internal mixture formation in ship low-speed gas-diesel engines", *Internal combustion engines* All-Ukrainian scientific and technical journal. ["Organizatsiya vnutrennego smeseobrazovaniya v sudovykh malooborotnykh gazodizel'nykh dvigatelyakh" Dvigateli vnutrennego sgoraniya.], No 2, pp. 13-16, DOI: 10.20998/0419-8719.2017.1.03.
7. Belousov, Ye.V., Gritsuk, I.V., Verbovskiy, V.S. (2018), "Determination of the opening and closing angles of gas valves in the organization of internal mixture formation in marine low-speed gas-diesel engines" *Internal combustion engines. All-Ukrainian scientific and technical journal.* ["Opredeleniye uglov otkrytiya i zavorazhivaniya gazovykh klapanov pri organizatsii vnutrennikh smesey v sudovykh malooborotnykh gazodizel'nykh dvigatelyakh" Dvigateli vnutrennego sgoraniya.], No 2, pp. 21-25, DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.04.
8. Belousov, Ye.V., Varbanets, R.A., Savchuk, V.P., Gritsuk, I.V., Verbovskiy, V.S. (2019) "Study of fuel supply processes in gas-diesel low-speed two-stroke low-pressure engines" *Internal combustion engines. All-Ukrainian scientific and technical journal.* ["Issledovaniye protsessov toplivopodachi v gazodizel'nykh malooborotnykh dvukhtaknykh dvigatelyakh nizkogo davleniya" Dvigateli vnutrennego sgoraniya.], No 1, pp. 27-33, DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.05.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, проректор по научной работе, Национальный технический университет «ХПИ», Украина, andreymarchenko51@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

Белоусов Евгений Викторович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>.

Савчук Владимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, postsavchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5266-850X>.

Вербовський Валерий Степанович – научный сотрудник отдела переработки и транспортировки газа, Институт газа НАН Украины, Verbovsky@nas.gov.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4684-6768>.

STUDY OF THE INFLUENCE OF FEED PRESSURE AND NOZZLE CHANNELS CROSS-SECTIONS ON FUEL SUPPLY PROCESSES IN GAS-DIESEL LOW-SPEED TWO-STROKE LOW-PRESSURE ENGINES

A.P. Marchenko, E.V. Belousov, V.P. Savchuk, V.S. Verbovskiy

Currently, the leading manufacturers of marine low-speed engines are intensively working to convert them to gas fuel. This is mainly dictated by increased requirements to reduce greenhouse gas emissions into the atmosphere. Due to the design features in this class of engines, only internal mixing is possible, to the organization of which there are several fundamentally different approaches, of which only two are currently implemented. MAN developed and established the production of engines with gas fuel supply to the space of the working cylinder under high pressure at the end of the compression stroke, and WinGD under low pressure at the beginning of the compression stroke. Both approaches have advantages as well as significant disadvantages. Previous studies of the authors have shown that the supply of gas fuel at a compression stroke under pressures of 4,5...6 MPa can reduce the residence time of the gas-air mixture in the working cylinder, and reduce the likelihood of detonation combustion. A significant impact on the flow characteristics of the gas supply modules and on the nature of the outflow from them is exerted by the fact that the process of mixture formation on the compression stroke proceeds under conditions of varying backpressure. Since the dispensing of the cyclic portion in such engines is regulated by the opening time of the gas supply modules, an understanding of the basic laws of the flow of gas fuel from them is the basis for choosing the correct time for their opening and closing. The authors have developed a mathematical model that allows determining the nature of the outflow and consumption of gas fuel through the gas supply modules under conditions of varying back pressure in the working cylinder. In this paper, the influence of gas fuel pressure in front of gas supply modules and the cross sections of their nozzle channels on the nature of the gas fuel outflow from them was investigated. Based on the calculation results, the optimal pressures and cross sections of the nozzle channels and their relationship with the opening and closing angles of the gas valves were determined based on the condition of constant flow throughout the entire supply section and the maximum displacement of the supply section towards the end of the compression process.

Key words: marine low-speed dual-fuel engines; gas fuel.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТИСКУ ПОДАЧІ І ПЕРЕТИНУ СОПЛОВИХ КАНАЛІВ НА ПРОЦЕСИ ПОДАЧІ ПАЛИВА У ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДВОТАКТНИХ ДВИГУНАХ НИЗЬКОГО ТИСКУ

A.P. Марченко, Є.В. Білоусов, В.П. Савчук, В.С. Вербовський

В даний час провідними виробниками суднових малообертових двигунів ведуться інтенсивні роботи по їх переведенню на газові палива. В основному це продиктовано зростанням вимог до зниження викидів парникових газів в атмосферу. В силу конструктивних особливостей в цьому класі двигунів можливо тільки внутрішнє сумішоутворення, до організації якого існує кілька принципово різних підходів, з яких в даний час реалізовано тільки два. Фірма MAN розробила і налагодила виробництво двигунів з подачею газового палива в простір робочого циліндра під високим тиском в кінці такту стиснення, а фірма WinGD – під низьким тиском на початку такту стиснення. Обом підходам властиві як переваги, так і суттєві недоліки. Попередні дослідження авторів показали, що подача газового палива на такті стиснення під тиском 4,5...6 МПа дозволяє скоротити час перебування газоповітряної суміші в робочому циліндрі і зменшити вірогідність виникнення детонаційного згоряння. Істотний вплив на витратні характеристики газопостачальних модулів і на характер витікання з них надає та обставина, що процес сумішоутворення на такті стиснення протікає в умовах змінного протитиску. Оскільки дозування циклової порції в таких двигунах регулюється часом відкриття газопостачальних модулів, розуміння основних закономірностей витікання газового палива з них є основою для вибору правильного часу їх відкриття і закриття. Авторами розроблена математична модель, що дозволяє визначити характер витікання і витрату газового палива через газопостачальні модулі двигуна в умовах змінного протитиску в робочому циліндрі. У даній роботі було досліджено вплив тиску газового палива перед газопостачальними модулями і перетину їх соплових каналів на характер витоку газового палива з них. За результатами розрахунків визначено оптимальні тиски і перетини соплових каналів і їх зв'язок з кутами відкриття і закриття газових клапанів, виходячи з умови сталості витрати на всій ділянці подачі і максимального зсуву ділянки подачі до кінця процесу стиснення.

Ключові слова: суднові малообертові двопаливні двигуни; газове паливо.

Р.А. Варбанець, В.І. Залож, Т.В.Тарасенко, Ю.М. Кучеренко, В.Г. Клименко

ОСОБЛИВОСТІ АНАЛІТИЧНОЇ СИНХРОНІЗАЦІЇ ДАНИХ МОНІТОРИНГУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

У статті розглянуті методи визначення верхньої мертвої точки, які ґрунтуються на аналізі індикаторних діаграм суднового двигуна. Показано переваги та недоліки різних методів. Діагностика судових двигунів під час експлуатації та вибір оптимальних режимів експлуатації базується на аналізі індикаторних діаграм, фаз газорозподілу, а також характеристики подачі палива. В результаті аналізу індикаторних діаграм розраховується індикаторна потужність двигуна, яка в подальшому використовується в управлінні режимами експлуатації двигунів, в розрахунках питомих показників, а також в розрахунках коефіцієнтів енергоефективності морських суден за рекомендаціями ІМО. Розглянуто вплив точності визначення положення верхньої мертвої точки на розрахунок середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності. Рішення задачі синхронізації даних моніторингу робочого процесу за допомогою апаратних датчиків неприйнятне у зв'язку зі складністю, а часом і неможливістю установки апаратних датчиків положення верхньої мертвої точки поршня додатково до штатних датчиків. Також це призводить до ускладнення схеми вимірювань в поєднанні із високою похибкою, яка залежить від навантажувального режиму. Крім того, встановлення апаратних датчиків потребує часу та пов'язано з організаційними проблемами, бо тоді необхідним є тимчасове виведення двигуна з експлуатації. Вказані проблеми відсутні у разі аналітичної синхронізації даних. Показано, що існуючі методи аналітичної синхронізації недостатньо ефективні стосовно до умов експлуатації транспортних двигунів. В основному це пов'язано зі складністю формулювання критеріїв синхронізації або їх недостатньою точністю внаслідок впливу шумів у вихідних даних. Авторами заявлено метод визначення верхньої мертвої точки, який базується на рішенні рівняння рівності нулю першої похідної від тиску, що забезпечує необхідну точність розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності двигуна під час експлуатації. Показано, що метод може бути застосований в системах моніторингу робочого процесу судових двигунів як альтернатива апаратним методам визначення верхньої мертвої точки.

Ключевые слова: транспортный дизель; мониторинг рабочего процесса; верхняя мертвая точка; индикаторная мощность; коэффициент энергоэффективности судов; аналитическая синхронизация.

Вступ

Діагностика судових двигунів і вибір оптимальних режимів експлуатації базуються на аналізі індикаторних діаграм тиску в робочому циліндрі залежно від кута повороту колінчастого валу (ПКВ) [1-3]. Паралельно з індикаторними діаграмами, отриманими під час експлуатації, можуть розглядатися діаграми фаз газорозподілу і характеристика паливоподачі, які підвищують достовірність діагностики [4-6]. В результаті аналізу індикаторних діаграм розраховується середній індикаторний тиск (MIP) і індикаторна потужність (N_i), яка надалі використовується в управлінні режимами експлуатації двигунів, в розрахунках питомих показників, а також в розрахунках коефіцієнтів енергоефективності морських суден по рекомендаціях ІМО [7]. Найбільший вплив на точність розрахунку індикаторної потужності надає похибка у визначенні положення верхньої мертвої точки (ВМТ) [4].

Індикаторні діаграми записуються на працюючому під навантаженням двигуні за допомогою спеціальних датчиків тиску, які забезпечують стабільність характеристик при високій температурі вимірюваного середовища (датчики *IMES* [8], *Kistler* [9] та інші). Значення тиску записуються в пам'ять комп'ютера у вигляді тимчасових рядів $P(t)$ з постійним кроком. У більшості випадків крок дискретизації вибирається таким, щоб отримати не

менше двох точок на один градус повороту колінчастого валу.

Постановка завдання

Запит або проблема, поставлена практикою експлуатаційної діагностики, в основі якої лежить індиціювання транспортних двигунів, полягає в необхідності рішення задачі синхронізації даних, яка повинна бути вирішена перед визначенням потужності і основних параметрів робочого процесу. Рішення цієї проблеми полягає в розробці алгоритмів визначення положення ВМТ за допомогою аналізу часових діаграм тиску газів в циліндрі $P(t)$, які вимірюються з високою точністю в процесі експлуатації транспортного двигуна.

Аналіз існуючих досліджень і публікацій

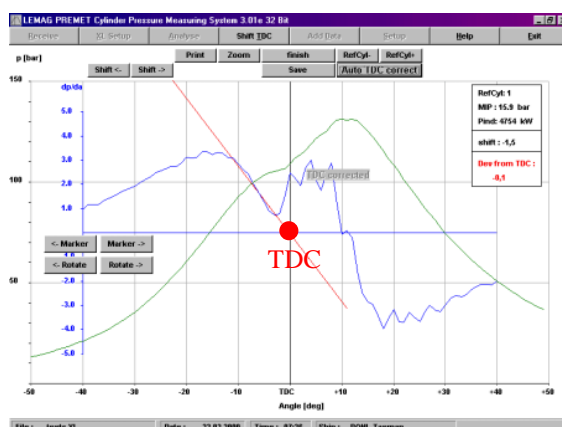
Можливо, одним з перших аналітичних методів визначення ВМТ (скоріше корекції ВМТ), які застосовуються на практиці, був метод, реалізований в системах діагностики морських дизелів *The Electronic Indicator Lemag «Premet XL, C»* [18] рис.1.

В системі передбачено напівавтоматична (за участю оператора) побудова дотичної до кривої швидкості зміни тиску в циліндрі на ділянці до ВМТ (рис. 1а). Координата перетину цієї дотичної нуля (за шкалою $dP/d\varphi$) припускається уточненим значенням ВМТ. Пропонується змістити всю індикаторну діаграму (скорегувати положення ВМТ)

так, щоб ця дотична перетнула «0» в позиції ВМТ (рис. 1b). Далі в інструкції до системи сказано, що такий метод базується «... на фундаментальних термодинамічних законах робочого процесу в циліндрі ICE». Мається на увазі той факт, що при відсутності подачі палива (процес стиснення-розширення в циліндрі без згоряння) швидкість зміни тиску в ВМТ повинна дорівнювати нулю. Цей вираз не зовсім коректний, тому що існує термодинамічний зсув діаграми тиску за рахунок передачі теплоти в стінки циліндра [3, 11]. За рахунок термодинамічного зсуву вся діаграма тиску трохи зміщується вліво, максимум стиснення знаходиться до ВМТ і, відповідно, крива $dP/d\varphi$ теж перетинає «0» трохи лівіше реального значення ВМТ. Цей факт можна врахувати за рахунок постійної корекції ВМТ, тому що термодинамічний зсув вельми малий і для більшості морських двигунів його величина не перевищує 1°ПКВ [11]. Необхідно зазначити, що в перших системах LEMAG "PREMET XL, C" про це нічого не сказано, однак програмне забезпечення систем передбачає корекцію ВМТ на деяку постійну величину.



a)



b)

Рис. 1. Коригування ВМТ в системах LEMAG "PREMET XL, C" [18]

Неврахування термодинамічного зсуву реальних індикаторних діаграм тиску в робочому циліндрі більшістю сучасних систем моніторингу морських дизелів можна пояснити наступними суб'єктивними причинами:

- термодинамічний зсув малий (менше 1° ПКВ), і його розрахунок може бути проведений тільки при емпіричному завданні коефіцієнтів теплообміну. Розрахунок цих коефіцієнтів за різними методиками дає результати, що відрізняються майже на 100% [11-13, 15-17];

- неврахування термодинамічного зсуву діаграми вліво до ВМТ дає ефект штучного збільшення середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності, що безумовно подобається експлуатуючим двигун механікам, які розраховують питомі показники двигунів для регулярних звітів.

Проте майже всі сучасні системи моніторингу мають можливість вводити постійні коефіцієнти для корекції ВМТ, що дає можливість враховувати як термодинамічний зсув, так і систематичні похибки розрахунку.

Один з найбільш цікавих методів корекції ВМТ наведено в роботах M.Tazerout зі співавторами [12, 20]. В цих роботах показано, що $T-S$ діаграма, побудована за вимірними даними тиску, має близький до симетричного вигляд без перетинів, в разі коректного визначення ВМТ, і перетин з характерною петлею, в разі помилки у визначенні ВМТ, рис. 2.

Зазначений метод можна реалізувати на практиці, якщо запропонувати строгий критерій наявності петлі на $T-S$ діаграмі. Однак наявність шумів в даних і нестабільний вигляд самої $T-S$ діаграми напевно зменшать точність такого критерію.

В роботі [21] наведений спосіб виведення об'єму в циліндрі в точці "m" - максимальної швидкості підвищення тиску при стисненні. В статті показано, що об'єм V_m не залежить від тиску P_m і похідної від тиску P'_m , а залежить тільки від геометричних даних циліндра.

$$V_m = V_c + \frac{\pi D^2 S}{8} (1 + 1/\lambda - \cos \varphi_m - \Phi_m^{0.5}) \quad (1)$$

де $\Phi_m = 1/\lambda^2 - \sin^2 \varphi_m$, V_c - об'єм камери стиснення; $\lambda_R = S/2L_R$ - відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна; D , S - діаметр циліндра і хід поршня, L_R - довжина шатуна.

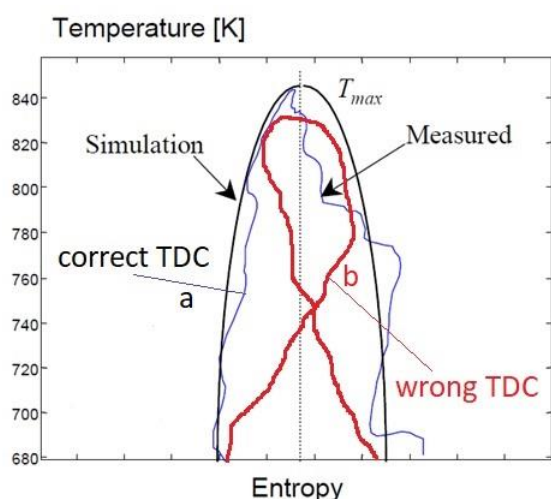


Рис. 2. T - S діаграма в випадках коректного (а) і помилкового (б) визначення ВМТ [12, 20]

З висновку цієї статті випливає, що об'єм в точці "m" і, відповідно, кут повороту колінчастого валу від "m" до ВМТ можна розрахувати заздалегідь, перед індиціюванням двигуна, знаючи діаметр циліндра D , хід поршня S , довжину шатуна L_R і обсяг камери стиснення V_C . Координату "m" можна визначити за допомогою чисельного диференціювання діаграми $P(t)$. Таким чином, зміщення ВМТ в градусах °ПКВ щодо точки P'_m може бути визначено перед діагностуванням двигуна. Така чудова властивість точки P'_m могла б швидко вирішити всі проблеми аналітичного визначення ВМТ і задачу аналітичної синхронізації даних при індиціюванні двигунів. Однак, треба визнати, що наявність шуму в дискретних даних тиску $P(t)$, навіть при їх коректному виключенні [3], може значно знизити точність цього витонченого методу. Проте, даний метод може бути ефективно використаний для попередньої оцінки ВМТ.

В роботі [4] наведено аналіз методу визначення ВМТ за допомогою функції *Agnesi*, записаної для ділянки стиснення до P'_c

$$P(\varphi) = P_c / [1 + \theta(\varphi - \varphi_{TDC})^2] \quad (2)$$

де P_c і θ - параметри, що визначаються за допомогою методу найменших квадратів (МНК) на ділянці стиснення шляхом мінімізації функціоналу. Основна властивість моделі *Agnesi* полягає в тому, що розрахункове значення координати ВМТ має малу абсолютну похибку (менше 1° ПКВ) при заданих початкових наближень P_c і θ з похибкою до 8 % [4].

$$\bar{F} = \sum_{j=1}^l \left[\frac{P_j}{P(\varphi_j)} - 1 \right]^2 \rightarrow \min \quad (3)$$

В роботах [13]–[17] наведені інші методи, які засновані на властивостях симетрії кривих сти-

снення-розширення, аналізі T - S та P - V діаграм, а також на аналізі термодинамічної моделі робочого процесу двигуна на базі першого закону термодинаміки. Всі методи цієї групи можна з деякими припущеннями використовувати на практиці, але необхідною умовою є проведення процедури коректного виключення шумів, що існують у вихідних даних $P(t)$. У результаті не буде спостерігатися зсув фази та спотворення амплітуди вихідного сигналу.

Слід зазначити, що даний метод термодинамічного моделювання циклу вимагатиме більшого часу для виконання розрахунків, а також використання емпіричних коефіцієнтів. Для практики він виявляється занадто складним для здійснення в режимі реального часу. До того ж використовувані емпіричні коефіцієнти знижують точність розрахунку.

Виклад основного матеріалу

Задача синхронізації даних тиску газів в робочому циліндрі $P(t)$ фактично є перекладом даних $f(t) \xrightarrow{TDC} f(\varphi)$, з функції часу t до функції залежності від кута повороту колінчастого валу φ , де вплив точності визначення верхньої мертвої точки (ВМТ) поршня є найбільшим.

Існують два методи рішення такої задачі: по-перше, апаратний – з використанням датчиків, встановлених на маховику двигуна (*AVL OT-sensor 428* [10], *Kistler TDC sensor Type 2629B* [9], тощо), і, по-друге, аналітичний – шляхом аналізу окремих ділянок діаграми тиску газів в робочому циліндрі $P(t)$ і похідних від неї діаграм.

Виконання розрахунку ефективної потужності на суднових морських дизелях є необхідним як для оцінки питомої витрати палива та діагностики технічного стану, так й для актуального у сучасних умовах розрахунку коефіцієнта (індексу) енергоефективності суден, який регламентується Міжнародною морською організацією *IMO*. Резолюція Міжнародної морської організації *IMO MEPC.282 (70)* є настановою з розробки судового плану управління енергоефективністю, в якій запропоновані певні підходи до управління екологічними та економічними показниками, а також можливі шляхи покращення загальних експлуатаційних показників роботи судна. Основні фактори, які впливають на енергоефективність, викладені у тексті цієї Резолюції, та застосовуються також й для суден внутрішнього плавання, але в різній мірі «вагомості».

Апаратний метод визначення ВМТ є відомим, він традиційно застосовувався для транспортних двигунів з моменту використання ще самих перших систем моніторингу робочого процесу. Датчик ВМТ (або *TDC pickup sensor*), встановлюється на маховик двигуна таким чином, щоб визначити по-

ложення ВМТ першого циліндра. ВМТ інших циліндрів мають визначатися по кутах заклинювання колінчастого вала. Висока точність визначення ВМТ забезпечується поділом навпіл ділянки $[m, m_1]$ на маховику двигуна. Кути від ВМТ до точок m та m_1 вибираються у діапазоні $6...10^\circ$ ПКВ до та після ВМТ, рис. 3.

$$TDC = \frac{m + m_1}{2}, \quad (4)$$

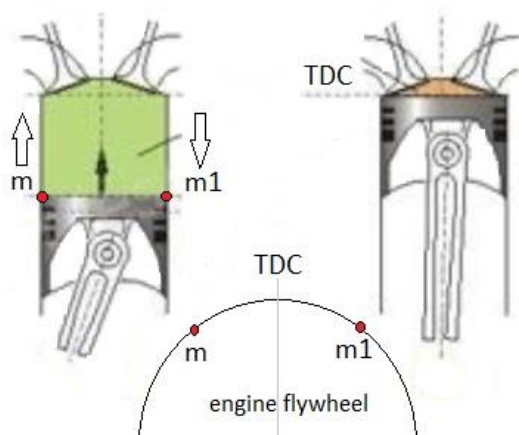


Рис. 3. Алгоритм установки верхньої мертвої точки з використанням двох точок: до ВМТ (m) та після ВМТ (m_1)

Шляхом встановлення датчиків на маховиках виконували визначення ВМТ та синхронізацію даних моніторингу наступні системи: *NK-5* (одна з перших, широко поширених у період 1990-х на морському флоті систем моніторингу дизелів) та подальші *NK-100*, *NK-200* норвезької фірми *Autronica A/S*; європейські системи *Кума*, *Premet*, *Malin*, *Doctor*, *Depas 2.34* [4] та багато інших систем, які були розроблені до початку 2000-х років.

Необхідно підкреслити, що робота систем моніторингу морських дизелів, які використовують апаратні датчики ВМТ, пов'язана з рядом проблем. В першу чергу, це необхідність тимчасового виведення двигуна з експлуатації. Як правило, усі роботи, пов'язані з необхідністю тимчасового виведення судового двигуна з експлуатації, повинні узгоджуватися з морськими і береговими службами, і для цього має бути отриманий спеціальний дозвіл. Крім того, роботи по установці додаткових *TDC «pick-up sensors»* вимагають значних часових і матеріальних витрат, пов'язаних з необхідністю точного калібрування датчиків. Додаткові кабельні траси від *TDC «pick-up sensors»*, тимчасово прокладені під час діагностики двигуна, знижують надійність усієї системи виміру і підвищують ризик виникнення апаратних помилок.

Установка датчика ВМТ відбувається на не-

працюючому двигуні. Потім, коли двигун обертається під навантаженням, відбувається кілька подій, які зміщують положення ВМТ щодо його статичного положення:

- вибірка мікролофтів в підшипниках кривошипно-шатунового механізму і поршня;
- крутильні коливання колінчастого валу;
- термодинамічне зміщення ВМТ [11];
- зміщення положення ВМТ при вимірюванні тиску через канал індикаторного крана, який встановлений на всіх мало- і середньооборотних дизелях [3].

Усі переносні (мобільні) системи моніторингу реєструють тиск у робочому циліндрі за допомогою приєднаного датчика тиску до індикаторного крана зі стандартною різьбою $W27 \times 1/10$, встановленого на всіх мало- і середньооборотних судових дизелях з часів отримання патенту Рудольфом Дизелем у 1892 році. При вимірюванні тиску канал вносить похибки за типом запізнювання сигналу, дроселювання й хвильові похибки, причому перша може бути достатньо велика – до декількох градусів ПКВ, та ще й збільшується при підвищенні частоти обертання двигуна. Таким чином, у результаті, тільки останній фактор є причиною того, що положення ВМТ може зміститися майже на кілька градусів від свого статичного положення [3], [4].

Стає очевидним, апаратні датчики ВМТ є не тільки незручними при роботі з переносними системами, але ще й вносять ряд суттєвих похибок до розрахунку середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності [12], [13].

На зміну коштовним стаціонарним системам моніторингу морських двигунів прийшли мобільні портативні системи періодичного моніторингу, що дало початок розвитку аналітичним методам синхронізації та розрахунку ВМТ.

Похибка апаратних датчиків не тільки велика та ще й непостійна у залежності від навантаження. Тобто стало очевидним, що положення ВМТ можна розрахувати в межах цієї похибки, і навіть точніше, аналізуючи окремі ділянки записаних діаграм $P(t)$ і похідних діаграм. З іншого боку, вплив похибки визначення ВМТ на ступінь точності розрахунку середнього індикаторного тиску є достатньо великим: $6...9\%$ на 1° помилки ВМТ (*M. Tazerout* [12], *S. Polanowski* [14], *Per Tunestal* [15], *Y. Nilsson and L. Eriksson* [16], *E. Pipitone* [17]).

Аналіз впливу похибки визначення ВМТ на розрахунок основних параметрів робочого процесу викладено в роботі [4], а саме: середнього індикаторного тиску, індикаторної потужності, швидкості та ступеню підвищення тиску під час згорання, розрахункових значень тиску початку згорання палива та тиску на лінії розширення (рис. 4).

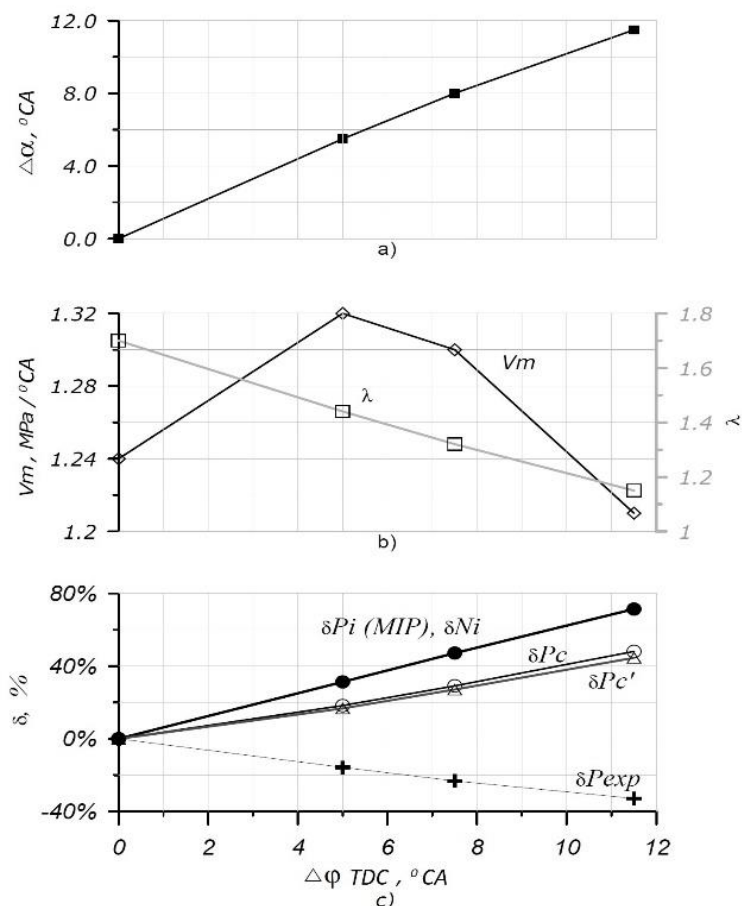


Рис. 4. Похибка визначення ВМТ та її вплив на розрахункові параметри робочого процесу двигуна 8ЧН 32/64

Внаслідок помилки визначення ВМТ відбувається істотне спотворення результатів розрахунку параметрів робочого процесу. Розрахункове значення кута випередження впрыску палива α збільшується лінійно, відповідно до помилки синхронізації (рис. 4, а). Розрахункове значення ступеня підвищення тиску λ лінійно зменшується, при цьому значення швидкості підвищення тиску V_m з початку збільшується, а потім зменшується (рис. 4, б). Розрахункові значення середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності циліндра практично лінійно підвищуються на 7,2 %/ $^{\circ}\text{CA}$ (рис. 4, с). Розрахункове значення тиску на момент закінчення процесу стиснення збільшується на 5,5 %/ $^{\circ}\text{CA}$, у той час як контрольна точка тиску на лінії розширення (36 $^{\circ}\text{ПКВ}$ за ВМТ) зменшується на 4,6 %/ $^{\circ}\text{CA}$ за лінійною залежністю (рис. 4, с).

Аналітична синхронізація даних моніторингу

Отже, не викликає сумнівів той факт, що апаратні датчики ВМТ є незручними при роботі з переносними системами, та крім того ще й вносять ряд суттєвих похибок до розрахунку таких харак-

теристик, як середній індикаторний тиск та індикаторна потужність.

Використання апаратних датчиків для визначення ВМТ виявляється неприйнятним для сучасних переносних систем моніторингу робочого процесу за причинами складності, а часом й неможливості їх установки додатково до штатних датчиків, а також ускладненням процедури вимірювань та високою похибкою, яка залежить від режиму навантаження двигуна.

Похибка апаратних датчиків є завеликою та непостійною (залежить від навантаження), отже стає зрозумілим факт: положення ВМТ можна розрахувати в межах цієї похибки та навіть точніше, виконуючи аналіз кривих тиску від часу $P(t)$. Вплив похибки визначення ВМТ на точність розрахунку величини середнього індикаторного тиску складає 6...9 % на 1 $^{\circ}$ помилки ВМТ. Тобто, щоб отримати прийнятний розрахунок величин середнього індикаторного тиску та індикаторної потужності (з максимальною відносною похибкою не більше 2,5 %), максимальна абсолютна похибка визначення ВМТ має бути не більш 0,1...0,3 $^{\circ}$ ПКВ.

Саме аналітичний метод вирішення цієї задачі надає необхідні інструменти та забезпечує потрібну точність. Рішенням є розробка методу синхронізації, де вихідні дані являють собою часові серії, записані в пам'ять комп'ютера через рівні інтервали часу. Розв'язання рівняння $dp/d\phi = 0$ з подальшим врахуванням термодинамічного зсуву ВМТ забезпечує потрібну точність розрахунку положення ВМТ у діапазоні $0,1 \dots 0,3^\circ$ ПКВ. Моделювання кривої $dp/d\phi = 0$ проводиться на ділянці від точки закриття впускних клапанів до початку займання в циліндрі. Відповідні межі ділянок можуть бути визначені шляхом аналізу екстремумів кривих

$\frac{dP}{dt}, \frac{d^2P}{dt^2}$, що становиться можливим після фільтрації вихідної кривої тиску. У дослідженні застосовується цифровий фільтр *Butterworth LowPass filter*, особливістю якого є гладка характеристика на всьому частотному діапазоні, при цьому фаза вихідного сигналу не зміщується. Таким чином необхідна точність остаточного розрахунку величини середнього індикаторного тиску, подальшого розрахунку величин індикаторної й ефективної потужності двигуна з максимальною відносною похибкою не більше 2,5 % вважається забезпеченою.

В результаті рішення задачі синхронізації отримана величина потужності, яка використовується як для оцінки питомої витрати палива та діагностики технічного стану, так й для актуального у сучасних умовах розрахунку коефіцієнта енергоефективності суден, який визначається за методикою Міжнародної морської організації (IMO) та розробки суднового плану управління енергоефективністю (*SEEMP – Ship Energy Efficiency Management Plan*), в якому впроваджуються ефективні підходи до управління екологічністю і економічністю роботи кожного конкретного судна у морському міжнародному судноплаванні, а також можливі шляхи поліпшення загальних експлуатаційних показників судна.

У загальному вигляді формула операційного індексу енергоефективності *EEOI* по IMO:

$$EEOI = \frac{N_e \cdot SFC \cdot C_F}{Dw \cdot v} \quad (5)$$

де N_e – ефективна потужність головного двигуна (ГД), кВт; SFC – питома витрата палива, г/(кВт·г); C_F – коефіцієнт викидів CO_2 (безрозмірний конверсійний фактор між споживанням палива і викидом CO_2), $C_F = T_{CO_2} / T_{топлива}$; Dw – дедвейт, т; v – швидкість судна, км/год. Чисельник в цій формулі являє собою викиди CO_2 , г, а знаменник – транспортну роботу, т·км.

Активність Міжнародної морської організації (IMO) у сфері менеджменту енергоефективності призвела до визнання реальних обсягів зниження викидів CO_2 . В результаті впровадження заходів з метою поліпшення показників енергоефективності на морському транспорті, а також одночасне поглиблення вивчення основних факторів впливу на показники енергоефективності морських суден, їх систематизація, викладена у низці Резолюцій профільного Комітету IMO, створюють основу для формулювання та рішення аналогічної задачі застосування показників енергоефективності також й для суден у внутрішньому плаванні.

Дана задача поступово знаходить свою форму в проектах Європейського Союзу, спрямованих на розвиток судноплавання на конвенціональних (Рейн, Дунай, Сава, Мозель) внутрішніх водних шляхах Європи. Перш за все це проекти екологічного спрямування. Значення таких кроків без всяких сумнівів вважається позитивним, враховуючи, що по внутрішніх водних шляхах країн Європейського Союзу щорічно перевозиться понад 550 млн. тон вантажів.

Висновки

1. Визначення положення ВМТ з використанням датчиків стаціонарних систем моніторингу потребує додаткової корекції за причиною зсуву ВМТ під час роботи двигунів під навантаженням. В цьому випадку необхідним є врахування вибірки мікролюфтів в підшипниках кривошипно-шатунного механізму і термодинамічного зсуву максимуму тиску стиснення в циліндрі [11]–[13]. Для стаціонарних систем запропонований аналітичний метод може уточнити визначене за допомогою датчиків положення ВМТ [1], [2], [8]–[10].

2. В переносних діагностичних системах визначення положення ВМТ слід відразу здійснювати аналітичним методом. Незручності виникають під час установки додаткових «pick-up sensors» та кабелів до них. Перед встановленням датчиків виводять двигун з експлуатації, а встановлені датчики калібрують, що потребує значних затрат часу [6], [9], [10], [18]. В переносних системах, які вимірюють тиск в робочому циліндрі через канал індикаторного крану виникають похибки типу дроселювання і запізнення сигналу, що призводить до додаткового зсуву положення ВМТ [1], [3].

У сучасних умовах застосовують різні варіанти алгоритмічного визначення ВМТ [2]–[5], [8] замість «pick-up sensors». У той же час точність розрахунку положення ВМТ усіх розглянутих методів залежить від ефективності процедури виключення шумів під час обробки початкових даних.

Список літератури:

1. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals* / Heywood, B. John. – New York: McGraw-Hill, 1988. – 930 p. 2. Neumann S. High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control / S. Neumann // CIMAC Congress. – Hamburg: Digest, 2001. – P. 1–12. 3. Neumann S. Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data / S. Neumann, R. Varbanets, O. Kyrylash та ін. // *Diagnostyka*. – 2019. – № 20(2). – P. 19–26. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/104516>. 4. Варбанець Р. А. *Диагностический контроль рабочего процесса судовых дизелей в эксплуатации* : дис. докт. техн. наук : 05.05.03 / Варбанець Роман Анатольевич – Одесса: Одес. национ. морск. акад., 2010. – 314 с. 5. Varbanets R. Analyse of marine diesel engine performance / R. Varbanets, A. Karianskiy // *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Tech: Gdansk University of Technology, 2012. – P. 269–275. 6. Varbanets R. Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions / R. Varbanets, S. Karianskiy, S. Rudenko, I. Gritsuk et al. // *SAE Technical Paper*. – 2017. – 12 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2218>. 7. Resolution MEPC.282(70). 2016 Guidelines for the development of a ship energy efficiency management plan (SEEMP). International Maritime Organization (IMO) [Електронний ресурс]. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: [http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-\(MEPC\)/Documents/MEPC.282\(70\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.282(70).pdf) (дата звернення: 28.02.2019) 8. IMES cylinder pressure sensors: веб-сайт. URL: <https://www.imes.de> (дата звернення: 16.12.2019). 9. Pressure and TDC sensors from Kistler: веб-сайт. URL: <https://www.kistler.com> (дата звернення: 04.11.2019). 10. AVL OT-sensor 428: веб-сайт. URL: <https://www.avl.com> (дата звернення: 07.09.2019). 11. Ding Y. Cylinder process simulation with heat release analysis in diesel engine / Y. Ding, D. Stapersma, H. Grimmelius // 2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference. – Wuhan, 2009. – P. 1–4. DOI: 10.1109/APPEEC.2009.4918248. 12. Tazerout M. TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram / M. Tazerout, O. Le Corre, S. Rousseau. // *SAE Technical Paper* 1999-01-1489. – 1999. – 11 p. 13. Staś M. An Universally Applicable Thermodynamic Method for T.D.C. Determination / M. Staś. // *SAE Technical Paper* 2000-01-0561. – 2000. – 9 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-0561>. 14. Polanowski S. Determination of location of Top Dead Centre and compression ratio value on the basis of ship engine indicator diagram / S. Polanowski // *Polish Maritime Research*. – 2008. – Vol. 15. – № 2(56). – P. 59–64. DOI: <https://doi.org/10.2478/v10012-007-0065-2>. 15. Per Tunestal. Model Based TDC Offset Estimation from Motored Cylinder Pressure Data / Per Tunestal // *Proceedings of the 2009 IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling IFP, Rueil-Malmaison*. – France, 2009. – P. 241–247. DOI: <https://doi.org/10.3182/20091130-3-FR-4008.00032>. 16. Nilsson Y. Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods / Y. Nilsson, L. Eriksson // *SAE Technical Paper* 2004-01-1458. – 2004. – 13 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-1458>. 17. Pipitone E. Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach / E. Pipitone, A. Bec-

cari. // *Applied Thermal Engineering*. Elsevier. – 2010. – №30(15). – P. 1914–1926. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.012>. 18. Lemag PreMet XL, C Cylinder Pressure Indicator: веб-сайт. URL: <http://www.lemag.de/>. 19. Powell M. An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives / M. J. D. Powell // *The Computer Journal*. 1964. – Vol. 7. – Is. 2. – P. 155–162. DOI: <https://doi.org/10.1093/comjnl/7.2.155>. 20. Tazerout M. Compression Ratio and TDC calibrations using Temperature - Entropy Diagram / M. Tazerout, O. Le Corre, P. Stouffs. // *SAE Technical Paper* 1999-01-3509. – 1999. – 11 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3509>. 21. Yeryganov O. Features of the fastest pressure growth point during compression stroke / O. Yeryganov, R. Varbanets. // *Diagnostyka*. – 2018. – №19(2). – P. 71–76. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/89729>.

Bibliography (transliterated):

1. Heywood, John, B. (1988), *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, New York, 930 p. 2. Neumann, S. (2001), “High temperature pressure sensor based on thin film strain gauges on stainless steel for continuous cylinder pressure control”, *CIMAC Congress, Hamburg, Digest*, pp. 1–12. 3. Neumann, S., Varbanets, R., Kyrylash, O., Yeryganov, O.V., Maulevych, V.O.(2019), “Marine diesels working cycle monitoring on the base of IMES GmbH pressure sensors data”, *Diagnostyka*, Vol. 20(2), pp. 19-26. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/104516>. 4. Varbanec, R. A. (2010), *Diagnosticheskiy kontrol' rabochoho processa sudovoyh dizelej v jeksplyuatacii: dissertatiya dokt. tehn. Nauk*, Odessa: Odes. nacion. morsk. akad., 314 p. 5. Varbanets, R., Karianskiy, A. (2012), “Analyse of marine diesel engine performance”, *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*, Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, Vol. 7, No. 1, pp. 269-275. 6. Varbanets, R., Karianskiy, S., Rudenko, S., Gritsuk, I. et al. (2017), “Improvement of Diagnosing Methods of the Diesel Engine Functioning under Operating Conditions”, *SAE Technical Paper* 2017-01-2218, 12 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2017-01-2218>. 7. Resolution MEPC.282(70), (2016) Guidelines for the development of a ship energy efficiency management plan (SEEMP), International Maritime Organization (IMO), 21 p. [online] Available at: [http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-\(MEPC\)/Documents/MEPC.282\(70\).pdf](http://www.imo.org/en/KnowledgeCentre/IndexofIMOResolutions/Marine-Environment-Protection-Committee-(MEPC)/Documents/MEPC.282(70).pdf) [Accessed 28 February 2019]. 8. IMES cylinder pressure sensors. [online] Available at: <https://www.imes.de> [Accessed 16 December 2019]. 9. Pressure and TDC sensors from Kistler. [online] Available at: <https://www.kistler.com> [Accessed 04 November 2019]. 10. AVL OT-sensor 428. [online] Available at: <https://www.avl.com> [Accessed 07 September 2019]. 11. Ding, Y., Stapersma, D., Grimmelius, H.T. (2009), “Cylinder process simulation with heat release analysis in diesel engine”, 2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference, Wuhan, pp. 1-4. DOI: 10.1109/APPEEC.2009.4918248. 12. Tazerout, M., Le Corre, O., Rousseau, S., (1999), “TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram”, *SAE Technical Paper* 1999-01-1489, 11 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1489>. 13. Staś, M. (2000), “An Universally Applicable Thermodynamic Method for T.D.C. Determination”, *SAE Technical Paper* 2000-01-0561, 9 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2000-01-0561>. 14. Polanowski, S. (2008), “Determination of location of Top Dead Centre and compression ratio value on the basis of ship engine indicator diagram”, *Polish Maritime Research*, Vol. 15, № 2(56), pp. 59-64. DOI: <https://doi.org/10.2478/v10012-007-0065-2>. 15. Per Tunestal, (2009), “Model Based TDC Offset Estimation from Motored Cylinder Pressure Data”, *Proceedings of the 2009 IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling IFP, Rueil-Malmaison, France*, Vol. 42 (26), pp. 241-247. DOI: <https://doi.org/10.3182/20091130-3-FR-4008.00032>. 16. Nilsson, Y., Eriksson, L. (2004), “Determining TDC Position Using Symmetry and Other Methods”, *SAE Technical Paper* 2004-

01-1458, 13 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/2004-01-1458>. 17. Pipitone, E., Beccari, A. (2010), "Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach", *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, Vol. 30, Issues 14–15. pp. 1914–1926. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.012>. 18. Lemag PreMet XL, C Cylinder Pressure Indicator. [online] Available at: <http://www.lemag.de> [Accessed 04 November 2019]. 19. Powell, M. J. D. (1964), "An efficient method for finding the minimum of a

function of several variables without calculating derivatives", *The Computer Journal*, Vol. 7, Issue 2, pp. 155–162. DOI: <https://doi.org/10.1093/comjnl/7.2.155>. 20. Tazerout, M., Le Corre, O., Stouffs, P. (1999), "Compression Ratio and TDC calibrations using Temperature - Entropy Diagram", *SAE Technical Paper 1999-01-3509*, 11 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3509>. 21. Yeryganov, O., Varbanets, R. (2018), "Features of the fastest pressure growth point during compression stroke", *Diagnostyka*, Vol. 19(2), pp. 71–76. DOI: <https://doi.org/10.29354/diag/89729>.

Надійшла до редакції 24.06.2020 р.

Варбанець Роман Анатолійович – доктор техн. наук, професор, завідувач кафедри Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація, Одеський Національний Морський Університет, м. Одеса, Україна, e-mail: roman.varbanets@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6730-0380>.

Залож Віталій Іванович – старший викладач кафедри Інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», м. Ізмаїл, Україна, e-mail: zalogh@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-5213-6896>.

Тарасенко Тетяна Владиславівна – канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри Інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», м. Ізмаїл, Україна, e-mail: sergeysunnysat@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8107-3524>.

Кучеренко Юрій Миколайович – канд. техн. наук, доцент кафедри Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація, Одеський Національний Морський Університет, м. Одеса, Україна, e-mail: kucherenko.iurii@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1568-165X>.

Клименко Валентин Григорович – асистент кафедри Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація, Одеський Національний Морський Університет, м. Одеса, Україна, e-mail: valiko.klim@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6730-0380>

ОСОБЕННОСТИ АНАЛИТИЧЕСКОЙ синхронизации ДАННЫХ МОНИТОРИНГА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Р.А. Варбанец, В.И. Залож, Т.В. Тарасенко, Ю.М. Кучеренко, В.Г. Клименко

В статье рассмотрены методы определения верхней мертвой точки, основанные на анализе индикаторных диаграмм судового двигателя. Показаны преимущества и недостатки разных методов. Диагностика судовых двигателей во время эксплуатации и выбор оптимальных режимов эксплуатации базируется на анализе индикаторных диаграмм, а также диаграмм топливоподачи и газораспределения. В результате анализа индикаторных диаграмм рассчитывается индикаторная мощность двигателя, которая в дальнейшем используется в управлении режимами эксплуатации двигателей, в расчетах удельных показателей, а также в расчетах коэффициентов энергоэффективности морских судов по рекомендациям ИМО. Показано влияние точности определения положения верхней мертвой точки на расчет среднего индикаторного давления и индикаторной мощности. Решение задачи синхронизации данных мониторинга рабочего процесса с помощью аппаратных датчиков неприемлемо в связи со сложностью, а порой и невозможностью установки аппаратных датчиков положения верхней мертвой точки поршня, дополнительно к штатным датчикам. Также это приводит к усложнению схемы измерений в сочетании с высокой погрешностью, которая зависит от нагрузочного режима. Кроме того, установка аппаратных датчиков требует времени и связано с организационными проблемами, так как необходимо временно выводить двигатель из строя. Указанные проблемы отсутствуют в случае аналитической синхронизации данных. Показано, что существующие методы аналитической синхронизации недостаточно эффективны применительно к условиям эксплуатации транспортных двигателей. В основном это связано со сложностью формулировки критериев синхронизации или их недостаточной точностью вследствие влияния шумов в выходных данных. Авторами заявлен метод определения верхней мертвой точки, базирующийся на решении уравнения равенства нулю первой производной давления газов при сжатии, который обеспечивает требуемую точность расчета среднего индикаторного давления и индикаторной мощности двигателя во время эксплуатации. Показано, что метод может быть применим в системах мониторинга рабочего процесса морских двигателей как альтернатива аппаратным методам определения верхней мертвой точки.

Ключевые слова: транспортный дизель, мониторинг рабочего процесса, верхняя мертвая точка, индикаторная мощность, коэффициент энергоэффективности судов, аналитическая синхронизация.

FEATURES OF ANALYTICAL SYNCHRONIZATION OF DATA OF WORKING PROCESS MONITORING IN TRANSPORT DIESEL ENGINES UNDER OPERATION

R.A. Varbanets, V.I. Zalozh, T.V. Tarasenko, Yu.M. Kucherenko, V.G. Klimenko

The article discusses methods for determining top dead center, based on the analysis of pressure diagrams of a marine engine. The advantages and disadvantages of different methods are shown. Diagnostics of marine engines during operation and selection of optimal operating modes are based on the analysis of pressure diagrams, as well as fuel supply and gas distribution diagrams. As a result of the analysis of the pressure diagrams, the indicator engine power is calculated, which is further used in the control of engine operation modes, in the calculation of specific indicators, as well as in the calculation of energy efficiency coefficients of marine vessels according to IMO recommendations. The influence of the accuracy of determining the position of the top dead center on the calculation of the mean indicated pressure and indicated power is shown. Solving the problem of synchronization of data of working process monitoring using hardware sensors is unacceptable due to the complexity, and sometimes the impossibility of installing hardware sensors for the position of the top dead center of the piston, in addition to the stand-

ard sensors. This also leads to a more complex measurement pattern, combined with high accuracy, which is dependent on the load mode. In addition, the installation of hardware sensors is time-consuming and involves organizational problems, as it is necessary to temporarily disable the engine. The mentioned problems are absent in case of analytical data synchronization. It is shown that the existing methods of analytical synchronization are not effective enough for the operating conditions of transport engines. This is mainly due to the complexity of the formulation of the synchronization criteria or their lack of precision due to the impact of noise in the output data. In portable diagnostic systems, the top dead center determination is best done immediately by the analytical method. Principally, there are inconveniences during the diagnosis of engines, because additional pickup sensors and their cables must be used. Before installing the sensors, it is necessary to take the engine out of operation. The installed sensors must be calibrated, which is associated with a significant investment of time. All portable systems for parametric engine diagnostics measure the pressure in the working cylinder through the channel of the indicator valve. In this regard, in portable systems, in addition to the aforementioned errors, errors occur such as throttling and delay of the signal, which leads to an additional shift of the top dead center position. Thus, recently, most modern portable systems for diagnosing marine diesel engines do not use pickup sensors, but use different variants of the analytical determination of top dead center. Diagnostics of marine engines during operating and the selection of optimal operating conditions is based on the analysis of gas pressure diagrams, as well as fuel supply and gas distribution diagrams. As a result of the analysis of the pressure diagrams, the indicator engine power is calculated, which is further used in the management of engine operation modes, in the calculation of specific indicators, as well as in the calculation of energy efficiency coefficients of marine vessels according to International maritime organization recommendations. The authors claimed a method for determining the top dead center, based on solving the equation of equality to zero the first derivative of the gas pressure under compression, which provides the required accuracy in calculating the average indicated pressure and indicator power of the engine during operation. It is shown that the method can be applicable in marine engine working process monitoring systems as an alternative to hardware methods for determining the top dead center.

Key words: transport diesel, working process monitoring, top dead center, indicated power, efficiency coefficients of marine vessels, analytical synchronization.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.1.03

А.Г. Лал, І.В. Парсаданов

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІН УМОВ СУМІШОУТВОРЕННЯ ПРИ ФОРСУВАННІ ОПОЗИТНОГО ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПОКАЗНИКИ ЗГОРЯННЯ

В роботі проведений аналіз сумішоутворення і шляхів підвищення ефективності згоряння палива у високофорсованому двотактному дизелі із поршнями, що рухаються у протилежні сторони.

Збільшення літрової потужності потребує відповідного збільшення циклової подачі палива, яке необхідно ефективно спалювати за обмежений час і в обмеженому просторі камери згоряння. Як відомо, саме при повному і своєчасному згорянні палива досягається ефективна та економічна робота двигуна внутрішнього згоряння, а формування паливо-повітряної суміші є важливою умовою для забезпечення якісного процесу згоряння. Дослідження впливу окремих конструктивних параметрів на сумішоутворення у високофорсованому двотактному дизелі було здійснено при використанні програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК, що належить до класу термодинамічних програм, та програми візуалізації процесу руху паливних струменів. Оцінка впливових факторів на показники згоряння двотактного дизеля проводилася за розподілом палива по зонах (наведені ілюстрації) та за результатами розрахунку характеристик впорскування і тепловиділення. Розглянуті такі фактори, як зміна (збільшення) циклової подачі ($V_{ц}$) при фіксованому значенні коефіцієнту надлишку повітря (α), зміна вихрового відношення (Ω), так як вибір напрямку впорскування палива форсунок залежить від інтенсивності та напряму обертання вихору повітря в камері згоряння, кута початку подачі палива ($\theta_{впр}$), тривалості подачі палива ($\varphi_{впр}$), розподілу палива в об'ємі камери згоряння (за рахунок корекції розташування соплових отворів розпливача та їх діаметра).

За результатами дослідження встановлено характер зміни розподілу палива й дана оцінка деформуванню паливного факела у камері згоряння дизеля та можливості зменшення контакту ядра струменя зі стінкою камери згоряння й збільшення об'єму зони випарювання палива при скороченні часу паливоподачі. Отримані результати є передумовою для розробки технічних рішень щодо підвищення ефективності згоряння й підвищення паливної економічності двотактного дизеля та розробки рекомендацій із забезпечення нового рівня форсування.

Ключові слова: двотактний дизель із зустрічно-протилежним рухом поршнів; сумішоутворення і згоряння; циклова подача палива, вихрове відношення, паливопостачання, камера згоряння, впорскування палива, паливний струмінь, розподіл палива.

Вступ. Тенденції розвитку силових установок для транспортних засобів значною мірою пов'язані

із підвищенням габаритної і питомої потужності. Це обумовлюється тим, що маса транспортних за-

ard sensors. This also leads to a more complex measurement pattern, combined with high accuracy, which is dependent on the load mode. In addition, the installation of hardware sensors is time-consuming and involves organizational problems, as it is necessary to temporarily disable the engine. The mentioned problems are absent in case of analytical data synchronization. It is shown that the existing methods of analytical synchronization are not effective enough for the operating conditions of transport engines. This is mainly due to the complexity of the formulation of the synchronization criteria or their lack of precision due to the impact of noise in the output data. In portable diagnostic systems, the top dead center determination is best done immediately by the analytical method. Principally, there are inconveniences during the diagnosis of engines, because additional pickup sensors and their cables must be used. Before installing the sensors, it is necessary to take the engine out of operation. The installed sensors must be calibrated, which is associated with a significant investment of time. All portable systems for parametric engine diagnostics measure the pressure in the working cylinder through the channel of the indicator valve. In this regard, in portable systems, in addition to the aforementioned errors, errors occur such as throttling and delay of the signal, which leads to an additional shift of the top dead center position. Thus, recently, most modern portable systems for diagnosing marine diesel engines do not use pickup sensors, but use different variants of the analytical determination of top dead center. Diagnostics of marine engines during operating and the selection of optimal operating conditions is based on the analysis of gas pressure diagrams, as well as fuel supply and gas distribution diagrams. As a result of the analysis of the pressure diagrams, the indicator engine power is calculated, which is further used in the management of engine operation modes, in the calculation of specific indicators, as well as in the calculation of energy efficiency coefficients of marine vessels according to International maritime organization recommendations. The authors claimed a method for determining the top dead center, based on solving the equation of equality to zero the first derivative of the gas pressure under compression, which provides the required accuracy in calculating the average indicated pressure and indicator power of the engine during operation. It is shown that the method can be applicable in marine engine working process monitoring systems as an alternative to hardware methods for determining the top dead center.

Key words: transport diesel, working process monitoring, top dead center, indicated power, efficiency coefficients of marine vessels, analytical synchronization.

УДК 621.43

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.1.03

А.Г. Лал, І.В. Парсаданов

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІН УМОВ СУМІШОУТВОРЕННЯ ПРИ ФОРСУВАННІ ОПОЗИТНОГО ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПОКАЗНИКИ ЗГОРЯННЯ

В роботі проведений аналіз сумішоутворення і шляхів підвищення ефективності згоряння палива у високофорсованому двотактному дизелі із поршнями, що рухаються у протилежні сторони.

Збільшення літрової потужності потребує відповідного збільшення циклової подачі палива, яке необхідно ефективно спалювати за обмежений час і в обмеженому просторі камери згоряння. Як відомо, саме при повному і своєчасному згорянні палива досягається ефективна та економічна робота двигуна внутрішнього згоряння, а формування паливо-повітряної суміші є важливою умовою для забезпечення якісного процесу згоряння. Дослідження впливу окремих конструктивних параметрів на сумішоутворення у високофорсованому двотактному дизелі було здійснено при використанні програмного комплексу ДИЗЕЛЬ-РК, що належить до класу термодинамічних програм, та програми візуалізації процесу руху паливних струменів. Оцінка впливових факторів на показники згоряння двотактного дизеля проводилася за розподілом палива по зонах (наведені ілюстрації) та за результатами розрахунку характеристик вприскування і тепловиділення. Розглянуті такі фактори, як зміна (збільшення) циклової подачі ($V_{ц}$) при фіксованому значенні коефіцієнту надлишку повітря (α), зміна вихрового відношення (Ω), так як вибір напрямку вприскування палива форсунок залежить від інтенсивності та напряму обертання вихору повітря в камері згоряння, кута початку подачі палива ($\theta_{впр}$), тривалості подачі палива ($\varphi_{впр}$), розподілу палива в об'ємі камери згоряння (за рахунок корекції розташування соплових отворів розпилювача та їх діаметра).

За результатами дослідження встановлено характер зміни розподілу палива й дана оцінка деформуванню паливного факела у камері згоряння дизеля та можливості зменшення контакту ядра струменя зі стінкою камери згоряння й збільшення об'єму зони випарювання палива при скороченні часу паливоподачі. Отримані результати є передумовою для розробки технічних рішень щодо підвищення ефективності згоряння й підвищення паливної економічності двотактного дизеля та розробки рекомендацій із забезпечення нового рівня форсування.

Ключові слова: двотактний дизель із зустрічно-протилежним рухом поршнів; сумішоутворення і згоряння; циклова подача палива, вихрове відношення, паливопостачання, камера згоряння, вприскування палива, паливний струмінь, розподіл палива.

Вступ. Тенденції розвитку силових установок із підвищенням габаритної і питомої потужності. для транспортних засобів значною мірою пов'язані Це обумовлюється тим, що маса транспортних за-

собів збільшується внаслідок збільшення розмірів і рівня оснащення останніх. Таким чином, вдосконалення двигуна може зводитися до зменшення його розмірів при збереженні потужності, або до підвищення його потужності при незмінних габаритах. Якщо мова йде про модернізацію існуючого агрегату, доцільним є другий напрямок. Економічно вигідно, в першу чергу, звернути увагу на такі шляхи форсування, які в короткі терміни можуть бути втілені при найменшій кількості змін конструкції, тобто при збереженні геометрії основних корпусних деталей і параметрів кривошипно-шатунного механізму. З цієї точки зору важливим є пошук резервів підвищення ефективності процесів сумішоутворення і згоряння, зокрема і в двотактних дизелях, що в Україні застосовуються у бронетехніці і транспортних машинах [1].

На сьогоднішній день проектування та оптимізація ДВЗ досягли такого рівня, що подальше вдосконалення неможливо без застосування можливостей ЕОМ і зокрема математичного моделювання. Крім того, логічно перевірити теорію на математичній моделі, перш ніж проводити багато коштовний експеримент. Для вирішення порушеної в даній роботі задачі було використано програмне забезпечення Дизель-РК [2], в основу якого покладена термодинамічна модель ДВЗ. В Дизель-РК сумішоутворення і згоряння в камері згоряння дизеля розраховуються за методом професора М.Ф. Разлейцева. Надалі метод був доопрацьований професором МВТУ ім. М.Е. Баумана А.С. Кулешовим [3].

Мета роботи. Встановити ступінь впливу окремих конструкторських параметрів на якість сумішоутворення у високофорсованому двотактному опозитному дизелі.

Об'єкт дослідження. Опозитний двотактний дизель 6ЧН12/2х12.

Вибір досліджуваних факторів визначався поставленою метою і складався із:

- зміни (збільшення) циклової подачі при фіксованому значенні коефіцієнта надлишку повітря (α);
- зміни вихрового відношення,
- зміни кута початку подачі палива,
- зміни тривалості подачі палива,
- зміни розподілу палива в об'ємі камери згоряння.

Оцінка факторів, що впливають на показники двотактного дизеля проводилася за допомогою програми візуалізації процесу руху паливних струменів *Fuel Jet Visualization*, що входить в комплекс Дизель-РК, основні критерії ефективності згоря-

ня: швидкість тепловиділення і характер поширення паливного струменя в циліндрі.

Результати дослідження

Візуалізація руху паливного струменя одного розпилювача

На рисунку 1 відображаються дані щодо розподілу палива по зонах для одного вибраного струменя, що викликано обмеженням функціоналу програми. На графіку показники тепловиділення наведені дані по всім струменям.

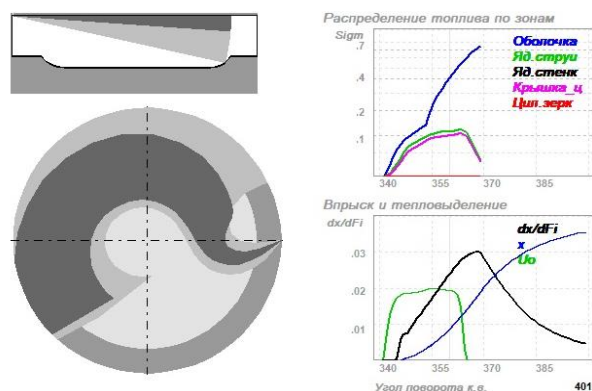


Рис. 1. Результати візуалізації руху паливного струменя одного соплового отвору розпилювача

Результати візуалізації руху паливного струменя одного соплового отвору розпилювача дозволяє за умов, відповідних розрахунковому режиму (максимальна потужність 880 кВт при частоті обертання колінчатого вала 2600 хв^{-1} [4]), встановити наступне:

- струмінь палива тільки у самому початку руху, коли паливо виходить з отвору розпилювача, переміщується під дією енергії палива; надалі струмінь під дією енергії вихрового заряду розвертається в сторону його руху, що водночас збільшує зону ядра и оболонки струменя;
- період затримки займання палива складає 4°ПКВ ($0,26 \text{ мс}$); початок займання практично збігається з початком зміни напрямку руху струменю під дією енергії вихрового заряду;
- вільними від парів палива залишаються зони за розпилювачем у напрямку руху повітряного вихору і у центрі камери згоряння;
- збільшення зони оболонки струменя при розвороті в бік руху повітря, практично збігається з моментом максимального значення оболонки струменя і максимального тепловиділення;
- момент завершення подачі палива практично відповідає значенню максимальної швидкості тепловиділення;
- ядро струменя має контакт зі стінками поршнів в завершальній фазі свого розвитку, але, як це

виходить з розрахунків, не вказує впливу на швидкість тепловиділення.

Максимальна швидкість тепловиділення приходить на кут $368... 370^\circ$. Закінчується тепловиділення близько за 40° ПКВ за ВМТ.

На основі одержаних результатів авторами було створено ілюстрації розвитку струменів для дизеля 6ЧН12/2х12, який має чотири розпилювача з одним сопловим отвором.

Дані, наведені на рисунках рис. 2 та рис. 3, начоно підтверджують, що енергія впорскування палива має вплив на траєкторію струменя тільки на початку подачі палива ($2^\circ-4^\circ$) ПКВ; далі, на розвиток струменя більш значною мірою впливає швидкість вихору у циліндрі 84 м/с на радіусі $R = 29$ мм, швидкість струменя палива за результатами розрахунків складає $214,9$ м/с.

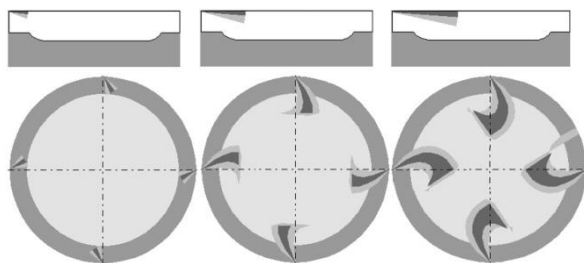


Рис. 2. Розвиток струменів для чотирьох розпилювачів, 342° , 345° та 350° ПКВ, відповідно

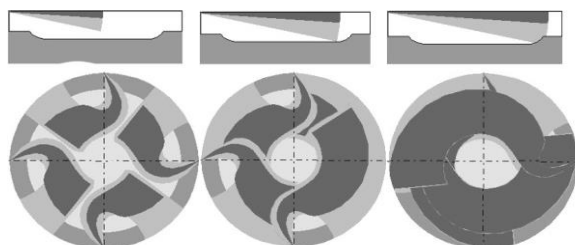


Рис. 3. Розвиток струменів для чотирьох розпилювачів, 355° , 360° та 365° (закінчення подачі палива) ПКВ, відповідно

Вплив зміни циклової подачі

Результати візуалізації руху паливного струменя при зміні циклової подачі палива ($V_{ци}$) дозволяє визначити умови розподілу палива при форсуванні двигуна і при роботі зі зменшенням навантаження.

При оцінці впливу зміни циклової подачі на розподіл паливного струменя в об'ємі камери згоряння були отримані результати візуалізації при зменшеній на 10% циклової подачі (рис. 4), і збільшеній на 10% (рис. 5) відносно вихідної. Розподіл паливного струменя при початковій циклової подачі зображено на рис. 1.

Як видно з наведених даних збільшення і зменшення подачі палива на 10% в незначній мірі

впливає на розподіл струменя палива при всіх інших незмінних параметрах роботи двигуна. Природно дещо змінюється контакт струменя з поверхнею поршня та швидкість і кількість теплоти, що виділилася. Однак треба враховувати, що при форсуванні двигуна, якщо забезпечувати постійний рівень коефіцієнта надлишку повітря, то щільність заряду зростає і це буде додатково сприяти руйнуванню ядра струменя, зростанню частини палива, що випаровується, і зменшенню кількості палива, яке буде потрапляти на поверхню поршня.

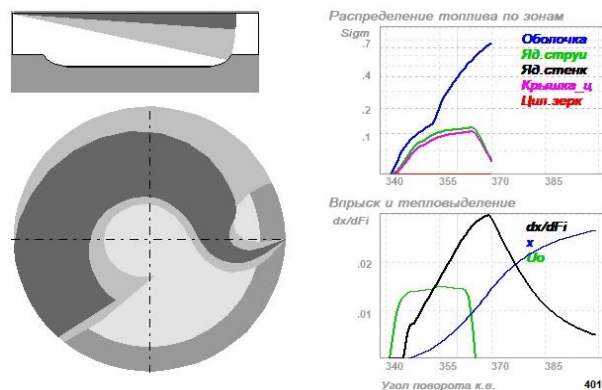


Рис. 4. Зменшення циклової подачі на 10%

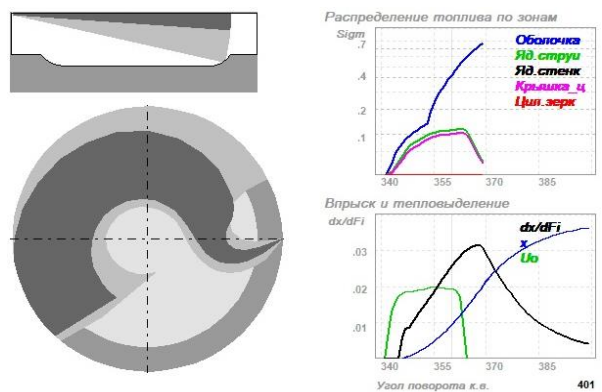


Рис. 5. Збільшення циклової подачі на 10%

Вплив зміни вихорового відношення

За вихідними даними вихрове відношення (Ω) дорівнює 8 [4], швидкість вихору при цьому становить 84 м/с. Для оцінки впливу Ω виконані розрахунки при вихровому відношенні 7 (швидкість вихору $73,9$ м/с) (рис. 6) і 6 (швидкість вихору $63,3$ м/с) (рис.7).

Отримані результати свідчать, що зі зменшенням швидкості вихору, відбувається менше знесення ядра струменя до стінки циліндра, водночас збільшується зона за розпилювачем та зменшується зона у центрі камери згоряння, яка вільна від парів палива. Кількість виділеної теплоти і швидкість тепловиділення теж знижуються. Тому

зменшення вихрового відношення недоцільно, а підвищення вихрового відношення за рахунок уточнення геометрії впускних вікон може розглядатися, особливо при збільшенні циклової подачі палива.

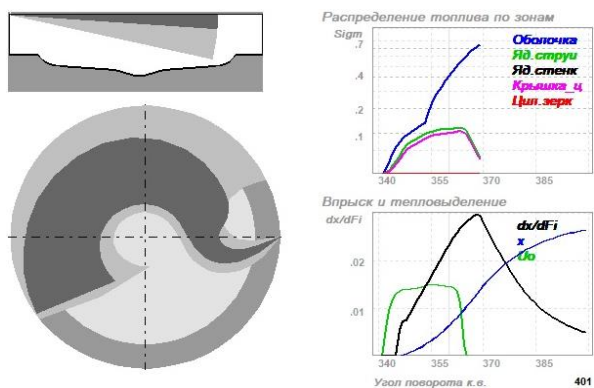


Рис 6. Розвиток паливного струменя при вихровому відношенні 7

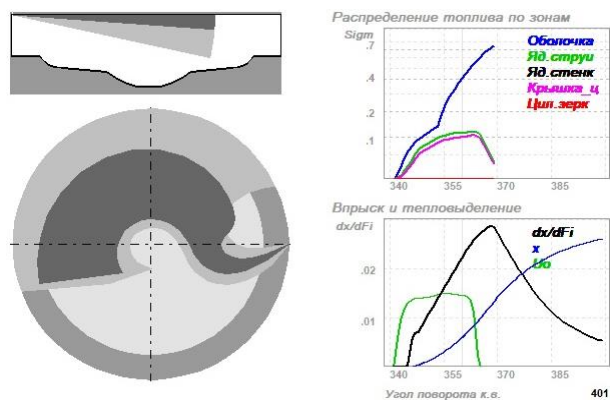


Рис 7. Розвиток паливного струменя при вихровому відношенні 6

Вплив зміни кута початку подачі палива

Згідно з вихідними даними кут подачі палива становить 19 ° до ВМТ [5]. З метою відстеження впливу кута θ були отримані результати розвитку паливного струменя при зміні кута до 17° до ВМТ (рис. 8) і 21° до ВМТ (рис. 9).

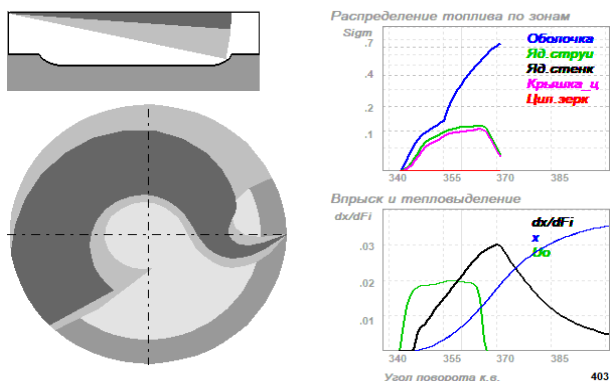


Рис. 8. Розвиток паливного струменя при зміні кута початку подачі палива до 17°

Дані дослідження вказують на те, що збільшення кута початку подачі палива незначно підвищує тепловиділення, але треба враховувати, що при збільшенні кута випередження впорскування палива неодмінно зростатиме максимальний тиск згоряння.

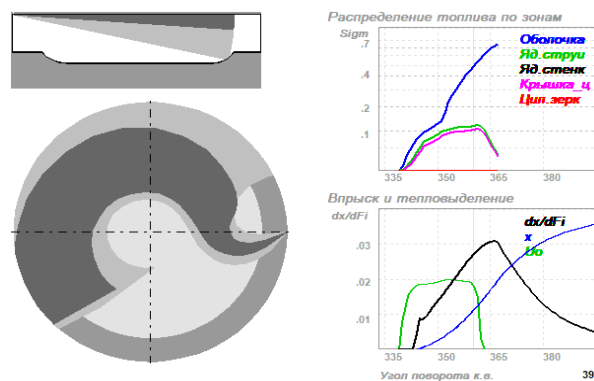


Рис. 9. Розвиток паливного струменя при зміні кута початку подачі палива до 21°

Вплив тривалості подачі палива

Тривалість подачі палива $\varphi_{впр}$ для обраного швидкісного режиму і циклової подачі палива є функцією тиску впорскування і діаметра отвору розпилувача. При постійному значенні діаметра отвору розпилувача на тривалість подачі палива можна впливати зміною тиску впорскування. Тривалість подачі палива за вихідними даними становить 24° ПКВ [4] (рис. 1), в даній роботі досліджено вплив скорочення тривалості подачі палива (підвищення тиску впорскування) на формування паливного струменя. Результати візуалізації розвитку паливного струменя при подачі палива, скороченої до 22° приведена на рис. 10, при подачі палива тривалістю 20° ПКВ - на рис. 11. Як видно з отриманих даних зменшення тривалості подачі палива призводить до істотного збільшення швидкості тепловиділення, самого тепловиділення і, відповідно, створює умови для зниження витрати палива і до підвищення потужності двигуна. Візуалізація руху палива вказує на можливість зменшення контакту ядра струменя зі стінкою камери згоряння і збільшення об'єму зони випарювання палива при скороченні часу подачі палива, тобто підвищенні тиску впорскування.

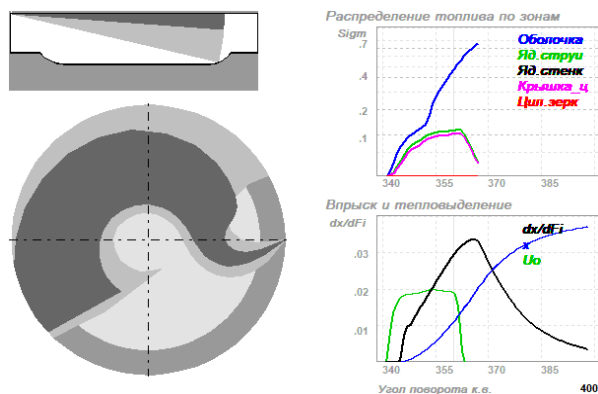


Рис. 10. Паливний струмінь при паливонадачі тривалістю 22° ПКВ

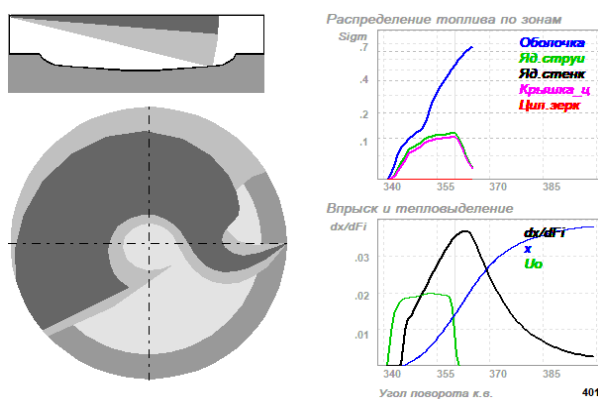


Рис. 11. Паливний струмінь при паливонадачі тривалістю 20° ПКВ

Вплив просторової орієнтації соплових отворів розпилювача

Початковий варіант передбачає розташування в розпилювача форсунки одного отвору під кутом 150° [4] (рис. 12).

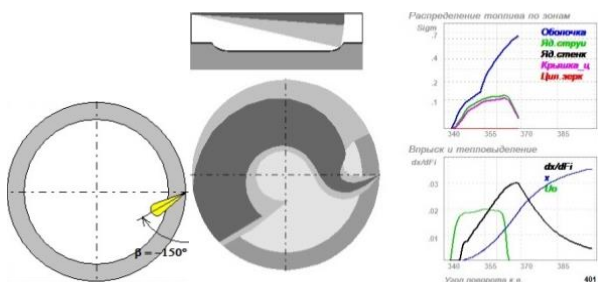


Рис. 12. Початкове розташування отвори розпилювача ($\beta=150^\circ$) і результати візуалізації

Для визначення тенденцій впливу орієнтації соплових отворів розпилювача, при дослідженні розглянуті варіанти розташування отворів розпилювача під кутами 165° (рис. 13) і 135° (рис. 14).

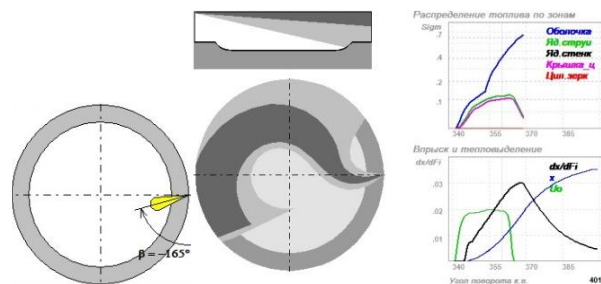


Рис. 13. Розташування отвору розпилювача ($\beta=165^\circ$) і результат візуалізації

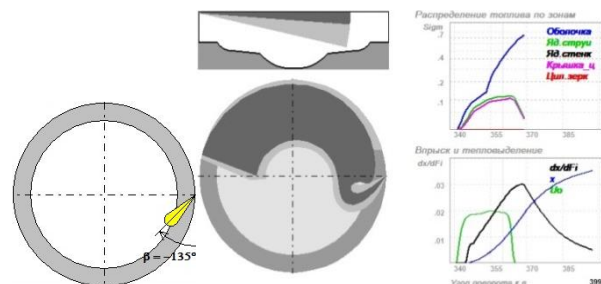


Рис. 14. Розташування отвору розпилювача ($\beta=135^\circ$) і результат візуалізації

З даних, наведених на рис. 13 і рис. 14 та на графіках стає зрозумілим, що зменшення кута отвору (135°) приводить до меншого знесення струменя вихором і більшого контакту зі стінкою циліндра на момент закінчення розвитку паливного струменя. Проте при збільшенні кута β характерні більше знесення і менший контакт струменя зі стінкою циліндра. Однак показники тепловиділення при цьому не змінюються. Необхідно відзначити, що при зменшенні кута розташування отвору розпилювача (135°), відповідно, зменшуються вільні зони за розпилювачем і в центрі камери згоряння.

Вплив діаметра отвору розпилювача

Для оцінки впливу діаметра отвору розпилювача на розподіл паливного струменя в об'ємі камери згоряння були отримані результати візуалізації при його зменшенні з 0,5 мм до 0,4 мм (рис. 15) і збільшенні до 0,6 мм (рис. 16).

Як видно з даних, наведених на ілюстраціях, зменшення діаметра призводить до значних змін у розвитку струменя і показників тепловиділення.

Позитивний ефект складається з істотного зростання тепловиділення і швидкості тепловиділення, збільшення ядра і зони випарювання палива, при цьому зменшується площа контакту струменя зі стінкою циліндра (див. графік).

Однак при аналізі даних дослідження при зміні (зменшенні) діаметра отвору розпилювача необхідно враховувати, що в розрахунку прийнято, що зменшення діаметра отвору не впливає на тривалість вприскування (вона залишається вихідна -

24°ПКВ), а таке можливо тільки при збільшенні тиску впорскування палива.

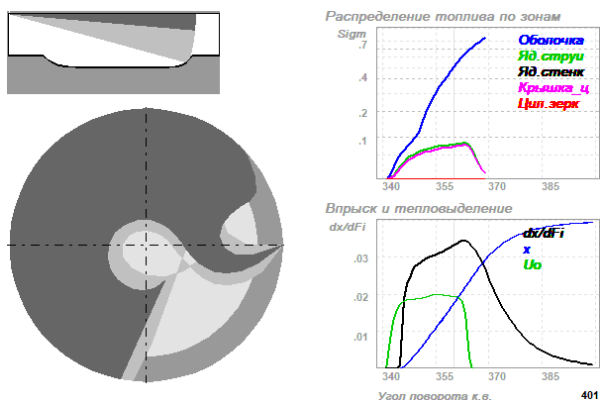


Рис. 15. Розвиток паливного струменя при діаметрі отвору розпилювача 0,4 мм

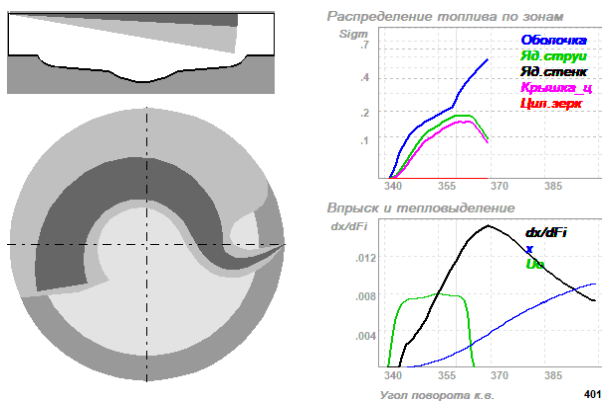


Рис. 16. Розвиток паливного струменя при діаметрі отвору розпилювача 0,6 мм

Висновки

Проведені розрахунки та візуальне відображення результатів розрахунків сумішоутворення і згоряння в двотактному дизелі дозволяє стверджувати, що:

1) Велике вихрове відношення в виконаних конструкціях двотактних двигунів і впорскування палива проти обертання повітряного заряду призводить до того, що факел розпиленого палива зазнає значної деформації і знесення паливного струменя на периферію КЗ. Тому енергія впорскування струменя при тиску впорскування 50–70 МПа впливає на його формування лише на початку подачі палива – 1°...2° ПКВ, далі, на розвиток струменя в більш значній мірі впливає швидкість вихору в циліндрі.

2) Чим менший кут розташування отвору в розпилювачі, тобто чим більше впорскування палива спрямовано проти обертання повітряного заряду, тим більше знесення струменя вихором і менше

контакт палива за стінкою КЗ на момент закінчення розвитку паливного струменя.

3) Великий позитивний вплив на характеристику тепловиділення надає тиск впорскування або зменшення тривалості подачі палива.

4) Збільшення кута випередження призводить до зростання швидкості тепловиділення.

5) Зміна циклової подачі на 10% і зміна частоти обертання КВ на розподіл розпорошеного палива впливають незначно і не погіршують умови розвитку паливних струменів, тому їх збільшення може бути використано для підвищення потужності двигуна, що важливо при збільшенні циклової подачі палива.

Отримані результати є передумовою для розробки технічних рішень щодо підвищення ефективності згоряння й паливної економічності двотактного дизеля та розробки рекомендацій із забезпечення нового рівня форсування.

Список літератури:

1. Марченко А. П. Сфера застосування та визначення резервів підвищення ефективності згоряння в опозитних двотактних дизелях із зустрічно-протилежно рухомими поршнями / А. П. Марченко, І. В. Парсаданов, А. Г. Лал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2019. – № 1. – С. 21-26.
2. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК, [Электронный ресурс]. – 2016. – Режим доступа: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php>.
3. Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: дис. на здобуття наук. ступеня доктора технічних наук: 05.04.02/ Кулешов Андрей Сергеевич. - М., 2011. – 235с.
4. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – с. 5. Технічний опис - Двигатель 5ТДФ: [УДК 621.436.001.3]. - М.: 1977: Військове видавництво міністерства оборони СРСР, 1977. - 149 с.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko A.P., Parsadanov I.V., Lal A.G. (2019), "Scope and definition of reserves improve the efficiency of combustion in the opposite two-stroke diesel engine with opposite moving pistons", *Internal combustion engines [Sfera zastosuvannya ta vyznachennya rezerviv pidvyshchennya efektyvnosti z-horyannya v opozytnykh dvotaktnykh dyzelyakh iz zustrichno-protylezhno rukhomymy porshnyamy]*, No. 1, pp. 21-26, DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.04.
2. DIESEL-RK software package, available at: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/index.php>.
3. Kuleshov A.S. (2011), *Development of calculation methods and optimization of workflows of the internal combustion engine [Razvitiye metodov rascheta i optimizatsiya rabochikh protsessov DVS]*, Moscow, 235 p.
4. Marchenko A.P., Ryazantsev M.K., Shekhovtsov A.F. (2004), *Internal combustion engines: A series of textbooks in 6 volumes [Dvyhuny vnutrishn'oho z-horyannya: Seriya pidruchnykiv u 6 tomakh.]*, vol. 1, Publishing Center NTU "KhPI", p. 5.
5. Military Publishing House of the Ministry of Defense of the USSR (1977), "5TDF engine", *Technical description [Dvigatel' 5TDF]*, 149 p.

Надійшла до редакції 18.06.2020 р.

Лал Амір Гул – магістр, аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЙ УСЛОВИЙ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ПРИ ФОРСИРОВАНИИ ОППОЗИТНОГО ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ

А.Г. Лал, И.В. Парсаданов

В работе проведен анализ смесеобразования и путей повышения эффективности сгорания топлива в высокофорсированном двухтактном дизеле с поршнями, движущимися в противоположные стороны.

Увеличение литровой мощности требует соответствующего увеличения цикловой подачи топлива, которое необходимо эффективно сжигать в ограниченном пространстве КС. Как известно, именно при полном и своевременном сгорании топлива достигается экономичность и эффективная работа тепловой машины, а формирование топливно-воздушной смеси является важным условием для обеспечения качественного процесса сгорания. Для исследования влияния отдельных конструктивных параметров на рабочий процесс было использовано математическое моделирование рабочего процесса при использовании программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, который относится к классу термодинамических программ, а также программы визуализации процесса движения топливных струй. Оценка влияющих на показатели двухтактного дизеля факторов проводилась по распределению топлива по зонам (приведены иллюстрации) и по результатам расчета впрыска и тепловыделения. Рассмотрены такие факторы, как изменение (увеличение) цикловой подачи при фиксированном значении коэффициента α , изменение вихревого отношения (направление впрыска топлива зависит от интенсивности и направления вращения вихря воздуха), угол начала подачи топлива, изменение продолжительности подачи топлива, изменение распределения топлива в объеме камеры сгорания (за счет изменения пространственной ориентации сопловых отверстий распылителя и их диаметра).

По результатам работы установлен характер изменения распределения топлива, деформирования топливного факела в камере сгорания дизеля и возможность уменьшения контакта ядра струи со стенкой КС и увеличения объема зоны испарения топлива при сокращении времени топливоподачи. Полученные результаты являются предпосылкой для разработки технических решений по обеспечению нового уровня форсирования и повышение топливной экономичности двухтактного дизеля и разработки рекомендаций по повышению эффективности сгорания.

Ключевые слова: двухтактный дизель с встречно-противоположным движением поршней; смесеобразование и сгорание; цикловая подача топлива; вихревое отношение; топливоподача; камера сгорания; впрыск топлива; топливная струя, распределение топлива.

RESEARCH OF FUEL/AIR MIXING CONDITIONS INFLUENCE IN UPGRADING OF OPPOSED-PISTON TWO-STROKE DIESEL ENGINE

A.G. Lal, I.V. Parsadanov

The article analyzes fuel/air mixture formation and ways to increase the fuel combustion efficiency in a highly-forced 2-stroke boxer diesel engines.

An increase in liter capacity requires appropriate increase in cyclic fuel supply, which must be efficiently burned in the limited space of the combustion chamber. As it is known, it is at full and timely combustion of fuel that economy and efficient operation of a heating machine are achieved and the formation of a fuel-air mixture is an important condition for ensuring a quality combustion process. To study the influence of individual design parameters on the working process, we used mathematical modeling of the working process using the DIESEL-RK software package, which belongs to the class of thermodynamic programs, as well as the program of visualization of the process of fuel jets movement. The assessment of factors influencing the two-stroke diesel engine indicators was carried out on the basis of fuel distribution by zones (illustrations are given) and on the basis of the results of injection and heat generation calculation. Such factors as a change (increase) in the cyclic feed at a fixed value of the coefficient α , the change in the vortex ratio (the fuel injection direction depends on the intensity and rotation direction of the air vortex), fuel supply start angle, change in the fuel supply duration, change in the fuel distribution in the combustion chamber volume (by changing the spatial orientation of the nozzle openings of the atomizer and their diameter) have been reviewed.

The nature of the change in the fuel distribution, the fuel jet deformation in the combustion chamber of a diesel engine and the possibility of reducing the contact the core of jet with the combustion chamber and increasing the fuel evaporation zone volume with a reduction in fuel delivery time are established in research result. The results obtained are a prerequisite for the development of technical solutions to ensure a new level of forcing and increase the fuel efficiency of a two-stroke diesel engine and development of recommendations for improving combustion efficiency.

Key words: two-stroke boxer diesel engine; mixture formation and combustion; cyclic fuel supply; vortex ratio; fuel supply; combustion chamber; fuel injection, fuel jet; fuel distribution.

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ПНЕВМОДВИГУНА ТРАНСПОРТНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

В статті розглянуто альтернативу традиційним транспортним енергетичним установкам – установкам, які працюють на стиснутому повітрі. Головним елементом таких установок є пневмодвигун, від технічної досконалості якого напряму залежать ефективні та експлуатаційні показники всієї установки. Найбільш доцільним є розробка та створення нового надійного й ефективного пневмодвигуна, який відповідає специфіці й задовольняє всі умови експлуатації на транспортному засобі. Роторно-поршневий двигун РПД-4,4/1,75 відповідає всім необхідним вимогам, а саме: має невелику масу та габарити; є реверсивним; ефективно працює у широкому діапазоні тиску на вході в двигун; забезпечує нормальну роботу за різних температур навколишнього середовища. Розроблена принципова схема екологічно чистої транспортної енергетичної установки на базі роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 з максимальною потужністю 6 кВт. Отримано зовнішні швидкісні характеристики роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 для діапазону значень робочого тиску повітря у впускному ресивері 1,2...2,0 МПа. Відповідно до отриманих характеристик максимальні значення крутного моменту пневмодвигуна знаходяться при 1100 хв⁻¹, тоді як максимальні значення ефективної потужності – 1400 хв⁻¹. Визначено складові силового балансу та динамічний фактор транспортного засобу для всіх передач і швидкостей руху для діапазону значень робочого тиску повітря у впускному ресивері 1,2...2,0 МПа. Відповідно до отриманих характеристик роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 разом з трансмісією на першій передачі забезпечують максимальне тягове зусилля 2,1...3,2 кН. Визначено залежності прискорення, часу та шляху розгону транспортного засобу до максимально встановленої швидкості 50 км/год. Так, залежно від тиску повітря у впускному ресивері необхідний час розгону складає від 20,1 до 30,5 с, а шлях розгону – від 200,2 до 309,3 м. Для підвищення експлуатаційних та економічних показників транспортної енергетичної установки запропоновано регулювання робочого тиску повітря у впускному ресивері роторно-поршневого пневмодвигуна.

Ключові слова: роторно-поршневий двигун; транспортна енергетична установка; силовий баланс; тягове зусилля; розгін.

Вступ

На сьогоднішній день автомобільний транспорт з ДВЗ є одним з найпопулярніших способів переміщення. Однак, незважаючи на ряд суттєвих переваг, цей вид транспорту має і свої недоліки. Головними з яких є значне забруднення навколишнього середовища та нестабільна вартість нафтопродуктів.

Альтернативою традиційним транспортним установкам в наш час є установки з екологічно чистими видами енергії – електромобілі [1-3] та гібридні автомобілі [4-6]. Але і вони не досконалі. Поряд з значними перевагами існують і проблеми, які пов'язані з високою їх вартістю, високою тривалістю зарядки, нерозвиненою інфраструктурою та невисокою автономністю.

Конкурентом електричному та гібридному транспорту можуть стати транспортні засоби, які працюють на стиснутому повітрі [7,8], або гібридні з використанням пневмодвигунів. Пневмодвигуни, як і електродвигуни, є екологічно чистими, крім того, існує можливість заправки в домашніх умовах, мають невисоку вартість завдяки простоті конструкції, є можливість застосування рекуператора енергії (наприклад, стиснення і накопичення додаткового повітря за рахунок гальмування автомобіля).

Головним елементом такої транспортної енергетичної установки є пневмодвигун, від технічної

досконалості якого напряму залежать ефективні та експлуатаційні показники всієї установки.

Постановка задачі

Значна кількість публікацій у зарубіжній і вітчизняній літературі щодо використання енергії стиснутого повітря у транспортних установках свідчить про затребуваність та актуальність даного напрямку досліджень, який має високу економічну перспективу.

Найбільш доцільним є розробка та створення нового надійного й ефективного пневмодвигуна, який відповідає специфіці й задовольняє всі умови експлуатації на транспортному засобі, а саме: мати мінімальні масу та габарити; бути реверсивним і мати при цьому однакову ефективність; ефективно працювати у широкому діапазоні тиску на вході в двигун та різних обертах; забезпечувати нормальну роботу за різних температур навколишнього середовища; бути надійним, стійким до перевантажень, легким в експлуатації та дешевим у виготовленні й ремонті.

Роторно-поршневий двигун РПД-4,4/1,75 [9] відповідає всім необхідним вимогам та може бути використаний у складі енергетичної установки транспортного засобу, а дослідження його характеристик і режимів роботи у складі енергетичної установки є дуже важливою та актуальною задачею.

Мета дослідження – розробка транспортної екологічно чистої енергетичної установки на базі

роторно-поршневого пневмодвигуна та визначення її експлуатаційних характеристик. До головних задач дослідження належать:

– розробка принципової схеми транспортної енергетичної установки та підбір відповідного обладнання;

– визначення силового балансу та динамічних характеристик залежно від робочого тиску роторно-поршневого пневмодвигуна;

– оцінка впливу робочого тиску на показники розгону та запас ходу транспортного засобу.

Виклад основного матеріалу

На рис. 1 наведена принципова схема екологічно чистої енергетичної транспортної установки. Основні параметри енергетичної установки подані в табл. 1.

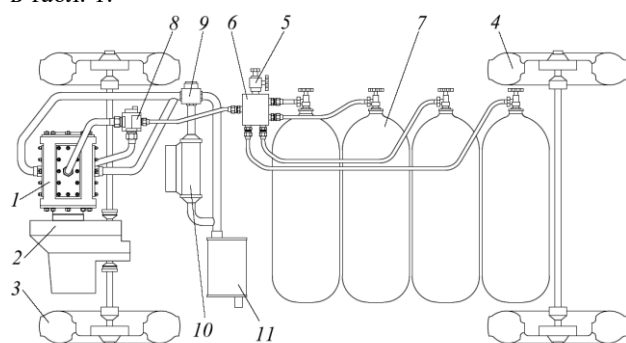


Рис. 1. Принципова схема енергетичної транспортної установки:

1 – роторно-поршковий пневмодвигун; 2 – трансмісія переднього ведучого моста; 3 – колеса переднього ведучого моста; 4 – колеса заднього неведучого моста; 5 – клапан заправки витратних балонів від зовнішнього джерела; 6 – розподільник стиснутого повітря; 7 – балони зберігання стиснутого повітря; 8 – повітряний редуктор з електронним керуванням; 9 – клапан перепуску відпрацьованого повітря; 10 – теплообмінник системи кондиціонування автомобіля; 11 – глушник випуску відпрацьованого повітря

Крутний момент від роторно-поршневого пневмодвигуна 1 передається через трансмісію переднього ведучого моста 2 на колеса 3. Живлення пневмодвигуна здійснюється з витратних балонів 7. Так, стиснуте повітря з витратних балонів через розподільник стиснутого повітря 6 поступає до повітряного редуктора з електронним керуванням 8, звідки під необхідним робочим тиском надходить до впускного ресивера роторно-поршневого пневмодвигуна. Наповнення балонів стиснутим повітрям здійснюється через клапан заправки 6. На борту транспортного засобу може бути встановлено від двох до чотирьох балонів об'ємом 0,1 м³ кожний з тиском зберігання повітря 35 МПа. Для зменшення ваги енергетичної установки балони

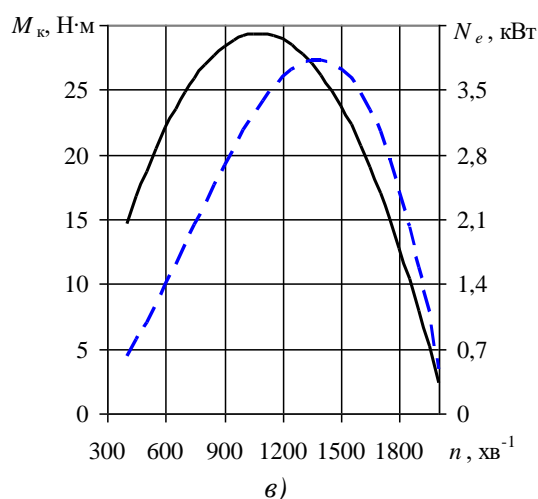
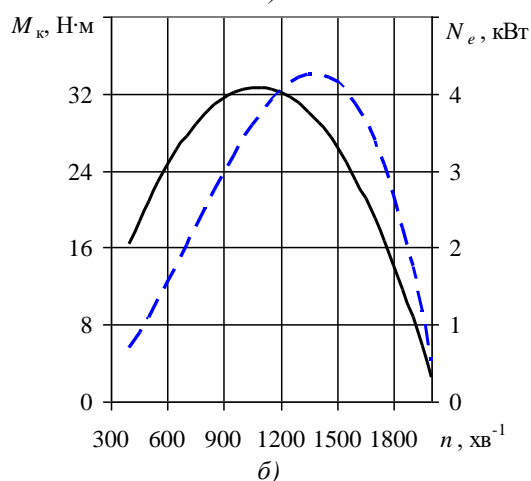
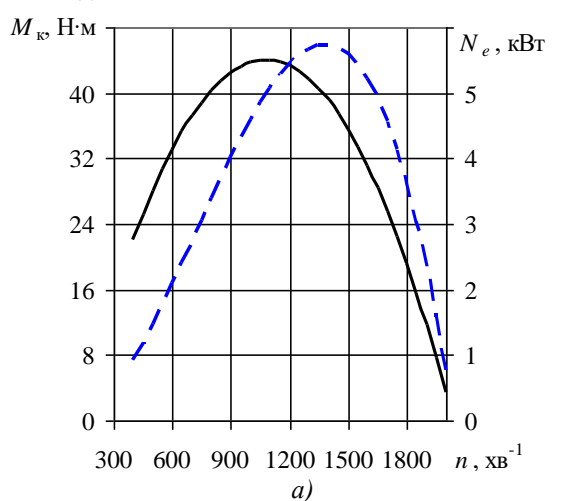
можуть бути виконані з вуглепластика та кевларовою оболонкою.

Таблиця 1. Технічні характеристики автомобіля та енергетичної установки з роторно-поршневим пневмодвигуном

№ з. п.	Параметр	Значення
1	Діаметр циліндра пневмодвигуна D , мм	44
2	Хід поршня пневмодвигуна S , мм	17,5
3	Відношення S/D	0,4
4	Кількість циліндрів	12
5	Робочий об'єм V_s , см ³	320,6
6	Відносний мертвий об'єм	0,015
7	Ефективна потужність (при $P_s = 2,0$ МПа) N_e , кВт	6
8	Максимальний крутний момент (при $P_s = 2,0$ МПа) M_k , Н·м	44
9	Робочий тиск P_s , МПа	2,0...1,2
10	Максимальна частота обертання центрального ротора n , хв ⁻¹	2000
11	Об'єм балона для зберігання стиснутого повітря V , м ³	0,1
12	Кількість балонів i_b	2...4
13	Вага балона m_b , кг	35
14	Максимальний тиск повітря у балоні p_b , МПа	35
15	Передавальне число головної передачі $i_{к0}$	5,125
16	Передавальне число коробки передач:	
	– перша $i_{к1}$	4,05
	– друга $i_{к2}$	2,34
	– третя $i_{к3}$	1,4
	– четверта $i_{к4}$	1,0
– п'ята $i_{к5}$	0,85	
17	Статичний радіус колеса транспортного засобу R , м	0,289
18	Габаритні розміри транспортного засобу:	
	– L , м	3,2
	– B , м	1,42
– H , м	1,4	
19	Допустима повна маса транспортного засобу m , кг	720
20	Максимальна швидкість руху $V_{p,max}$, км/год	50

На виході з роторно-поршневого пневмодвигуна відпрацьоване повітря має низькі значення температури та, відповідно, може застосовуватися в теплообміннику 10 системи кондиціонування транспортного засобу. Перепуск потоку відпрацьованого повітря між теплообмінником 10 та глушником шуму випуску 11 здійснюється клапаном перепуску 9. Попередні експериментальні дослідження дослідного зразка роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 без встановленого глушника показали значний рівень шуму випуску, який пере-

вищує санітарні норми, тому використання його є необхідним.



— зміння крутного моменту;
- - зміння ефективної потужності

Рис. 2. Зовнішня швидкісна характеристика роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 залежно від робочого тиску стиснутого повітря у впускному ресивері: а – $P_s = 2,0$ МПа; б – $P_s = 1,4$ МПа; в – $P_s = 1,2$ МПа

Відповідно до призначення запропонованого транспортного засобу максимальна швидкість ру-

ху, яку забезпечує енергетична установка, обмежена 50 км/год.

Для розрахунку динамічної характеристики та оцінки показників розгону транспортного засобу необхідно мати швидкісні характеристики роботи пневмодвигуна (тобто залежності змінення крутного моменту та ефективної потужності від обертів). Характер змінення швидкісних характеристик роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 було отримано експериментальним шляхом для різних значень тиску стиснутого повітря у впускному ресивері. На рис. 2 подана зовнішня швидкісна характеристика роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 для різних значень робочого тиску P_s у впускному ресивері. Так, залежно від P_s максимальний крутний момент пневмодвигуна знаходиться у межах $M_k = 29 \dots 44$ $\text{Н}\cdot\text{м}$, а ефективна потужність – $N_e = 4 \dots 6$ кВт .

Силовий баланс та динамічні характеристики транспортного засобу зазвичай будуються від швидкості автомобіля, а не від обертів пневмодвигуна [10; 11]. Перш за все, швидкість транспортного засобу залежить від змінення обертів пневмодвигуна, а також від постійних складових, таких, як статичний радіус колеса R , передавальне число передачі коробки передач u_{ki} та головної передачі u_{k0} . На рис. 3 наведено графіки силового балансу та динамічні характеристики транспортного засобу з пневмодвигуном для різних значень P_s .

Так, відповідно, до отриманих залежностей роторно-поршневий пневмодвигун РПД-4,4/1,75 у поєднанні з трансмісією у діапазоні змінення $P_s = 1,2 \dots 2,0$ МПа забезпечують максимальне тягове зусилля на першій передачі 2,1...3,2 кН .

Динаміка розгону транспортного засобу характеризується прискоренням, а також часом та відстанню розгону до необхідної швидкості. На рис. 4 подано залежності змінення прискорень та обернених прискорень за різних значень тиску P_s . Значення прискорень для всіх передач та швидкостей було отримано з використанням динамічних характеристик (див. рис. 3) та відомих залежностей [10; 11].

Графіки часу та шляху розгону транспортного засобу з роторно-поршневим пневмодвигуном до максимальної швидкості наведено на рис. 5. Відповідно до отриманих залежностей пневмодвигун при $P_s = 2,0$ МПа забезпечує розгін транспортного засобу до максимальної швидкості за 20,1 с, при цьому шлях розгону становитиме 200,2 м. При зменшенні тиску повітря у впускному ресивері до $P_s = 1,2$ МПа час розгону становитиме 30,5 с, а шлях – 309,3 м. Отже, зниження тиску повітря на 40 % збільшує час розгону транспортного засобу майже на 52 %. Однак зниження робочого тиску у

впускному ресивері забезпечує зменшення витрати стиснутого повітря, тобто фактично збільшує запас ходу. Так, відповідно до експериментальних досліджень дослідного зразка роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 зниження тиску повітря у впускному ресивері на 50 % забезпечує зниження питомої ефективної витрати повітря на 18,3%.

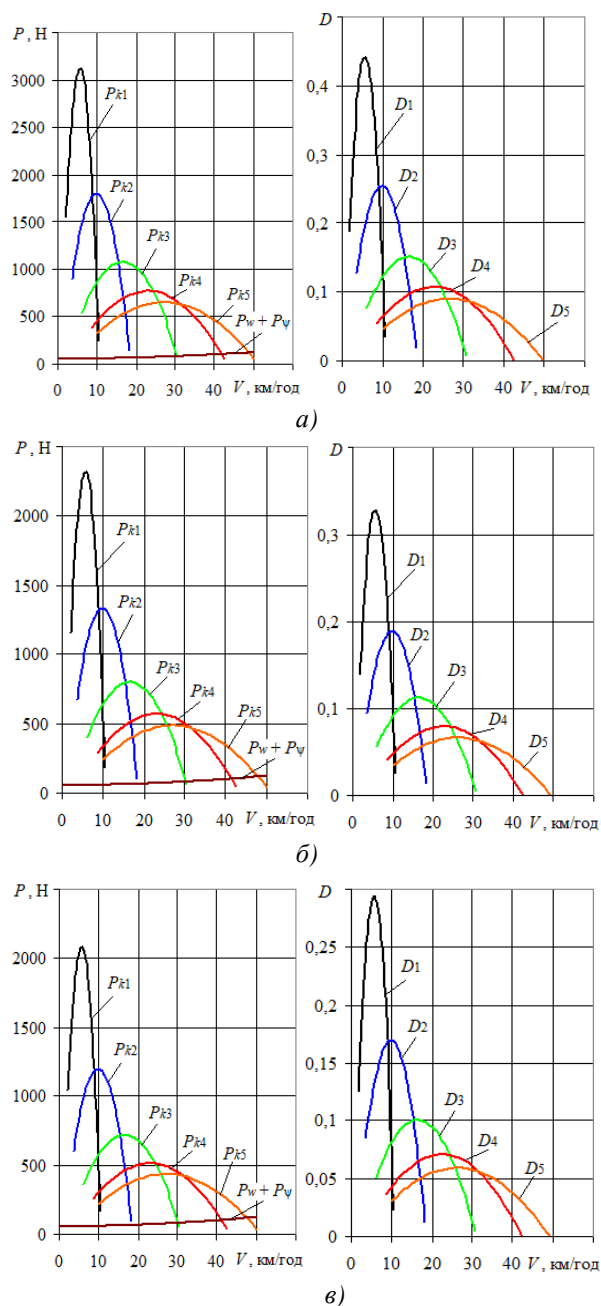


Рис. 3. Силовий баланс та динамічні характеристики транспортного засобу з роторно-поршневим пневмодвигуном РПД-4,4/1,75:
 а – $P_s = 2,0$ МПа; б – $P_s = 1,4$ МПа;
 в – $P_s = 1,2$ МПа

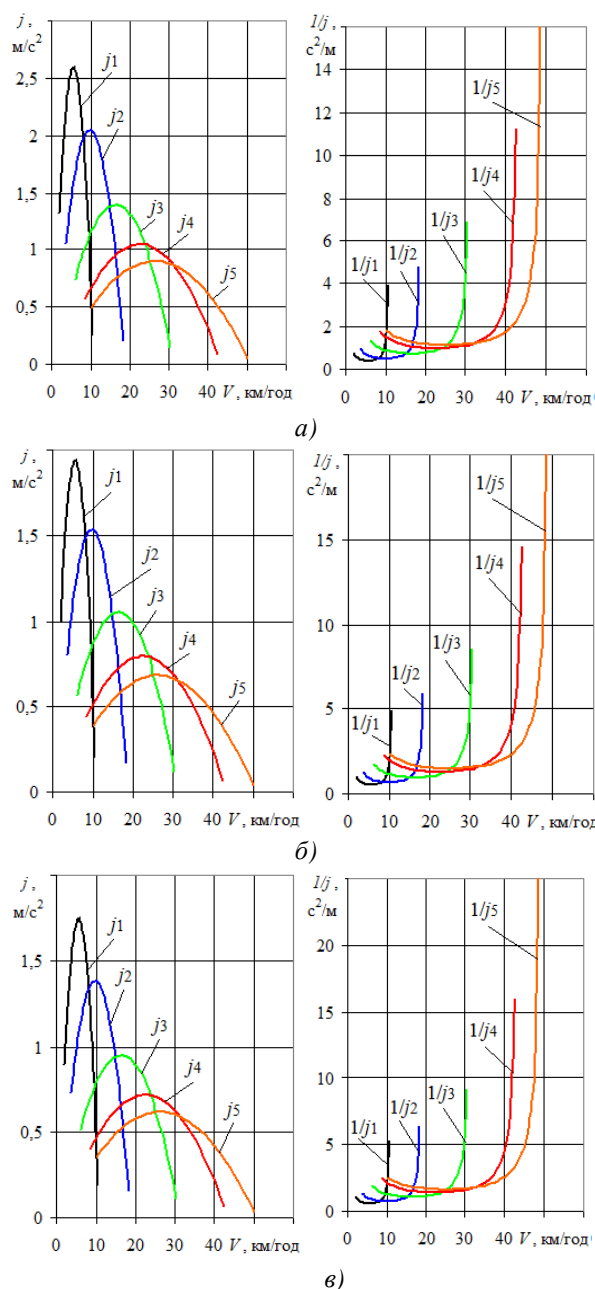


Рис. 4. Характеристики прискорення транспортного засобу з роторно-поршневим пневмодвигуном РПД-4,4/1,75: а – $P_s = 2,0$ МПа; б – $P_s = 1,4$ МПа; в – $P_s = 1,2$ МПа

Забезпечити високі значення крутного моменту при початку руху транспортного засобу та зниження витрати стиснутого повітря можна шляхом регулювання тиску робочого тіла у впускному ресивері пневмодвигуна, тобто поступово знижуючи тиск при наборі швидкості транспортним засобом. Це дозволить отримати прийнятні динамічні характеристики при збільшенні запасу ходу. На рис. 6 подано діапазон змінення крутного моменту та ефективної потужності роторно-поршневого пнев-

модвигуна при змінному значенні робочого тиску у впускному ресивері.

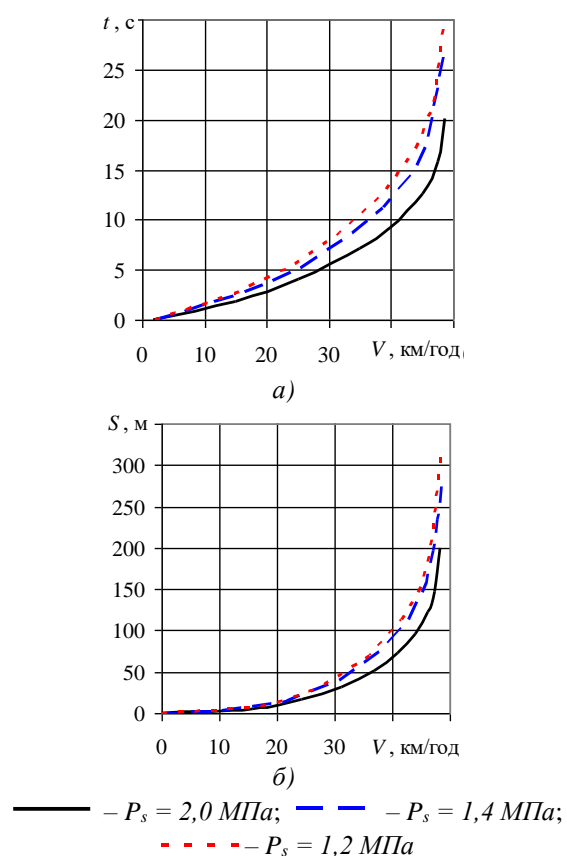


Рис. 5. Залежності часу та шляху розгону транспортного засобу з роторно-поршневим пневмодвигуном РПД-4,4/1,75: а – час розгону; б – шлях розгону

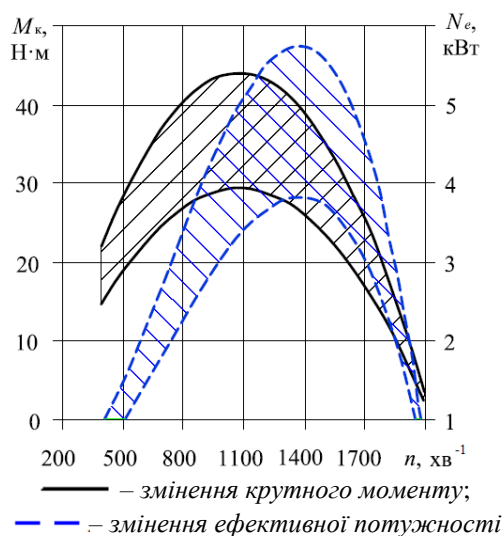


Рис. 6. Діапазон змінення зовнішньої швидкісної характеристики роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 при змінному значенні P_s

На рис. 7 наведено графіки силового балансу та динамічні характеристики транспортного засобу з пневмодвигуном при змінному значенні P_s .

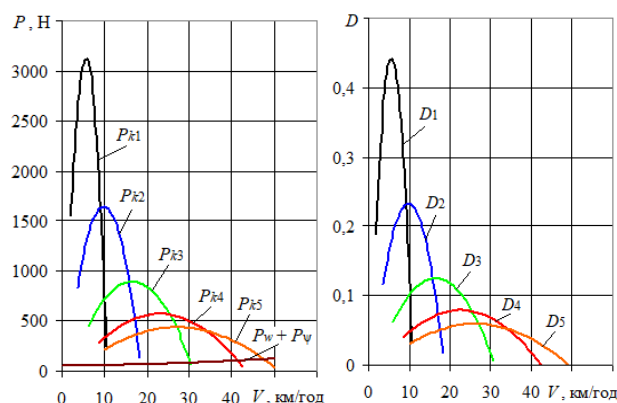


Рис. 7. Силовий баланс та динамічні характеристики транспортного засобу з роторно-поршневим пневмодвигуном РПД-4,4/1,75 при змінному значенні P_s

На рис. 8 подано залежності змінення прискорень та обернених прискорень для всіх передач та швидкостей за змінних значень тиску P_s .

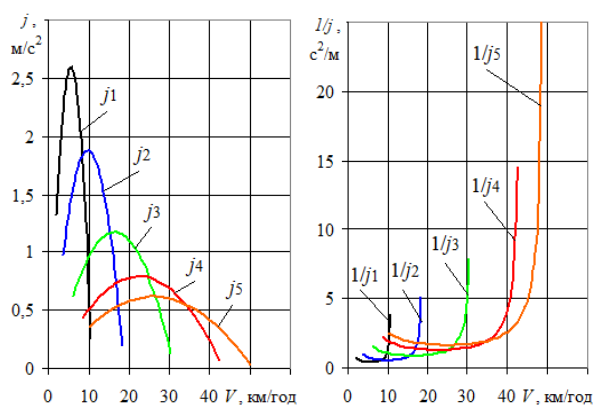


Рис. 8. Характеристики прискорення транспортного засобу з роторно-поршневим пневмодвигуном РПД-4,4/1,75 при змінному значенні P_s

Графіки часу та шляху розгону транспортного засобу до максимальної швидкості при змінному значенні робочого тиску у впускному ресивері наведено на рис. 9.

Відповідно до отриманих залежностей пневмодвигун при змінненні P_s у діапазоні 2,0...1,2 МПа забезпечує розгін транспортного засобу до максимальної швидкості за 28 с, при цьому швидкість 30 км/год досягається за 6,5 с (при $P_s = 1,2$ МПа швидкість 30 км/год досягається за 8 с). Таким чином, регулювання тиску P_s на різних режимах експлуатації роторно-поршневого двигуна є ефективним методом покращення економічних та експлуатаційних характеристик транспортної енергетичної установки.

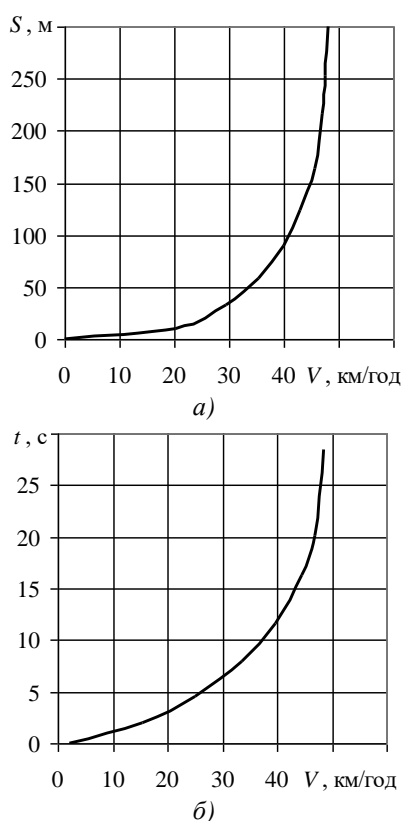


Рис. 9. Залежності часу та шляху розгону транспортного засобу з роторно-поршневим пневмодвигуном РПД-4,4/1,75 при змінному значенні P_s

Висновки

1. Розроблена принципова схема екологічно чистої транспортної енергетичної установки на базі роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 з максимальною потужністю 6 кВт та максимальним крутним моментом 44 Н·м при робочому тиску повітря у впускному ресивері 2,0 МПа.

2. Отримано зовнішні швидкісні характеристики роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 для діапазону значень робочого тиску повітря у впускному ресивері 1,2...2,0 МПа. Відповідно до отриманих характеристик максимальні значення крутного моменту пневмодвигуна ($M_k = 29...44$ Н·м) знаходяться при 1100 хв⁻¹, тоді як максимальні значення ефективної потужності ($N_e = 4...6$ кВт) – 1400 хв⁻¹.

3. Визначено складові силового балансу та динамічний фактор транспортного засобу для всіх передач і швидкостей руху для діапазону значень робочого тиску повітря у впускному ресивері 1,2...2,0 МПа. Відповідно до отриманих характеристик роторно-поршневого пневмодвигуна РПД-4,4/1,75 разом з трансмісією на першій передачі забезпечують максимальне тягове зусилля $2,1...3,2$ кН.

4. Визначено залежності прискорення, часу та шляху розгону транспортного засобу до максимально встановленої швидкості 50 км/год. Так, залежно від тиску повітря у впускному ресивері необхідний час розгону складає від 20,1 до 30,5 с, а шлях розгону від 200,2 до 309,3 м, що є достатнім показником даного типу транспортного засобу.

5. Для підвищення експлуатаційних та економічних показників транспортної енергетичної установки запропоновано регулювання робочого тиску повітря у впускному ресивері роторно-поршневого пневмодвигуна, а саме послідовне зниження тиску повітря при розгоні автомобіля.

Список літератури:

1. *Electric surge; Carmakers' car plans across Europe 2019–2025* [Text]. – Transport & Environment. European Federation for Transport and Environment AISBL, 2019. – 39 p.
2. *Environmental Analysis of Petrol, Diesel and Electric Passenger Cars in a Belgian Urban Setting* [Text] / N. Hoofman, L. Oliveira, M. Messagie, T. Coosemans, J.V. Mierlo // *Energies*. – 2016. – Vol. (84). – P. 1-24.
3. *Electrical and Plug-in Hybrid Vehicle Networks: Optimization and Control* [Text] / E. Crisostomi, R. Shorten, S. Stüdl, F. Wirth // Taylor & Francis Group, 2018. – 261 p.
4. Капустин, А. А. Гибридные автомобили [Текст]: учебное пособие / А. А. Капустин, В. А. Раков. – Вологда: ВоГУ, 2016. – 96 с.
5. Петров, Р. Л. На сколько реальные заявленные показатели расхода топлива и эмиссии CO2 для гибридных автомобилей [Текст] / Р. Л. Петров // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. – 2 (31). – С. 45-50.
6. Гібридні автомобілі [Текст] / О. В. Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков та ін. – Х.: Крок, 2008. – 327 с.
7. *A review of compressed-air hybrid technology in vehicle system* [Text] / F. Wasbari, R. A. Bakar, L. M. Gan, M. M. Tahir, A. A. Yusof // *Renew Sustain Energy Rev.* – 2017. – No. 67. – P. 935-953.
8. *Design of a compressed air vehicle* [Text] / S. Radhika, D. Swapna, P. Manikanta, S. K. Sunain // *Journal of Refrigeration, Air Conditioning, Heating and Ventilation*. – 2016. – No. 1(3). – P. 1-6.
9. Пат. на винахід України № 120489. Поршнева машина [Текст] / Митрофанов О.С., Шабалін Ю. В., Бірюк Т.Ф., Єфеніна Л.О.; заявл. № а201902189 10.09.2019 р.; 10.12.2019 р. – Бюл. № 23.
10. Филькин, Н. М. Теория транспортных и транспортно-технологических машин [Текст]: учеб. пособие / Н. М. Филькин, Р. Ф. Шаухов, И. П. Буянов. – Пермь: ФГБОУ ВО Пермская ГСХА, 2016. – 230 с.
11. Тяговый расчет автомобиля [Текст]: метод. указания к курсовому проектированию по дисциплине «Конструкция и потребности свойства автомобилей» / Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых; сост. Р. В. Нуждин. – Владимир: Изд-во ВлГУ, 2018. – 36 с.

Bibliography (transliterated):

1. (2008), *Electric surge; Carmakers' car plans across Europe 2019–2025*, Transport & Environment. European Federation for Transport and Environment AISBL, 39 p.
2. Hoofman, N., Oliveira, L., Messagie, M., T. Coosemans, J.V. Mierlo (2016), «Environmental Analysis of Petrol, Diesel and Electric Passenger Cars in a Belgian Urban Setting», *Energies*, Vol. (84), pp. 1-24.
3. Crisostomi, E., Shorten, R., Stüdl, S., Wirth, F. (2008), *Electrical and Plug-in Hybrid Vehicle Networks: Optimization and Control*, Taylor &

Francis Group, 261 p. 4. Kapustin, A. A., Rakov, V. A. (2016), *Hybrid cars: study guide [Gibridnye avtomobil: uchebnoe posobie]*, VoGU, Vologda, 96 p. 5. Petrov, R. L., (2015), «How realistic are the declared fuel consumption and CO₂ emissions for hybrid car», *Automotive Engineers Journal*, [Na skol'ko real'ny zayavlenyye pokazateli raskhoda topliva i emissii CO₂ dlya gibridnykh avtomobiley, *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*], № 2 (31), pp. 45-50. 6. Bazhynov, O. V., Smyrnov O. P., Syerikov S. A., (2008), *Hybrid cars, [Hibrydni avtomobili]*, Krok, Kharkiv, 327 p. 7. Wasbari, F., Bakar, R. A., Gan, L. M., Tahir, M. M., Yusof, A. A., (2017), «A review of compressed-air hybrid technology in vehicle system», *Renew Sustain Energy Rev.*, No. 67, pp. 935-953. 8. Radhika, S., Swapna, D., Manikanta, P., Sunain, S. K., (2016), «Design of a compressed air vehicle», *Journal of Refrigeration, Air Conditioning, Heating and Ventilation*, No. 1(3), pp. 1-6. 9. Mytrofanov O. S., Shabalin Yu. V.,

Biryuk T. F., & Yefenina L. O. *Pat. na vynakhid Ukrayiny № 120489. Porshneva mashyna; zayavl. № a201902189 10.09.2019 r.; opubl. 10.12.2019 r., byul. № 23 [Patent for the invention of Ukraine No. 120489. The piston machine; claimed No. a201902189 on September 10, 2019; publ. December 10, 2019, bul. № 23]*. 10. Filkin, N. M., Shaikhov, R. F., Buyanov, I. P., (2016), *Theory of transport and transport-technological machines: study guide [Teoriya transportnykh i transportno-tehnologicheskikh mashin: ucheb. posobie]*, FGBOU VO Permskaya GSKhA, Perm, 230 p. 11. Nuzhdin, R. V. (2018), *Traction calculation of the car: method. instructions for course design in the discipline "Design and Consumer. car properties"*, [Tyagovyy raschet avtomobilya: metod. ukazaniya k kursovomu proektirovaniyu po distsipline «Konstruktsiya i potrebit. svoystva avtomobilye»], Izd-vo VIGU, Vladimir, 36 p.

Надійшла до редакції 15.07.2020 р.

Ткач Михайло Романович – доктор техн. наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mykhaylo.tkach@nuos.edu.ua, тел.: +380505219380, <http://orcid.org/0000-0003-4944-7113>.

Митрофанов Олександр Сергійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установки та технічна експлуатація», Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mitrofanov.al.ser@gmail.com, тел.: +380634183014, <http://orcid.org/0000-0003-3460-5369>.

Проскурін Аркадій Юрійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння, установок та технічна експлуатація», Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua, тел.: +380932048026, <http://orcid.org/0000-0002-5225-6767>.

Познанський Андрій Станіславович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: andreypoznansky@gmail.com, тел.: +380730381825, <http://orcid.org/http://orcid.org/-0003-4351-7504>.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ПНЕВМОДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

М.Р. Ткач, А.С. Митрофанов, А.Ю. Проскурин, А.С. Познанский

В статье рассмотрена альтернатива традиционным транспортным энергетическим установкам - установкам, работающие на сжатом воздухе. Главным элементом таких установок является пневмодвигатель, от технического совершенства которого напрямую зависят эффективные и эксплуатационные показатели всей установки. Наиболее целесообразным является разработка и создание нового надежного и эффективного пневмодвигателя, отвечающего специфике и удовлетворяет все условия эксплуатации на транспортном средстве. Роторно-поршневой двигатель РПД-4,4/1,75 соответствует всем необходимым требованиям, а именно: имеет небольшую массу и габариты; является реверсивным; эффективно работает в широком диапазоне давлений на входе в двигатель; обеспечивает нормальную работу при различных температурах окружающей среды. Разработана принципиальная схема экологически чистой транспортной энергетической установки на базе роторно-поршневого пневмодвигателя РПД-4,4/1,75 с максимальной мощностью 6 кВт. Получены внешние скоростные характеристики роторно-поршневого пневмодвигателя РПД-4,4/1,75 для диапазона значений рабочего давления воздуха во впускном ресивере 1,2...2,0 МПа. Согласно полученных характеристик максимальные значения крутящего момента пневмодвигателя достигается при 1100 мин⁻¹, тогда как максимальные значения эффективной мощности при 1400 мин⁻¹. Определены составляющие силового баланса и динамический фактор транспортного средства для всех передач и скоростей движения для диапазона значений рабочего давления воздуха во впускном ресивере 1,2...2,0 МПа. Согласно полученных характеристик роторно-поршневой пневмодвигатель РПД-4,4/1,75 вместе с трансмиссией на первой передаче обеспечивают максимальное тяговое усилие 2,1...3,2 кН. Определены зависимости ускорения, времени и пути разгона транспортного средства до максимальной установленной скорости 50 км/ч. Так, в зависимости от давления воздуха во впускном ресивере необходимое время разгона составляет от 20,1 до 30,5 с, а путь разгона от 200,2 до 309,3 м. Для повышения эксплуатационных и экономических показателей транспортной энергетической установки предложено регулирования рабочего давления воздуха во впускном ресивере роторно-поршневого пневмодвигателя.

Ключевые слова: роторно-поршневой двигатель; транспортная энергетическая установка; силовой баланс; тяговое усилие; разгон.

RESEARCH OF OPERATING PARAMETERS OF ROTARY PISTON PNEUMATIC ENGINE OF TRANSPORT POWER PLANT

M.R. Tkach, O.S. Mytrofanov, A. Y. Proskurin, A. S. Poznanskyi

The article considers an alternative to traditional transport power plants - plants operating on compressed air. The main element of such plants is a pneumatic engine, the technical perfection of which determines the effective and operational performance of the entire plant. The most appropriate is the development and creation of a new reliable and efficient pneumatic engine that meets the specifications and satisfies all operating conditions on the vehicle. The RPD-4.4/1.75 rotary piston engine meets all the necessary requirements, namely: it has a small weight and dimensions; it is reversible; works effectively in a wide range of

pressures at the engine inlet; provides normal operation at various ambient temperatures. A schematic diagram of an environmentally friendly transport power plant based on the RPD-4.4/1.75 rotary piston pneumatic engine with a maximum power of 6 kW has been developed. The external speed characteristics of the RPD-4.4/1.75 rotary piston pneumatic engine were obtained for a range of working air pressure values in the intake receiver of 1.2...2.0 MPa. According to the obtained characteristics, the maximum values of the torque of the pneumatic engine are achieved at 1100 rpm, while the maximum values of the effective power at 1400 rpm. The components of the power balance and the dynamic factor of the vehicle for all gears and speeds for a range of operating air pressure in the intake receiver of 1.2...2.0 MPa are determined. According to the obtained characteristics, the RPD-4.4/1.75 rotary piston pneumatic engine together with the transmission in the first gear provides the maximum traction force of 2.1...3.2 kN. The dependences of acceleration, time and way of vehicle acceleration to a maximum speed of 50 km/h are determined. So, depending on the air pressure in the intake receiver, the necessary acceleration time is from 20.1 to 30.5 s, and the acceleration path is from 200.2 to 309.3 m. To increase the operational and economic indicators of the transport power plant, it is proposed to regulate the working air pressure in the intake receiver of a rotary piston pneumatic engine.

Keywords: rotary-piston engine; transport power plant; power balance; traction force; acceleration.

И.В. Грицук, Д.С. Погорлецкий, Р.В. Симоненко, И.В. Худяков

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА, ОСНАЩЕННОГО СИСТЕМАМИ ПОДАЧИ БЕНЗИНА И СЖИЖЕННОГО НЕФТЯНОГО ГАЗА

Представлены результаты экспериментальных исследований системы тепловой подготовки бензинового двигателя транспортного средства, нагрев которого до рабочих температур осуществляется на бензине, а последующая эксплуатация на сжиженном нефтяном газе. Основным элементом системы тепловой подготовки является тепловой аккумулятор фазового перехода. Решаемая задача исследования - минимизировать время тепловой подготовки бензинового двигателя транспортного средства и, следовательно, снизить расход бензина в режимах прогрева. Для обеспечения дистанционной регистрации параметров транспортного средства и управления процессами тепловой подготовки разработана и использовалась информационная система мониторинга и управления процессами тепловой подготовки двигателя транспортного средства с тепловым аккумулятором. При проведении исследований использовалось транспортное средство с бензиновым двигателем, с дополнительно установленной газовой аппаратурой. Использование теплового аккумулятора фазового перехода в системе тепловой подготовки бензинового двигателя транспортного средства (работающего как на бензине, так и на сжиженном газовом топливе,) подтвердило существенное улучшение топливной экономичности. Для этого тепловая подготовка двигателя должна проводиться непосредственно перед запуском от дополнительного источника тепла до температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения до 50 °С. Результаты исследований подтвердили возможности исследуемой системы для значительного сокращения времени тепловой подготовки и уменьшения расхода топлива бензинового двигателя транспортного средства, работающего на бензине и сжиженном газовом топливе, в условиях эксплуатации. Тепловой аккумулятор фазового перехода в системе тепловой подготовки бензинового двигателя транспортного средства (работающего как на бензине, так и на сжиженном газовом топливе) сокращает время на нагрев охлаждающей жидкости до 50 °С, и расход бензина для обеспечения перехода на газовое топливо при использовании различных режимов (вариантов) тепловой подготовки в условиях эксплуатации.

Ключевые слова: тепловая подготовка; тепловой аккумулятор; транспортный двигатель.

Введение

Целью проведенного исследования является учет конструктивных особенностей бензинового двигателя транспортного средства и используемой газовой аппаратуры для осуществления его тепловой подготовки с целью снижения расхода топлива и улучшения экологических показателей в условиях эксплуатации. Для проведения исследований использовалось транспортное средство с двигателем с распределенным впрыском бензина, с установленной газовой аппаратурой, также оборудованной распределенным впрыском и тепловым аккумулятором фазового перехода.

В результате исследования необходимо было решить проблему сокращения времени тепловой подготовки транспортного двигателя для перехода на газовое топливо (включение подачи газового топлива). При этом нужно было, чтобы при запуске двигателя вместо жидкого топлива сразу же подавалось газовое топливо. Тепловая подготовка двигателя должна проводиться непосредственно перед запуском от дополнительного источника тепла до температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения до 50 °С от теплового аккумулятора.

Анализ состояния проблемы

Среди основных проблем эффективной эксплуатации двигателей внутреннего сгорания важ-

ное место занимает их предпусковая тепловая подготовка. Это особенно важно для обеспечения работоспособности транспортных двигателей, работающих на сжиженном газовом топливе при низких температурах окружающей среды [1-5].

Проведенные ранее экспериментальные и теоретические исследования тепловой подготовки двигателя транспортного средства с помощью теплового аккумулятора для улучшения эффективности запуска были описаны в работах авторов [1-3 и др.]. Однако исследования, направленные на определение возможности запуска бензинового двигателя транспортного средства с последующей работой на газовом топливе в условиях эксплуатации, не проводились. Также отсутствует информация об изменении температур в различных контурах системы охлаждения транспортного двигателя в процессах тепловой подготовки. Полученные результаты позволили бы рекомендовать изготовителям или специалистам по монтажу газовой аппаратуры место рациональной установки газового редуктора газовой системы питания и теплового аккумулятора фазового перехода для обеспечения качественной тепловой подготовки двигателя транспортного средства. Поэтому, можно считать актуальной задачу по исследованию и разработке мероприятий для использования системы тепловой подготовки

на основе теплового аккумулятора фазового перехода на двигателе транспортного средства. Кроме этого необходимо решить задачу обеспечения скорейшего перехода с бензина на газ после пуска, уменьшение времени на нагрев охлаждающей жидкости, а также снижения расхода топлива в условиях эксплуатации.

Пути решения проблемы

Особенность работы транспортного средства, оборудованного газовой аппаратурой, заключается в следующем. Двигатель транспортного средства запускается на жидком топливе (на бензине). После прогрева охлаждающей жидкости до + 45 - 50 °С производится переключение двигателя на питание газовым топливом [5].

Задача исследования состоит в нахождении способа и средств тепловой подготовки, а также разработки технических рекомендаций для обеспечения запуска двигателя транспортного средства, оборудованного газовой аппаратурой на газовом топливе. В этом случае в использовании жидкого топлива (бензина) для прогрева до температуры перехода на газовое топливо не будет необходимости. Двигатель практически сразу же после пуска сможет работать на газовом топливе и использоваться для передвижения транспортного средства и принятия нагрузки [1-10].

Экспериментальные исследования тепловой подготовки проводилось на бензиновом двигателе G4GC (4FS 8.2/9.35) автомобиля KIA CEE'D 2.0 5MT2. Для проведения экспериментальных исследований двигатель дополнительно был оснащен комплектом газобаллонного оборудования 4-поколения (инжекционным газовым редуктором Tomasetto AT-09 Alaska, форсунками Hana, блоком управления STAG), температура запуска газовой аппаратуры (по температуре охлаждающей жидкости) установлена +45 °С. Тепловая подготовка двигателя осуществлялась при помощи установки теплового аккумулятора с фазово-переходным теплоаккумулирующим материалом [1,2,4]. При выполнении исследований процессов тепловой подготовки транспортного двигателя, оборудованного системой впрыска газового топлива в условиях эксплуатации, также необходима регистрация параметров эксплуатации транспортного средства: расхода топлива, температур технологических жидкостей (в различных частях системы охлаждения), времени тепловой подготовки, частоты вращения двигателя, скорости и положения транспортного средства в пространстве (на карте местности) и другие.

Для осуществления дистанционного мониторинга транспортного средства в режиме реального

времени использовалась система, разработанная авторами и описанная ранее в [1,4,10,13,14]. Для мониторинга процессов тепловой подготовки использовалась дополнительная система мониторинга на основе изготовленных авторами датчиков для измерения температур теплоносителей в системе охлаждения двигателя транспортного средства, трекера и системы коммуникаций [12, 13,14].

Результаты экспериментальных исследований

Обмен информацией в системе мониторинга осуществлялся через сети получения и передачи информации, а именно GPS, A-GPS, ГЛОНАСС, SBAS, GPRS, Internet или локальную сеть. В память регистрационного центра системы мониторинга закладывались параметры состояния транспортного средства и транспортного двигателя. Некоторые результаты проведения измерений параметров работы транспортного двигателя при работе на жидком нефтяном топливе с использованием адаптера (сканера) OBD-II транспортного средства описаны и показаны в [1-14]. Экспериментальное исследование транспортного средства проводилось в температурном диапазоне от -20 °С до +20 °С в условиях окружающей среды.

На первом этапе ставилась задача установить экспериментальным путем температуры в различных контурах системы охлаждения и их соответствия началу подачи газа. Это необходимо для того, чтобы в дальнейшем установить рациональное место размещения газового редуктора и теплового аккумулятора фазового перехода, чтобы обеспечить качественную тепловую подготовку транспортного двигателя в условиях эксплуатации. На рис. 1 показаны результаты измерения температур в контурах системы охлаждения транспортного двигателя и момент переключения с жидкого нефтяного топлива на подачу газового топлива.

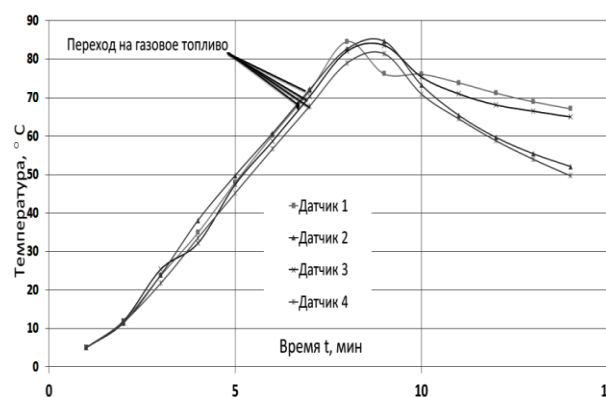


Рис. 1. Результаты измерения температур в контурах системы охлаждения двигателя транспортного средства

Места установки датчиков температуры в системе охлаждения транспортного двигателя, работающего на сжиженном газовом топливе, были выбраны для осуществления соответствующего анализа температур охлаждающей жидкости в различных его контурах. Среди них: датчик 1 – на выходе из блока цилиндров ДВС; датчик 2 – вход радиатора обогревателя салона; датчик 3 – патрубок дроссельной заслонки; датчик 4 – патрубок газового редуктора. В результате проведения экспериментальных исследований было обнаружено, что быстрее прогревается охлаждающая жидкость на выходе из блока цилиндров ДВС (датчик №1), затем радиатор обогревателя салона (датчик №2), а за ним - дроссельная заслонка (датчик №3).

По результатам экспериментальных исследований были рекомендованы установка и подключение:

- газового редуктора - на выходе из блока цилиндров транспортного двигателя. В этом случае прогрев газового редуктора может осуществляться сразу же после прогрева двигателя и температура в нем будет не существенно отличаться от температуры охлаждающей жидкости в ДВС;

- теплового аккумулятора фазового перехода для предпускового прогрева ДВС транспортного средства и поддержания заданной температуры системы охлаждения – на входе в блок цилиндров транспортного двигателя по ходу циркуляции охлаждающей жидкости. Это обеспечит в условиях эксплуатации одновременный системный прогрев как блока цилиндров, так и газового редуктора, что, в свою очередь, обеспечивает своевременный переход системы питания на сжиженное газовое топливо. Также было установлено, что фактическое время прогрева транспортного двигателя до температуры 85 °С при температуре окружающей среды 5 °С (прогрев в режиме неподвижного транспортного средства в режиме х.х.) составило 1370 секунд или 22,5 минуты.

Кроме этого были определены температуры включения газовой аппаратуры на исследуемом транспортном средстве в различных условиях эксплуатации. Эти значения достигли 55...68 °С (рис. 2). При этом следует учитывать, что запрограммированная температура перехода на питание ДВС сжиженным газовым топливом в блоке управления системой ГБО установлена +45 °С. Аналогичные результаты были получены при многократных экспериментальных исследованиях и при всех других вариантах прогрева ТС в условиях эксплуатации. Полученные результаты подтверждают факт инерционности изменения температур в системе охлаждения транспортного двигателя. Таким образом,

подтверждается положение о том, что для получения своевременного переключения на газовое топливо в системе охлаждения транспортного двигателя целесообразно иметь принудительный дополнительный нагреватель. В процессе обработки результатов изменения параметров технического состояния двигателя транспортного средства в экспериментальных исследованиях были получены результаты расхода топлива в зависимости от варианта прогрева транспортного средства при работе как от нефтяного, так и от сжиженного газового топлива. Приводим, для примера, результаты только одного испытания двигателя транспортного средства при +5 °С окружающей среды в различных режимах (вариантах) тепловой подготовки в условиях эксплуатации.

Первый вариант - это тепловая подготовка неподвижного транспортного средства в режиме холостого хода:

- Работа двигателя на бензине до температуры 50 °С составляет - 282 секунды, расход топлива за этот период - 169 грамм;

- Работа двигателя на газе и бензине до температуры 85 °С составляет 1370 секунд, суммарный расход топлива за этот период - 576 грамм;

- Переход на газовое топливо произошел при 55 °С, расход бензина за период работы двигателя - 322 секунды составил - 192 грамм;

- Работа двигателя на газовом топливе составила 1048 секунд, расход топлива за этот период - 384 грамм;

- Если двигатель будет переходить на газовое топливо при 50 °С, его работа на газовом топливе составит 1088 секунд, расход топлива за этот период - 407 грамм. Экономия во времени прогрева (при подключении впрыска газового топлива) может составить - 23 грамма бензина.

Второй вариант - это тепловая подготовка неподвижного транспортного средства в режиме холостого хода с подключением электрических потребителей нагрузки и с подключением теплообменника прогрева салона:

- Работа двигателя на бензине до температуры 50 °С составила – 260 секунд, расход топлива за этот период - 166 грамм;

- Работа двигателя на газе и бензине до температуры 85 °С составляет 1252 секунд, суммарный расход топлива за этот период - 588 грамм;

- Переход на газовое топливо произошел при 57 °С, расход бензина за период работы двигателя 329 секунд составила - 0,201033 кг. (201 грамм);

- Работа двигателя на газовом топливе составила 923 секунды, расход топлива за этот период - 387 грамм;

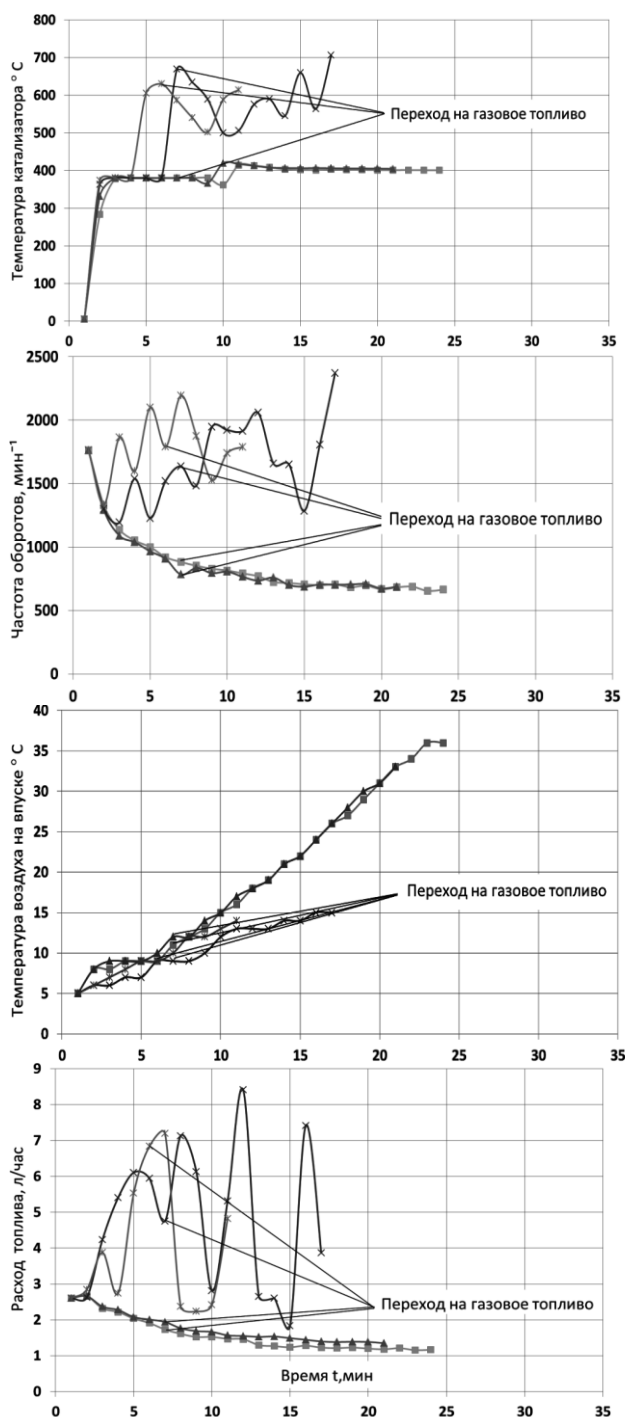


Рис.2. Изменение основных параметров двигателя транспортного средства, характеризующих процессы его тепловой подготовки при $t_{oc} = +5\text{ }^{\circ}\text{C}$

- Если двигатель будет переходить на газовое топливо при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, его работа на газовом топливе составит 992 секунды, расход топлива за этот период - 422 грамм. Экономия во времени прогрева (при подключении впрыска газового топлива) может составить - 35 г бензина.

Третий вариант - это тепловая подготовка неподвижного транспортного средства в режиме холостого хода и в движении:

- Работа двигателя на бензине до температуры $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ составляет - 239 секунд, расход топлива за этот период - 185 грамм;

- Работа двигателя на газе и бензине до температуры $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ составила 482 секунды, суммарный расход топлива за этот период - 522 грамм;

- Переход на газовое топливо произошел при $66\text{ }^{\circ}\text{C}$, расход бензина за период работы двигателя 341 секунда составила - 0,312344 кг. (312 грамм);

Работа двигателя на газовом топливе составила 161 секунду, расход топлива за этот период - 210 грамм;

- Если двигатель будет переходить на газовое топливо при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, его работа на газовом топливе составит 243 секунды, расход топлива за этот период - 337 грамм. Экономия во времени прогрева (при подключении впрыска газового топлива) может составить - 127 грамма бензина.

Четвертый вариант - это тепловая подготовка транспортного средства в движении (прогрев в движении):

- Работа двигателя на бензине до температуры $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ составила - 221 секунду, расход топлива за этот период - 195 грамм;

- Работа двигателя на газе и бензине до температуры $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ составила 528 секунд, суммарный расход топлива за этот период - 616 грамм;

- Переход на газовое топливо произошел при $69\text{ }^{\circ}\text{C}$, расход бензина за период работы двигателя 311 секунд составила - 0,365304 кг. (365 грамм);

- Работа двигателя на газовом топливе составила 217 секунд, расход топлива за этот период - 251 грамм;

- Если двигатель будет переходить на газовое топливо при $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, его работа на газовом топливе составит 307 секунд, расход топлива за этот период - 421 грамм. Экономия во времени прогрева (при подключении впрыска газового топлива) может составить - 170 грамм бензина.

Графическое изображение результатов измерения расхода топлива в зависимости от вида (варианта) тепловой подготовки показано на рис. 3, результатов затраченного времени тепловой подготовки - на рис. 4, в зависимости от вида (варианта) тепловой подготовки в условиях эксплуатации.

На рис. 5 показаны результаты изменения времени тепловой подготовки транспортного двигателя до $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$ от изменяемой температуры окружающей среды в зависимости от вида (варианта) тепловой подготовки в условиях эксплуатации. Полученные результаты экспериментального исследования подтверждают утверждение авторов, что использование теплового аккумулятора в системе охлаждения транспортного двигателя может быть весьма актуальным и особо полезным для транспортных средств, оборудованных системами подачи газового сжиженного топлива.

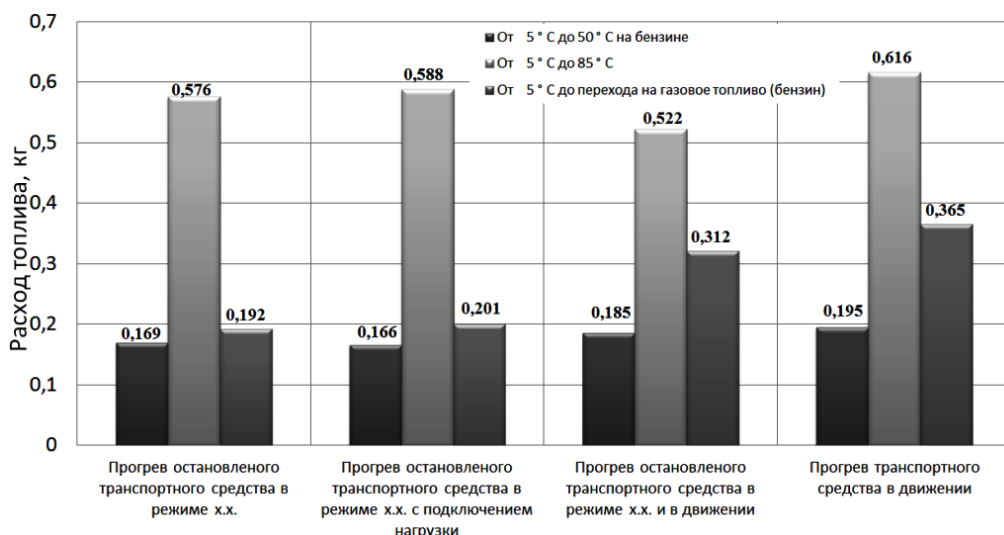


Рис. 3. Результати зміни витрати палива в залежності від виду теплової підготовки двигателя транспортного средства

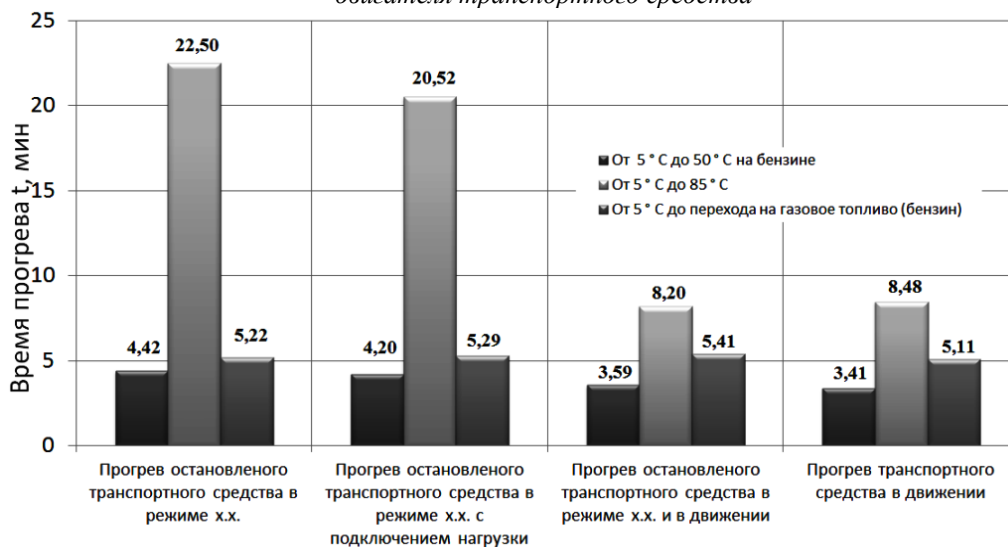


Рис. 4. Результати зміни часу теплової підготовки в залежності від виду прогріва двигателя транспортного средства



Рис. 5. Результати зміни часу теплової підготовки двигателя транспортного средства до +55 °С, від змінюваної температури оточуючої середовища в залежності від виду (варіанта) теплової підготовки

В табл. (столбцы 2 и 3) для температуры окружающей среды +5 °С для сравнения приведены параметры, характеризующие затраты времени и расход топлива на обеспечение тепловой подготовки системы охлаждения двигателя транспортного средства для рассмотренных вариантов прогрева. Кроме этого, в табл. 1 (столбцы 4 и 5) показаны результаты использования теплового аккумулятора фазового перехода для осуществления тепловой подготовки в зависимости от вариантов их реализации. Особенность осуществления тепловой подготовки заключается в том, что для всех возможных вариантов достаточно обеспечить тепловую подготовку всей охлаждающей жидкости в блоке цилиндров, контуре дросселя, теплообменника (печки) салона транспортного средства и газового редуктора. Такой вид тепловой подготовки обеспечивает равномерный прогрев всех элементов теплообмена и гарантирует, после запуска двигателя

на бензине, переключение на подачу газового сжиженного топлива. Это, в свою очередь, гарантирует экономию бензина на прогрев двигателя. В целом, использование теплового аккумулятора фазового перехода в системе тепловой подготовки транспортного двигателя G4GC (работающего на бензине и на сжиженном газовом топливе) автомобиля KIA CEE'D 2.0 5MT2 только при 5 °С окружающей среды сокращает время на нагрев охлаждающей жидкости до 50 °С на 20,6 – 49,6% и расход бензина для обеспечения перехода на газовое топливо на 29,3 – 35,4%, соответственно.

Исследования проводились для различных температур окружающей среды. Результаты исследований показали существенные возможности в условиях эксплуатации для значительного сокращения времени тепловой подготовки и уменьшения расхода топлива двигателя, работающего на бензине и на сжиженном газовом топливе.

Таблица. Сравнение параметров, характеризующих экономию времени и расход топлива на прогрев двигателя G4GC автомобиля KIA CEE'D 2.0 при различных вариантах прогрева

Вид (вариант) тепловой подготовки		Тепловая подготовка штатного транспортного двигателя		Тепловая подготовка транспортного двигателя, оборудованного тепловым аккумулятором фазового перехода	
Тепловая подготовка неподвижного транспортного средства в режиме холостого хода		от 5 °С до 55 °С бензин	от 55 °С до 85 °С газ	от 5 °С до 50 °С бензин	от 50 °С до 85 °С газ
1	время, мин.	5,22	17,28	4,42 / с ТА -	18,8
	топливо, кг.	0,192	0,384	0,169 / с ТА -	0,407
Тепловая подготовка неподвижного транспортного средства в режиме холостого хода с подключением электрических потребителей нагрузки и с подключением теплообменника прогрева салона		от 5 °С до 57 °С бензин	от 57 °С до 85 °С газ	от 5 °С до 50 °С бензин	от 50 °С до 85 °С газ
2	время, мин.	5,29	15,23	4,20 / з ТА -	16,32
	топливо, кг.	0,201	0,387	0,166 / с ТА -	0,422
Тепловая подготовка не подвижного транспортного средства в режиме холостого хода и в движении		от 5 °С до 66 °С бензин	от 66 °С до 85 °С газ	от 5 °С до 50 °С бензин	от 50 °С до 85 °С газ
3	время, мин.	5,41	2,41	3,59 / с ТА -	4,3
	топливо, кг.	0,312	0,210	0,185 / с ТА -	0,337
Тепловая подготовка транспортного средства в движении (прогрев в движении)		от 5 °С до 69 °С бензин	от 69 °С до 85 °С газ	от 5 °С до 50 °С бензин	от 50 °С до 85 °С газ
4	время, мин.	5,11	3,37	3,41 / с ТА -	5,7
	топливо, кг.	0,365	0,251	0,195 / с ТА -	0,421

Выводы

В процессе проведенных экспериментальных исследований определены места установки в системе охлаждения транспортного двигателя газового редуктора и теплового аккумулятора фазового перехода. Также были экспериментально получены результаты существенной экономии топлива и времени тепловой подготовки благодаря использованию теплового аккумулятора фазового перехода в транспортном средстве до и после запуска двигателя транспортного средства.

Использование теплового аккумулятора фазового перехода в системе тепловой подготовки двигателя G4GC (4FS 8.2/9.35) автомобиля KIA CEE'D 2.0 5MT2 (работающего как на бензине, так и на сжиженном газовом топливе) только при 5 °С окружающей среды сокращает время на нагрев охлаждающей жидкости до 50 °С на 20,6–49,6% и расход бензина для обеспечения перехода на газовое топливо на 29,3–35,4%, соответственно, при использовании различных режимов тепловой подготовки в условиях эксплуатации.

Эксплуатационный режим тепловой подготовки неподвижного транспортного средства в режиме холостого хода и в движении является наиболее рациональным с точки зрения компромисса между временем тепловой подготовки автомобильного двигателя от теплового аккумулятора и расстоянием, необходимым для прогрева транспортного средства в движении, расходом топлива и обеспечением переключения на потребление газового топлива сразу после пуска.

Снижение выбросов отработавших газов автотранспортного двигателя при работе на бензине и на сжиженном газовом топливе с использованием теплового аккумулятора фазового перехода требует дополнительных исследований.

Список литературы:

1. Gritsuk I. *Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator* / I. Gritsuk, Y. Gutarevych, V. Mateichyk, V. Volkov // SAE Technical Paper. – 2016. – 2016-01-0204, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0204>. 2. Адров Д. С. Тепловый аккумулятор как засіб підвищення ефективності пуску стаціонарного двигуна в умовах низьких температур / Д. С. Адров, І. В. Грицук, Ю. В. Прилепський, В. І. Дорошко // Зб. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. – Донецьк : ДонІЗТ, 2011. – № 27. – С. 117–126. 3. Volkov V. P. ICE heating systems: the basics of functioning / V. P. Volkov, I. V. Gritsuk, Yu. F. Gutarevych, V. D. Aleksandrov, V. Yo. Poddubnyak, Yu. V. Prilepskiy, P. B. Komov, D. S. Adrov, V. S. Verbovskiy, Z. I. Krasnokutskaya, T. V. Volkova. – Donetsk : Landon-XXI, 2015. – 314 p. 4. Gritsuk I. *Features of Modeling Thermal Development Processes of the Vehicle Engine*

Based on Phase-Transitional Thermal Accumulators / I. Gritsuk, V. Mateichyk, V. Aleksandrov, Y. Prilepskiy, et al. // SAE Technical Paper. – 2019. – 2019-01-0906, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0906>. 5. Инструкция по монтажу подогревателя редукторов AC R01 CS // Электронное научное специализированное издание [Электронный ресурс]. – Режим доступа : https://www.ac.com.pl/pl-centrum-pobrans-chematyr01?file_id=2113&ph_kontener_glowny_B_start=file.-19. 03. 2020. 6. Aleksandrov V. *Phase Transition Heat Accumulators for Vehicles: The Parameters of Working Processes* : monograph / V. Aleksandrov, I. Gritsuk et al., – Donetsk : Publishing House «Knowledge», 2014. – 230 p. 7. Shulgin V. V. *Vehicular thermal accumulators* / V. V. Shulgin. – SPb. : Publishing Polytechnic University Press, 2005. – 268 p. 8. Vashurkin I. O. *Thermal development and start of ICE of mobile vehicles and construction machinery in winter* / I. O. Vashurkin. – Sant-Peterburg : Nauka Publ., 2002. – 145 p. 9. Beckman G. *Thermal accumulation of energy* / G. Beckman, P. Gilly. – Moscow : World Publ., 1987. – 256 p. 10. Gritsuk I. V. *The development and the study of the combined heating system of engines and vehicles* / I. V. Gritsuk. – Kharkiv : Herald of Kharkiv National Automobile and Highway University, 2015. – 32 p. 11. Gritsuk I. *Information Model of V2I System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control in Operation Conditions* / I. Gritsuk, V. Volkov, V. Mateichyk, Y. Gritsuk, et al. // SAE Technical Paper. – 2018. – 2018-01-0024, <https://doi.org/10.4271/2018-01-0024>. 12. Gritsuk I. *The Evaluation of Vehicle Fuel Consumption and Harmful Emission Using the Heating System in a Driving Cycle* / I. Gritsuk, V. Volkov, V. Mateichyk, Y. Gutarevych, et al. // SAE Int. J. Fuels Lubr. – 2017. – 10(1):236-248, <https://doi.org/10.4271/2017-26-0364>. 13. Погорлецький Д. Структура вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнанням системою впорскування газового палива, в умовах експлуатації засобами ITS / Д. Погорлецький // Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики : монографія / Blatnický Miroslav, Dižo Ján, Gerlici Juraj та ін.; за наук. ред. проф. Грищука Ігоря. – Херсон : ХДМА, 2019. – С. 383–394. 14. Погорлецький Д. С. Особливості теплової підготовки транспортного двигуна в умовах експлуатації / Д. С. Погорлецький, В. П. Матейчик, А. П. Полівінчук, М. В. Володарець, М. П. Цюман // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь : ТДАТУ імені Дмитра Моторного, 2019. – Вип. 19. – Т. 4. – С. 286. 15. Грицук І. В. Особливості формування системи теплової підготовки двофазових транспортних засобів, працюючих на рідкому нафтовому паливі і зрідженому нафтовому газі / І. В. Грицук, Д. С. Погорлецький, Р. В. Симоненко // Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту [Матеріали VIII-ої міжнародної науково-практичної інтернет-конференції] : збірник наукових праць. – Вінниця : ВНТУ, 2020. – С. 112. 16. Все разнообразие предпусковых подогревателей двигателя [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <https://avto-motostuchki.ru/avtotekhnika/208-podogrev-dvigatelya.html>. – Дата звернення 19.03.2020. 17. Karnauhov N. N. *Thermal accumulator for maintaining ICE start temperature of construction machinery in winter* / N. N. Karnauhov, I. A. Pustovalov, A. V. Yarkin // Motor transport enterprise. – 2010. – P. 45–48. 18. Vashurkin I. O. *Thermal development and start of ICE of mobile vehicles and construction machinery in winter* / I. O. Vashurkin. – Sant-Peterburg : Nauka Publ.,

2002. – 145 p. 19. Shulgin V. V. Engine pre-start heating system with thermal accumulator for city buses / V. V. Shulgin // City traffic engineering and traffic safety. – SPb. : Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering, 2002. – P. 372–375.

Bibliography (transliterated):

1. Grytsuk, I., Gutarevych, Y., Mateichyk, V., Volkov, V. (2016), "Improving the Processes of Preheating and Heating after the Vehicular Engine Start by Using Heating System with Phase-Transitional Thermal Accumulator" SAE Technical Paper. 2016-01-0204, <https://doi.org/10.4271/2016-01-0204>. 2. Adrov, D. S., Grytsuk, I.V., Prilepsky, Yu. V., Doroshko, V. I. (2011), "Heat accumulator as a means of increasing the efficiency of starting a stationary engine at low temperatures" Coll. Science. works DonI ZT UkrDAZT. ["Teplovyy akumuliyator yak zasib pidvyshchennia efektyvnosti pusk statsionarnoho dvyhuna v umovakh nizkykh temperature" Zb. nauk. prats DonI ZT UkrDAZT] Donetsk : DonI ZT, P. 117–126. 3. Volkov, V. P., Grytsuk, I. V., Gutarevych, Yu. F., Aleksandrov, V. D., Poddubnyak, V. Yo., Prilepskiy, Yu. V., Komov, P. B., Adrov, D. S., Verbovskiy, V. S., Krasnokutskaya, Z. I., Volkova, T. V. (2015). ICE heating systems: the basics of functioning, Landon-XXI, Donetsk, 314 p. 4. Grytsuk, I., Mateichyk, V., Aleksandrov, V., Prilepsky, Y. et al. (2019), "Features of Modeling Thermal Development Processes of the Vehicle Engine Based on Phase-Transitional Thermal Accumulators" SAE Technical Paper, 2019-01-0906, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0906>. 5. "Assembly instruction for gearbox heater AC R01 CS", available at : https://www.ac.com.pl/pl-centrum-pobran-schematy01?file_id=2113&ph_kontener_glowny_B_start=file. – 19.03.2020. 6. Aleksandrov, V., Grytsuk, I. et al. (2014), Phase Transition Heat Accumulators for Vehicles: The Parameters of Working Processes : monograph, Publishing House «Knowledge», Donetsk, 230 p. 7. Shulgin, V. V. (2005), Vehicular thermal accumulators, Publishing Polytechnic University Press, Sant-Peterburg, 268 p. 8. Vashurkin, I. O. (2002), Thermal development and start of ICE of mobile vehicles and construction machinery in winter, Nauka Publ., Sant-Peterburg, 145 p. 9. Beckman, G. Gilly, P. (1987). Thermal accumulation of energy. World Publ., Moscow, 256 p. 10. Grytsuk, I. V. (2015), The development and the study of the combined heating system of engines and vehicles, Herald of Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 32 p. 11. Grytsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Grytsuk, Y., et al. (2018), "Information Model of V21 System of the Vehicle Technical Condition Remote Monitoring and Control in

Operation Conditions", SAE Technical Paper, 2018-01-0024, <https://doi.org/10.4271/2018-01-0024>. 12. Grytsuk, I., Volkov, V., Mateichyk, V., Gutarevych, Y., et al. (2017), "The Evaluation of Vehicle Fuel Consumption and Harmful Emission Using the Heating System in a Driving Cycle", SAE Int. J. Fuels Lubr. 10(1):236-248, <https://doi.org/10.4271/2017-26-0364>. 13. Pohorletskiy, D. (2019), "Structure of the measuring complex for research of work of the vehicle with the engine equipped with system of injection of gas fuel, in the conditions of operation by means of ITS" Systems and means of transport. Problems of operation and diagnostics ["Struktura vymiriuvalnogo kompleksu dlia doslidzhennia roboty transportnogo zasobu z dvyhunom, obladnanym systemoiu vprorskuvannia hazovoho palyva, v umovakh ekspluatatsii zasobamy ITS" Systemy i zasoby transportu. Problemy ekspluatatsii i diahnostyky]. KhDMA, Kherson P. 383–394. 14. Pohorletskiy, D. S., Mateichyk, V. P., Polivinchuk, A. P., Volodarets, M. V., Tsiunan, M. P., (2019), "Features of thermal preparation of the transport engine in the conditions of operation", Proceedings of the Tavriya State Agrotechnological University, ["Osoblyvosti teplovoi pidhotovky transportnogo dvyhuna v umovakh ekspluatatsii" Pratsi Tavriiskoho derzhavnogo ahrotekhnolohichnogo universytetu], TSATU named after Dmitry Motorny, Melitopol, Vol. 19, T. 4, P. 286. 15. Grytsuk, I. V., Pohorletskiy, D. S., Symonenko, R. V. (2020), "Features of formation of system of thermal preparation of the two-fuel vehicles working on liquid oil fuel and the liquefied oil gas" Problems and prospects of development of motor transport : Materials of the VIII international scientific and practical Internet conference ["Osoblyvosti formuvannia systemy teplovoi pidhotovky dvokhpalyvnykh transportnykh zasobiv, pratsiuiuchykh na rikdomu naftovomu palyvi i zridzhenomu naftovomu hazi" Problemy i perspektyvy rozvytku avtomobilnogo transportu : Materialy VIII-oi mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi internet-konferentsii], VNTU, Vinnytsia, P. 112 16. "All variety of engine preheaters", available at : <https://avtomoto-shtuchki.ru/avtotekhnika/208-podogrev-dvigatelya.html>. 17. Karnauhov, N. N., Pustovalov, I. A., Yarkin Karnauhov, A. V. (2010), "Thermal accumulator for maintaining ICE start temperature of construction machinery in winter", Motor transport enterprise, P. 45–48. 18. Vashurkin, I. O. (2002), Thermal development and start of ICE of mobile vehicles and construction machinery in winter, Nauka Publ., Sant-Peterburg, 145 p. 19. Shulgin, V. V. (2002), "Engine pre-start heating system with thermal accumulator for city buses" City traffic engineering and traffic safety, Saint Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering , Sant-Peterburg, P. 372–375.

Поступила в редакцию 16.06.2020 г.

Грицук Игорь Валерьевич – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, grytsuk_iv@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-7065-6820>

Погорлецкий Дмитрий Сергеевич - старший преподаватель кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, dimon150582@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1256-8053>

Симоненко Роман Викторович – канд. техн. наук, кафедра двигателей и теплотехники, Национальный транспортный университет, Украина, rsym1975@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-4269-5707>

Худяков Игорь Валентинович - старший преподаватель кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, Igor.khudiakov563@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8900-7879>

IMPROVEMENT OF HEAT PREPARATION PROCESSES OF VEHICLE ENGINE EQUIPPED WITH GASOLINE AND LIQUEFIED OIL SUPPLY GAS SYSTEMS

I.V. Hrytsuk, D.S. Pohorletskiy, R.V. Symonenko, I.V. Khudiakov

Presented are the results of experimental studies of the heat treatment system of a vehicle gasoline engine, which is heated to operating temperatures on gasoline, and subsequent operation on liquefied oil gas. The main element of the heat preparation system is a phase transition heat accumulator. The research task to be solved is to minimize the time of heat preparation of the vehicle gasoline engine and, therefore, to reduce gasoline consumption in warm-up modes. To ensure remote registration of vehicle parameters and control of heat preparation processes, an information system for monitoring and control of heat preparation processes of a vehicle engine with a heat accumulator was developed and used. During the research, a gasoline-powered vehicle was used with additionally installed gas equipment. The use of a phase transition heat accumulator in the heat preparation system of a vehicle gasoline engine (operating both on gasoline and on liquefied gas fuel) has confirmed a significant improvement in fuel economy. For this, the engine heat preparation should be carried out immediately before starting from an additional heat

source to the coolant temperature in the cooling system up to 50° C. The research results have confirmed the capabilities of the system under study to significantly reduce the time of heat preparation and reduce the vehicle gasoline engine fuel consumption running on gasoline and liquefied gas fuel under operating conditions. The phase transition heat accumulator in the heat preparation system of a vehicle gasoline engine (operating both on gasoline and on liquefied gas fuel) reduces the time required to heat the coolant to 50° C and gas consumption to ensure the transition to gas fuel when using various modes (options) of heat preparation in operating conditions.

Keywords: heat preparation; heat accumulator; transport engine.

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ОСНАЩЕНОГО СИСТЕМАМИ ПОДАЧІ БЕНЗИНУ І ЗРІДЖЕНОГО НАФТОВОГО ГАЗУ

І.В. Грицук, Д.С. Погорлецький; Р.В. Симоненко, І.В. Худяков

Представлені результати експериментальних досліджень системи теплової підготовки бензинового двигуна транспортного засобу, нагрів якого до робочих температур здійснюється на бензині, а подальша експлуатація на зрідженому нафтовому газі. Основним елементом системи теплової підготовки є тепловий акумулятор фазового переходу. Можна вирішити завдання дослідження - мінімізувати час теплової підготовки бензинового двигуна транспортного засобу і, отже, знизити витрату бензину в режимах прогріву. Для забезпечення дистанційної реєстрації параметрів транспортного засобу та управління процесами теплової підготовки розроблена і використовувалася інформаційна система моніторингу та управління процесами теплової підготовки двигуна транспортного засобу з тепловим акумулятором. При проведенні досліджень використовувався транспортний засіб з двигуном внутрішнього згорання, з додатково встановленою газовою апаратурою. Використання теплового акумулятора фазового переходу в системі теплової підготовки бензинового двигуна транспортного засобу (що працює як на бензині, так і на зрідженому газовому паливі,) підтвердило істотне поліпшення паливної економічності. Для цього тепла підготовка двигуна повинна проводитися безпосередньо перед запуском від додаткового джерела тепла до температури охолоджуючої рідини в системі охолодження до 50 °С. Результати досліджень підтвердили можливість досліджуваної системи для значного скорочення часу теплової підготовки і зменшення витрати палива бензинового двигуна транспортного засобу, що працює на бензині та зрідженому газовому паливі, в умовах експлуатації. Тепловий акумулятор фазового переходу в системі теплової підготовки бензинового двигуна транспортного засобу (що працює як на бензині, так і на зрідженому газовому паливі) скорочує час на нагрів охолоджуючої рідини до 50 °С і витрату бензину для забезпечення переходу на газове паливо при використанні різних режимів (варіантів) теплової підготовки в умовах експлуатації.

Ключові слова: тепла підготовка; тепловий акумулятор; транспортний двигун.

УДК 621.433.2:621.436

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.1.06

С. О. Ковальов

РОЗРОБЛЕННЯ МІКРОПРОЦЕСОРНОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГАЗОВИМ ДВЗ ІЗ ПОСЛІДОВНИМ ВПОРСКУВАННЯМ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

Показано перевагу використання колісними транспортними засобами альтернативних газових моторних палив, зокрема, зрідженого нафтового газу, порівняно з традиційними рідкими моторними паливами. Обґрунтовано доцільність переобладнання дизельних колісних транспортних засобів у газові двигуни внутрішнього згорання з іскровим запалюванням для роботи на зрідженому нафтовому газі. Розроблено мікропроцесорну систему управління газовим двигуном, що складається з двох головних підсистем та мікропроцесорного електронного блоку управління. Система управління здатна забезпечити послідовне впорскування зрідженого нафтового газу без наявності традиційного датчика положення розподільного валу та спеціального задаючого диску, встановленого на розподільному валу. Описано принцип роботи головних систем газового двигуна, до яких належить система живлення і впорскування зрідженого нафтового газу до впускного патрубку кожного циліндра, а також модифікована безконтактна електронна система запалювання з рухомим розподільником напруги. Розроблено і виготовлено спеціальний мікропроцесорний електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «В», який для реалізації послідовного впорскування зрідженого нафтового газу, замість інформації (сигналу) від датчика положення розподільного валу отримує інформацію (сигнал) про положення розподільного валу від модифікованої системи запалювання. Модифікація системи запалювання виконана шляхом доопрацювання штатного задаючого диску трамблера. Доопрацювання було здійснено шляхом збільшення довжини дуги сектора окружності прорізі першого циліндру. Проведені випробування газового двигуна моделі D-240-LPG-«В» з розробленою мікропроцесорною системою управління газовим двигуном із електронним блоком управління Avenir Gaz 37 рівня «В» на режимах холостого ходу на відповідність вимогам ДСТУ 4277. Результати випробувань показали, що газовий двигун D-240-LPG-«В» за вмістом оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах відповідає вимогам ДСТУ 4277 і має суттєво нижчий їх вміст, ніж гранично допустимі до двигунів без каталізаторів.

Ключові слова: газовий двигун внутрішнього згорання; електронна система управління газовим двигуном внутрішнього згорання; мікропроцесорний електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «В»; зріджений нафтовий газ.

source to the coolant temperature in the cooling system up to 50° C. The research results have confirmed the capabilities of the system under study to significantly reduce the time of heat preparation and reduce the vehicle gasoline engine fuel consumption running on gasoline and liquefied gas fuel under operating conditions. The phase transition heat accumulator in the heat preparation system of a vehicle gasoline engine (operating both on gasoline and on liquefied gas fuel) reduces the time required to heat the coolant to 50° C and gas consumption to ensure the transition to gas fuel when using various modes (options) of heat preparation in operating conditions.

Keywords: heat preparation; heat accumulator; transport engine.

ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕПЛОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ОСНАЩЕНОГО СИСТЕМАМИ ПОДАЧІ БЕНЗИНУ І ЗРІДЖЕНОГО НАФТОВОГО ГАЗУ

І.В. Грицук, Д.С. Погорлецький; Р.В. Симоненко, І.В. Худяков

Представлені результати експериментальних досліджень системи теплової підготовки бензинового двигуна транспортного засобу, нагрів якого до робочих температур здійснюється на бензині, а подальша експлуатація на зрідженому нафтовому газі. Основним елементом системи теплової підготовки є тепловий акумулятор фазового переходу. Можна вирішити завдання дослідження - мінімізувати час теплової підготовки бензинового двигуна транспортного засобу і, отже, знизити витрату бензину в режимах прогріву. Для забезпечення дистанційної реєстрації параметрів транспортного засобу та управління процесами теплової підготовки розроблена і використовувалася інформаційна система моніторингу та управління процесами теплової підготовки двигуна транспортного засобу з тепловим акумулятором. При проведенні досліджень використовувався транспортний засіб з двигуном внутрішнього згорання, з додатково встановленою газовою апаратурою. Використання теплового акумулятора фазового переходу в системі теплової підготовки бензинового двигуна транспортного засобу (що працює як на бензині, так і на зрідженому газовому паливі,) підтвердило істотне поліпшення паливної економічності. Для цього теплова підготовка двигуна повинна проводитися безпосередньо перед запуском від додаткового джерела тепла до температури охолоджуючої рідини в системі охолодження до 50 °С. Результати досліджень підтвердили можливість досліджуваної системи для значного скорочення часу теплової підготовки і зменшення витрати палива бензинового двигуна транспортного засобу, що працює на бензині та зрідженому газовому паливі, в умовах експлуатації. Тепловий акумулятор фазового переходу в системі теплової підготовки бензинового двигуна транспортного засобу (що працює як на бензині, так і на зрідженому газовому паливі) скорочує час на нагрів охолоджуючої рідини до 50 °С і витрату бензину для забезпечення переходу на газове паливо при використанні різних режимів (варіантів) теплової підготовки в умовах експлуатації.

Ключові слова: тепла підготовка; тепловий акумулятор; транспортний двигун.

УДК 621.433.2:621.436

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.1.06

С. О. Ковальов

РОЗРОБЛЕННЯ МІКРОПРОЦЕСОРНОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГАЗОВИМ ДВЗ ІЗ ПОСЛІДОВНИМ ВПОРСКУВАННЯМ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

Показано перевагу використання колісними транспортними засобами альтернативних газових моторних палив, зокрема, зрідженого нафтового газу, порівняно з традиційними рідкими моторними паливами. Обґрунтовано доцільність переобладнання дизельних колісних транспортних засобів у газові двигуни внутрішнього згорання з іскровим запалюванням для роботи на зрідженому нафтовому газі. Розроблено мікропроцесорну систему управління газовим двигуном, що складається з двох головних підсистем та мікропроцесорного електронного блоку управління. Система управління здатна забезпечити послідовне впорскування зрідженого нафтового газу без наявності традиційного датчика положення розподільного валу та спеціального задаючого диску, встановленого на розподільному валу. Описано принцип роботи головних систем газового двигуна, до яких належить система живлення і впорскування зрідженого нафтового газу до впускного патрубку кожного циліндра, а також модифікована безконтактна електронна система запалювання з рухомим розподільником напруги. Розроблено і виготовлено спеціальний мікропроцесорний електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «В», який для реалізації послідовного впорскування зрідженого нафтового газу, замість інформації (сигналу) від датчика положення розподільного валу отримує інформацію (сигнал) про положення розподільного валу від модифікованої системи запалювання. Модифікація системи запалювання виконана шляхом доопрацювання штатного задаючого диску трамблера. Доопрацювання було здійснено шляхом збільшення довжини дуги сектора окружності прорізі першого циліндру. Проведені випробування газового двигуна моделі D-240-LPG-«В» з розробленою мікропроцесорною системою управління газовим двигуном із електронним блоком управління Avenir Gaz 37 рівня «В» на режимах холостого ходу на відповідність вимогам ДСТУ 4277. Результати випробувань показали, що газовий двигун D-240-LPG-«В» за вмістом оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах відповідає вимогам ДСТУ 4277 і має суттєво нижчий їх вміст, ніж гранично допустимі до двигунів без каталізаторів.

Ключові слова: газовий двигун внутрішнього згорання; електронна система управління газовим двигуном внутрішнього згорання; мікропроцесорний електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «В»; зріджений нафтовий газ.

Вступ

За два останніх десятиліття у світі і в Україні збільшилась увага до підвищення ефективності роботи транспорту і, в першу чергу, за такими аспектами як екологія, енергозбереження і впровадження альтернативних (газових) моторних палив.

Такі роботи відповідають принципам та напрямкам реалізації «Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» [1], схваленої розпорядженням Кабінету Міністрів України від 30.05.2018 № 430-р, у частині стимулювання розвитку енергозберігаючих і екологічно безпечних видів транспорту. З цією метою необхідно забезпечити транспортні засоби енергоефективними, екологічно безпечними та альтернативними видами рідкого та газового палива. На виконання положень транспортної стратегії в ДП «ДержавтотрансНДПроект» проводяться роботи з розроблення сучасної української синтез-технології Avenir Gaz (різних рівнів складності) для переобладнання транспортних дизелів у газові двигуни внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням для роботи на газових моторних паливах.

Відомо, що останнім часом найбільш дешевим альтернативним газовим моторним паливом в Україні є зріджений нафтовий газ (ЗНГ, на англ. мові скорочено – LPG).

Отже, стає очевидним доцільність розроблення багатофункціональної синтез-технології переобладнання газових ДВЗ, у першу чергу, для роботи на ЗНГ.

Головною перевагою синтез-технології Avenir Gaz є можливість застосування як різних сучасних систем запалювання, так і різних за принципом дії систем живлення та подачі або впорскування газового палива (зокрема – ЗНГ).

Так, синтез-технологія здатна забезпечувати роботу як безконтактної електронної системи запалювання з рухомих розподільником напруги (БЕСЗ), так і роботу електронної системи запалювання з нерухомих розподільником напруги із двохіскровими або індивідуальними котушками запалювання.

До того, синтез-технологія здатна забезпечувати роботу як системи живлення та подачі ЗНГ до впускного трубопроводу через газоповітряний змішувач, так і роботу системи живлення та багатоточкового впорскування ЗНГ до впускного трубопроводу газовими електромагнітними форсунками.

Таким чином, першому рівню складності синтез-технології Avenir Gaz (класифікованому як – рівень «А») відповідає комплектація газового ДВЗ двома такими головними системами як: системою живлення і подачі ЗНГ (через газоповітряний змі-

шувач) до впускного трубопроводу, а також безконтактною електронною системою запалювання з рухомих розподільником напруги. До того, для уникнення перевищення максимальної частоти обертання (встановленої заводом-виробником для відповідної моделі дизеля) було розроблено і виготовлено мікропроцесорний електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «А», побудований на платформі 8-розрядного мікроконтролера PIC16F (Microchip Technology Inc.). Роботи із розроблення та дослідження синтез-технології Avenir Gaz рівня «А» при конвертації дизеля 4 Ч 11/12,5 (моделі Д-240) у газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG-«А» на сьогодні – завершені [2 - 4].

На цей час продовжуються роботи із розроблення та дослідження синтез-технології Avenir Gaz (другого рівня складності – рівня «В»). Перехід від складності синтез-технології Avenir Gaz рівня «А» газового ДВЗ Д-240-LPG-«А» до рівня «В» проведено шляхом заміни системи живлення і подачі ЗНГ (через газоповітряний змішувач) до впускного трубопроводу на підсистему багатоточкового впорскування ЗНГ типу Common Rail. Залежно від способу управління роботою газовими електромагнітними форсунками, а також наявності відповідних датчиків підсистема типу Common Rail здатна забезпечити або групове, або послідовне впорскування ЗНГ.

Отже, для забезпечення групового впорскування ЗНГ електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «В» достатньо отримувати сигнал лише від датчика частоти обертання колінчастого вала, що генерується завдяки проходженню повз нього спеціального задаючого диску (наприклад типу 60-2 або 60-2-2), встановленого на колінчастому валу [2 - 4].

А при послідовному впорскуванні, ЗНГ має впорскуватись до впускного патрубка кожного циліндра окремо у послідовності, яка відповідає порядку роботи циліндрів (порядку запалювання). Для забезпечення цього ЕБУ Avenir Gaz 37 рівня «В» повинен мати інформацію (сигнал) про положення розподільного вала (зокрема положення поршня 1-го циліндра відносно верхньої мертвої точки (ВМТ)). Така інформація (сигнал) класичним способом може бути отримана від датчика положення розподільного вала. Датчик генерує цей сигнал завдяки проходженню повз нього встановленого на розподільному валу спеціального задаючого диску.

Але у разі відсутності у штатній комплектації дизелів датчика положення розподільного вала та спеціального задаючого диска, а дообладнання цими елементами конструктивно ускладнено або вза-

галі неможливо, реалізувати послідовне впорскування класичним способом стає неможливим.

Мета роботи: розроблення мікропроцесорної системи управління газовим ДВЗ із електронним блоком управління Avenir Gaz 37 рівня «В» і послідовним впорскуванням газового палива без наявності датчика положення розподільного вала та спеціального задаючого диска, встановленого на розподільному валу.

Особливості розроблення мікропроцесорної системи управління ДВЗ із електронним блоком управління Avenir Gaz рівня «В» і послідовним впорскуванням ЗНГ

Для реалізації послідовного впорскування газового палива (зокрема ЗНГ) електронний блок управління замість інформації (сигналу) від датчика положення розподільного вала може отримати інформацію (сигнал) про положення розподільного вала від модифікованої системи запалювання [5].

На газовому ДВЗ Д-240-LPG-«В» використовується відома БЕСЗ для чотирьохциліндрових ДВЗ, принцип дії якої є проміжним варіантом між електромеханічною системою і повністю електронним запалюванням. Основними елементами БЕСЗ є рухомий розподільник напруги (трамблер) з інтегрованими датчиком Холла та задаючим диском, котушка запалювання, електронний комутатор та свічка(-и) запалювання. Склад та особливості встановлення БЕСЗ детально описані [3]. Модифікація системи запалювання (див. рис. 1) проведена шляхом внесення змін у конструкцію штатного задаючого диску трамблера.

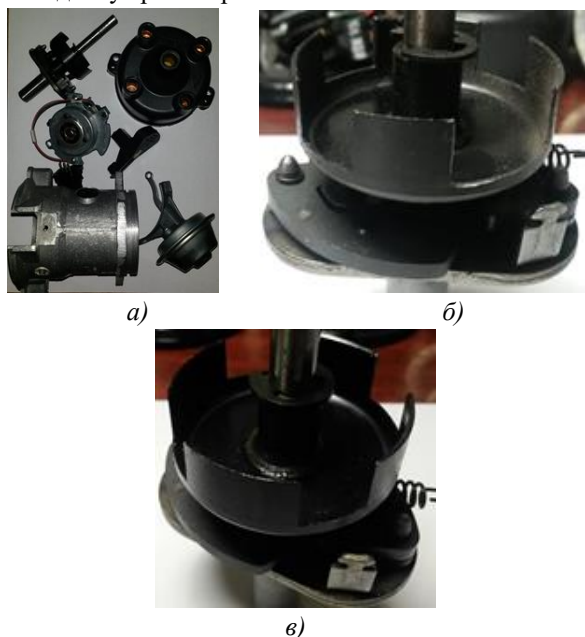


Рис. 1. Модифікація трамблера:

а – основні елементи трамблера; б – штатний задаючий диск; в – модифікований задаючий диск

Як видно з рис. 1, штатний задаючий диск модифіковано шляхом збільшення довжини дуги сектора окружності прорізи першого циліндру. Це збільшення було реалізовано за рахунок зменшення довжини дуги сектору окружності наступного екрана. Показаний на рис. 1 модифікований задаючий диск, який має чотири екрана та чотири прорізи, відповідає конструкції задаючого диску для чотирьохциліндрових газових ДВЗ.

Головні особливості роботи мікропроцесорної системи управління газовим ДВЗ із електронним блоком управління Avenir Gaz рівня «В» і послідовним впорскуванням ЗНГ

На рис. 2 представлена принципова схема мікропроцесорної системи управління газовим ДВЗ Д-240-LPG-«В» із електронним блоком управління Avenir Gaz 37 рівня «В» та послідовним впорскуванням ЗНГ [5]. Принцип роботи системи управління описано на прикладі роботи чотирьохциліндрового конвертованого газового Д-240-LPG-«В». Всі елементи спеціального обладнання, що входять до системи живлення і впорскування ЗНГ до впускного трубопроводу, відповідають вимогам [6, 7].

На рис. 2 показано: 1 – газовий ДВЗ; 2 – камера згоряння; 3 – впускний клапан; 4 – випускний клапан; 5 – свічка запалювання (встановлюється у допрацьованому отворі демонтованої дизельної форсунки); 6 – патрубок впускного колектору; 7 – об'єднана частина впускного колектору; 8 – дросельний пристрій з механічним приводом і дросельною заслінкою; 9 – датчик положення дросельної заслінки; 10 – педаль керування швидкісним режимом роботи ДВЗ (педаль газу); 11 – регулятор холостого ходу; 12 – заслінка (шибер); 13 – випускний трубопровід; 14 – глушник; 15 – датчик температури охолоджуючої рідини; 16 – задаючий диск типу 60-2 або 60-2-2; 17 – датчик частоти обертання колінчастого вала; 18 – автомобільний газовий балон для ЗНГ; 19 – мультиклапан газового балона; 20 – показчик рівня ЗНГ в газовому балоні; 21 – запірний електромагнітний клапан мультиклапана; 22 – заправний блок; 23 – газова магістраль високого тиску для ЗНГ; 24 – газовий фільтр; 25 – запірний електромагнітний клапан, інтегрований у газовий фільтр; 26 – одноступінчастий газовий редуктор-випарник для ЗНГ; 28 – газова магістраль низького тиску; 29 – газовий фільтр парової фази ЗНГ; 30 – загальна газова рейка (Common Rail); 31 – комбінований датчик тиску і температури газового палива; 32 – газові електромагнітні форсунки; 33 – патрубки; 34 – газові сопла; 35 – акумуляторна батарея (АКБ); 36 – замок запалювання; 37 – котушка запалювання; 38 – електронний комутатор з інтегрованими клемми від номера

1 до номера 6; 39 – спеціальний привід рухомого розподільника запалювання (трамблера); 40 – рухомий розподільник запалювання (трамблер); 41 – вал трамблера; 42 – модифікований задаючий диск (у вигляді екранів, які чергуються із прорізами, причому кількість екранів або прорізів відповідає кількості циліндрів ДВЗ); 43 – датчик Холла; 44 – з'єднувальна колодка з інтегрованими контактами «А», «В», «С»; 45 – високовольтний(-і) дріт(-и); 46

– електричний зв'язок (дріт) контакту «В» з'єднувальної колодки з клемою номер 6 комутатора; 47 – електронний блок управління Avenir Gaz 37 рівня «В»; 48 – електричний зв'язок електронного блока управління з клемою номер електронного комутатора; 49, 50 – електричні зв'язки електронного блока управління з газовими електромагнітними форсунками першого і останнього циліндрів.

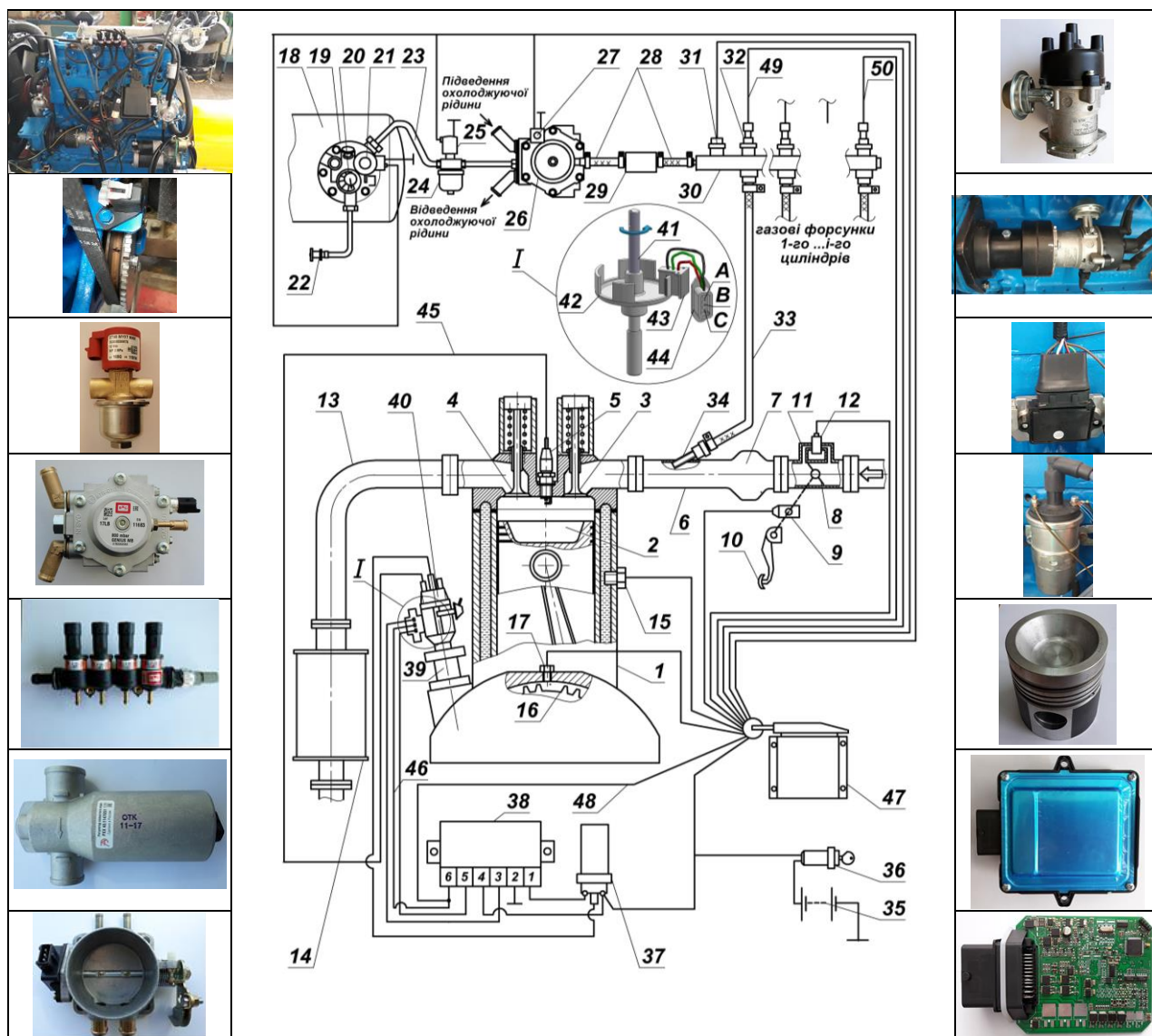


Рис. 2. Принципова схема мікропроцесорної системи управління газовим ДВЗ Д-240-LPG-«В» із електронним блоком управління Avenir Gaz 37 рівня «В» та послідовним впорскуванням ЗНГ

На початку роботи (в момент підготовки до запуску) газового двигуна 1 водій повертає ключ у замку запалювання 36 із положення «Lock» (положення ключа, при якому все електричне обладнання вимкнено) в положення «ACC» (допоміжне положення ключа, при якому все електричне обладнання включено) і напруга від акумулятора 35 по-

дається до безконтактної електронної системи запалювання (котушки запалювання 37, комутатора 38 та трамблера 40), а також до ЕБУ 47. Крім того, напруга від акумулятора 35 подається до стартера (на рис. 1 не показаний). Далі водій повертає ключ у замку запалювання 36 з положення «ACC» в положення «ON» (положення ключа, при працюю-

чому двигуні). Водночас електронний блок управління 47 перевіряє всі датчики та електричні елементи системи управління на наявність і справність. При цьому, ЕБУ 47 не подає напругу до нормально закритих запірних електромагнітних клапанів 21, 25 та 27. В результаті ЗНГ з газового балона 18 через мультиклапан 19 до газової магістралі високого тиску 23 не подається.

Для запуску газового двигуна 1 водій повертає ключ у замку запалювання 36 з положення «ON» в положення «START». Одночасно двигун 1 починає обертатися і водій відпускає ключ, який після цього, під дією замка запалювання, повернеться в положення «ON». Разом із початком обертання колінчастого вала двигуна 1, починає обертатися і закріплений на ньому задаючий диск 16. В результаті, сигнал, згенерований датчиком 17 частоти обертання подається до електронного блока управління 47. Водночас, сигнал, згенерований датчиком Холла 43, частота імпульсів якого під дією модифікованого задаючого диска 42 пропорційна поточній частоті обертання колінчастого вала газового двигуна 1, з контакту «В» з'єднувальної колодки 44 по електричному зв'язку 46 подається на клему номер 6 комутатора 38 та через електричний зв'язок 48 дублюється до електронного блока управління 47.

Електронний блок управління 47 обробляє сигнали, отримані з датчика 17 частоти обертання та датчика Холла 43, порівнює їх і у разі їх відповідності подає напругу +12 V до нормально закритих запірних електромагнітних клапанів 21, 25 та 27. У той же час, електронний блок управління 47 в період оброблення сигналів датчика Холла 43 аналізує тривалість імпульсів, згенерованих модифікованим задаючим диском 42. При цьому, на підставі імпульсу, що має більшу тривалість, завдяки збільшеній довжині дуги сектора окружності першого циліндра, електронний блок управління 47 формує сигнал, який визначає момент положення поршня у першому циліндрі відносно ВМТ.

Під дією напруги +12 V запірні електромагнітні клапани 21, 25 та 27 відкриваються, пропускаючи ЗНГ від газового балона 18 через мультиклапан 19, газову магістраль високого тиску 23 та газовий фільтр 24 до одноступінчатого газового редуктора-випарника 26. У редукторі-випарнику 26 зріджений нафтовий газ за рахунок підведення охолоджуючої рідини (з системи охолодження двигуна) – випаровується з рідкого до газового стану і через газову магістраль низького тиску 28, газовий фільтр парової фази 29 поступає до загальної газової рейки (Common Rail) 30 і далі до газових електромагнітних форсунок 32.

Дросельна заслінка 8 у цей час знаходиться у

зачиненому положенні. А заслінка (шибер) 12 регулятора холостого ходу 11 за сигналом, розрахованим електронним блоком управління 47 на підставі опитування та оброблення сигналів датчиків 17 частоти обертання та Холла 43, а також датчиків 9 положення дросельної заслінки та температури охолоджуючої рідини 15, встановлюється у положення, яке відповідає пусковій частоті обертання колінчастого вала двигуна 1. При цьому, сигнал датчика Холла 43, частота імпульсів якого пропорційна поточній частоті обертання колінчастого вала газового двигуна 1, постійно обробляється електронним блоком управління 47 і порівнюється з основним (більш точним) сигналом від датчика 17. У разі виходу з ладу датчика 17 або відсутності сигналу з нього, електронний блок управління 47 продовжує розраховувати частоту обертання газового двигуна 1 на підставі сигналу датчика Холла 43.

Одночасно повітря під дією розрядження, минаючи дросельну заслінку 8, через причинену заслінку (шибер) 12 регулятора холостого ходу 11, поступає у впускний трубопровід 7.

У той же час, електронний блок управління 47 за результатами опитування та оброблення сигналів датчика 17 та/або датчика Холла 43, а також датчика температури охолоджуючої рідини 15 і сигналу про положення поршня у першому циліндрі, розраховує початок моментів та тривалість імпульсів пускової подачі (впорскування) ЗНГ газовими електромагнітними форсунками 32 у послідовності відповідно з порядком роботи циліндрів (порядком запалювання).

Водночас комутатор 38 безконтактної електронної системи запалювання подає сигнал до катушки запалювання 37, де генерується висока напруга, яка по високовольтному дроту поступає до трамблера 40, а звідти по високовольтному дроту до свічки запалювання 5, яка утворює іскру запалювання у камері згоряння 2.

Разом з тим, внаслідок впорскування зрідженого нафтового газу кожною з газових електромагнітних форсунок 32 через патрубки 33 та газові сопла 34 у зону наближену до закритого впускного клапана у кожному впускному патрубку 6 впускного трубопроводу 7 утворюється газоповітряна суміш. При відкритті впускного клапана 3 газоповітряна суміш потрапляє до камери згоряння 2, де запалюється від свічки запалювання 5. В результаті двигун 1 починає запускатися.

Після запуску газового двигуна 1 електронний блок управління 47 за сигналом, розрахованим на підставі опитування та оброблення сигналів датчиків 17 та/або Холла 43, а також датчиків 9 положення дросельної заслінки та температури охоло-

джуючої рідини 15, встановлює заслінку (шибер) 12 регулятора холостого ходу 11 у положення, яке відповідає мінімальній частоті обертання колінчастого валу двигуна 1.

При збільшенні навантаження на двигун 1 для збільшення частоти обертання колінчастого валу водій натискає на педаль 10 керування швидкісним режимом, відкриваючи дросельну заслінку 8 і збільшуючи кількість повітря, яке надходить до впускного трубопроводу 7 та впускного патрубку 6. Одночасно електронний блок управління 47 за сигналом, розрахованим на підставі опитування та оброблення сигналів датчиків 17 та/або Холла 43, а також датчика 9 положення дросельної заслінки, розраховує початок моментів впорскування ЗНГ газовими електромагнітними форсунками 32 та збільшення тривалості імпульсів подачі (впорскування). В результаті частота обертання колінчастого валу газового двигуна 1 підвищується до величини, яка відповідає режиму його навантаження.

У період перехідного процесу при збільшенні навантаження на газовий двигун 1, залежно від швидкості або прискорення пересування педалі 10 керування швидкісним режимом роботи у бік збільшення, електронний блок управління 47 розраховує тимчасове збільшення подачі ЗНГ (збільшення тривалості імпульсів впорскування ЗНГ) газовими електромагнітними форсунками 32. Разом з цим електронний блок управління 47 тимчасово збільшує відкриття заслінки (шибера) 12 регулятора холостого ходу 11. Це забезпечує подачу додаткового повітря до впускного трубопроводу 7 та впускного патрубку 6 у період перехідного процесу. В результаті, частота обертання двигуна 1 збільшується.

Результати випробувань газового ДВЗ Д-240-LPG-«В» з електронним блоком управління Avenir Gaz 37 рівня «В» на режимах холостого ходу показали, що у разі запуску «холодного» газового двигуна 1 електронний блок управління 47 забезпечує збільшення тривалості імпульсів пускової подачі (впорскування) ЗНГ, а при запуску «гарячого» двигуна – зменшення.

До того, при роботі «холодного» газового двигуна 1 електронний блок управління 47 забезпечує збільшення тривалості імпульсів подачі (впорскування) ЗНГ, а також збільшення відкриття заслінки (шибера) 12 регулятора холостого ходу 11, які відповідають підвищеній мінімальній частоті обертання колінчастого валу двигуна 1 на режимі холостого ходу, а по мірі прогріву двигуна 1 – зменшення мінімальної частоти обертання холостого ходу.

Були проведені випробування Д-240-LPG-«В»

на відповідність вимогам ДСТУ 4277 [8]. Результати випробувань свідчать, що Д-240-LPG-«В» за вмістом оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах відповідає вимогам ДСТУ 4277 і має суттєво нижчий їх вміст, ніж гранично допустимі до двигунів без каталізаторів.

Отже, застосування розробленої системи управління роботою ДВЗ із електронним блоком управління дозволяє реалізувати послідовне впорскування газового палива при створенні нових або при переобладнанні дизелів, що перебувають в експлуатації, у двигуни із іскровим запалюванням, у штатній комплектації яких відсутні датчик положення розподільного валу та спеціальний задаючий диск, встановлений на розподільному валу.

Висновки

Показані переваги використання колісними транспортними засобами альтернативних газових моторних палив, зокрема ЗНГ, порівняно з традиційними рідкими моторними паливами.

Розроблено та шляхом заміни у газовому ДВЗ Д-240-LPG-«А» системи живлення і подачі ЗНГ (через газоповітряний змішувач) до впускного трубопроводу на підсистему багатоточкового впорскування ЗНГ типу Common Rail, створено газовий ДВЗ моделі Д-240-LPG-«В».

Розроблено електронну мікропроцесорну систему управління газовими ДВЗ з іскровим запалюванням, що складається з двох головних підсистем (підсистеми багатоточкового впорскування ЗНГ типу Common Rail і БЕСЗ), а також електронного блока управління Avenir Gaz 37 рівня «В».

Розроблено і виготовлено спеціальний багатофункціональний електронний блок управління Avenir Gaz рівня «В», який забезпечує послідовне впорскування ЗНГ, на підставі оброблення сигналів від датчика частоти обертання колінчастого валу та сигналів від модифікованої БЕСЗ.

Вмісти оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах ДВЗ Д-240-LPG-«В» відповідають вимогам ДСТУ 4277 і мають суттєво нижчі показники, ніж гранично допустимі до двигунів без каталізаторів.

Подальший напрямок робіт пов'язано з проведенням стендових випробувань газового ДВЗ Д-240-LPG-«В» на електричному навантажувальному стенді.

Список літератури:

1. Постанова Кабінету Міністрів України від 30.05.2018 № 430-р «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року».
2. Ковальов

С.О., Плис С.В., Ковальчук В.В. Патент України на корисну модель № 142853. Система управління роботою газового двигуна внутрішнього згорання із іскровим запалюванням та електронним блоком управління. Заявка № у 2020 01334 від 27.02.2020; опубліковано 25.06.2020. Бюлетень № 12. 3. Ковальов С. О. Розроблення та дослідження газового двигуна D-240-LPG, конвертованого на базі тракторного дизеля / Ковальов С.О. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2019. – № 2. – С. 18 – 25. 4. Ковальов С. О. Камера згорання газового ДВЗ, конвертованого на базі дизеля для роботи на зрідженому нафтовому газі / Ковальов С.О. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2019. – № 1. – С. 15 – 20. 5. Ковальов С. О. Система управління роботою двигуна внутрішнього згорання із електронним блоком управління, для забезпечення послідовного впорскування газового палива. Заявка на патент України на корисну модель № у 2020 032826 від 25.06.2020. 6. Правила ООН № 67 Транспортные средства, работающие на СНГ (Regulation No. 67 LPG vehicles). 7. Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до конструкції та технічного стану колісних транспортних засобів, двигуни яких працюють на газовому моторному паливі, та методи контролю: ДСТУ 7434:2013. – [Чинний від 2014–07–01] – К.: Мінекономрозвитку України, 2014. – 28 с.: табл. – (Національний стандарт України). 8. Система стандартів у галузі охорони навколишнього природного середовища та раціонального використання ресурсів. Атмосфера. Норми і методи вимірювання вмісту оксиду вуглецю та вуглеводнів у відпрацьованих газах автомобілів з двигунами, що працюють на бензині або газовому паливі: ДСТУ 4277:2004. – [Чинний від 2004-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2004. – 8 с. – (Національний стандарт України).

Bibliography (transliterated):

1. Postanova Kabinetu Ministriv Ukrainini vid 30.05.2018 № 430-r «Pro shvalennya Natsionalnoyi transportnoyi strategiyi Ukrainini na period do 2030 roku». 2. Kovalov S.O., Plis S.V., Kovalchuk V.V. (2020), Patent of Ukraine for a utility model № 142853. The control system of the gas internal combustion engine with spark ignition and electronic control unit. № u 2020 01334 it is stated 27.02.2020; it is published 25.06.2020. Bulletin № 12. 3. Kovalov S. O. (2019), “Development and research of gas engine d-240-LPG converted on the basis of a tractor diesel”, Internal combustion engines [“Rozroblennya ta dosludzhennya gazovogo dviguna D-240-LPG, konvertovanogo na bazi traktornogo dizelya”], No 2. – pp. 18–25, DOI: 10.20998/0419-8719.2019.2.04. 4. Kovalov S. O. (2019), “Combustion chamber for gas-engines, converted on the basis of diesel to work for on liquefied petroleum gas”, Internal combustion engines [“Kamira zgorannya gazovogo DVZ, konvertovanogo na bazi dizelya dlya roboti na zridzhenomu naftovomu gazi”], No 1. – pp. 15–20, DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.03. 5. Kovalov S. O. (2020), Ukrainian patent application for a utility model № u 2020 032826 it is stated 25.06.2020. The control system of the internal combustion engine with an electronic control unit, to ensure sequential injection of gas fuel. 6. Regulation No. 67 LPG vehicles 7. National Standard of Ukraine No. 7434:2013. Wheeled vehicles. Requirements of safety for construction and technical condition of gas fueled wheeled vehicles and methods of inspection. 8. National Standard of Ukraine No. 4277:2004. The system of standards in the field of environmental protection and rational use of resources. Atmosphere. Norms and methods for measuring the content of carbon monoxide and hydrocarbons in the exhaust gases of cars with engines running on gasoline or gas fuel.

P.S. Вдячність. Автор цієї статті висловлює вдячність Плису С.В. та Ковальчуку В.В., які брали участь у підготовці та проведенні випробувань газового двигуна D-240-LPG-«В».

Надійшла до редакції 09.07.2020 р.

Ковальов Сергій Олександрович – канд. техн. наук, ст. наук. співр., заступник завідувача лабораторії дослідження використання палив та екології Державного підприємства «Державний автотранспортний науково-дослідний та проєктний інститут», Київ, Україна, e-mail: skovalev@insat.org.ua, <https://orcid.org/0000-0002-3107-530X>

**РАЗРАБОТКА МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
ГАЗОВЫМ ДВС С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫМ ВПРЫСКИВАНИЕМ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА**

С.А. Ковалёв

Показано преимущество использования колесными транспортными средствами альтернативных газовых моторных топлив, в частности, сжиженного нефтяного газа по сравнению с традиционными жидкими моторными топливами. Обоснована целесообразность переоборудования дизельных колесных транспортных средств в газовые двигатели внутреннего сгорания с искровым зажиганием для работы на сжиженном нефтяном газе. Разработана система управления газовым двигателем, состоящая из двух главных подсистем и микропроцессорного электронного блока управления. Система управления способна обеспечить последовательное впрыскивание сжиженного нефтяного газа без наличия традиционного датчика положения распределительного вала и специального задающего диска, установленного на распределительном валу. Описан принцип работы главных систем газового двигателя, к которым относится система питания и впрыскивания сжиженного нефтяного газа во впускной патрубков каждого цилиндра, а также модифицированная бесконтактная электронная система зажигания с подвижным распределителем напряжения. Разработан и изготовлен специальный микропроцессорный электронный блок управления Avenir Gaz 37 уровня «В», который для реализации последовательного впрыскивания сжиженного нефтяного газа, вместо информации (сигнала) от датчика положения распределительного вала получает информацию (сигнал) о положении распределительного вала от модифицированной системы зажигания. Модификация системы зажигания выполнена путем доработки штатного задающего диска трамблера. Доработка была осуществлена путем увеличения длины дуги сектора окружности прорези первого цилиндра. Проведенные испытания газового двигателя модели D-240-LPG-«В» с разработанной микропроцессорной системой управления и электронным блоком управления Avenir Gaz 37 уровня «В» на режимах холостого хода на соответствие требованиям ДСТУ 4277. Результаты испытаний показали, что газовый двигатель D-240-LPG-«В» по содержанию оксида углерода и углеводородов в отработавших газах соответствует требованиям ДСТУ 4277 и имеет существенно ниже их содержание чем предельно допустимые к двигателям без катализаторов.

Ключевые слова: газовый двигатель внутреннего сгорания; электронная система управления газовым двигателем внутреннего сгорания; микропроцессорный электронный блок управления Avenir Gaz 37 уровня «В»; сжиженный нефтяной газ.

**DEVELOPMENT OF A MICROPROCESSOR CONTROL SYSTEM
OF GAS ICE WITH SEQUENTIAL GAS FUEL INJECTION**

S.O. Kovaliov

The advantage of using alternative gas motor fuels in particular liquefied oil gas by wheeled vehicles, in comparison with traditional liquid motor fuels is shown. The expediency of converting diesel wheeled vehicles into internal combustion gas engines with spark ignition for operation on liquefied petroleum gas has been substantiated. A microprocessor-based gas engine control system has been developed, consisting of two main subsystems and a microprocessor-based electronic control unit. The control system is capable of delivering LPG sequential injection without the need for a traditional camshaft position sensor and a special reference plate mounted on the camshaft. The principle of operation of the main gas engine systems, which include the power supply and injection of liquefied petroleum gas in the inlet nozzle of each cylinder, as well as a modified contactless electronic ignition system with a movable voltage distributor are described. A special «B» level Avenir Gaz 37 microprocessor electronic control unit has been developed and manufactured, which instead of information (signal) from the camshaft position sensor receives information (signal) about the camshaft position from a modified ignition system to implement sequential liquefied petroleum gas injection. Modification of the ignition system is carried out by finalizing the standard drive disk of the distributor. The rework was carried out by increasing the length of the arc of the circle sector of the first cylinder opening. Tests of the gas internal combustion engine of the D-240-LPG-«B» model with the developed microprocessor control system and Avenir Gaz 37 electronic control unit of the «B» level at idle modes for compliance with the requirements of standard 4277 have been performed. The test results showed that the gas engine D-240-LPG-«B» in terms of carbon monoxide and hydrocarbons in the exhaust gases meets the requirements of standard 4277 and has a significantly lower content than the maximum permissible for engines without catalysts.

Key words: gas internal combustion engine; electronic control system for gas internal combustion engine; micro-processor electronic control unit Avenir Gaz 37 level «B»; liquefied oil gas.

O. M. Kondratenko

ASSESSMENT OF FUEL AND ECOLOGICAL EFFICIENCY OF EXPLOITATION PROCESS OF RECIPROCATING ICE OF POWER PLANTS WITH CONSIDERING OF EMISSION OF BENZO(A)PYRENE AND POLYCYCLIC AROMATIC HYDROCARBONS

In this study, the author has improved its previously proposed methods for determining the value of mass hourly emissions of benzene(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons in diesel engine exhaust gases flow. The purpose of the study is to obtain the values of complex fuel-ecological criterion that characterize the ecological safety level of diesel engine exploitation process considering the emissions of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons as toxic and carcinogenic pollutants. The distributions of such emissions have been obtained over the field of a 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine operating modes field and over the modes of standardized steady testing cycle ESC. The mathematical apparatus and method of application of complex fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov have been improved. The author has obtained the distributions of these indicator values of ecological safety level of power plants with reciprocating ICE exploitation process over the field of 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine operating modes of and over modes of standardized steady testing cycle ESC, as well as its average operating value. It has been established that, average operating values of K_{fe} criterion and the δK_{fe} effect for all investigated variants of accounting for mass hourly emissions of B(a)P and PAH in diesel engine exhaust gas flow are almost identical and reduce the value of the K_{fe} criterion on 29 – 32 % – from 63 % up to 42 – 45 %. The scientific novelty of the obtained results is that the approach of Prof. Igor Parsadanov for criteria-based assessment of fuel-ecological efficiency of autotractor diesel engines exploitation process as a part of power plant considering the of mass hourly emissions of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons with RICE EG flow as the toxic pollutants and also methods for determining of such emissions and ponderability of such pollutants received further development towards in direction of application of this mathematical apparatus for standardized steady testing cycles.

Key words: ecological safety, environmental protection technologies, power plants, reciprocating internal combustion engines, pollutants emission, criteria-based assessment, benzo(a)pyrene, polycyclic aromatic hydrocarbones.

Introduction and problem statement

According to the results of the analysis of the mathematical apparatus of the complex fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov (NTU «KhPI») K_{fe} described in the monograph [1] and improved in the monograph [2] and developed on the basis of method [3] found that it has the following advantages. 1) Taking into account the values of the full set of legislative normalized indicators of toxicity of exhaust gases of reciprocating internal combustion engine (RICE). 2) Availability of physical content. 3) Taking into account the features of the engine exploitation model. 4) Taking into account the value of the RICE fuel consumption. 5) Availability of components that have monetary equivalents. 6) Availability of an absolute internal scale with one reference point, which characterizes the specific assessment object. 7) Operation with specific values of influencing factors.

However, the main disadvantages of the K_{fe} criterion are the following. 1) Failure to take into account statutory norms or other special magnitudes of influencing factors. 2) Obtaining only the average operating values (the original mathematical apparatus described in the monograph [2], does not give individual mode magnitudes). 3) Dependence of the internal scale reference point value on the type and condition of the assessment object. 4) Uncertainty for idling modes and low informativeness for low effective power modes. 5) Uncertainty of some aspects of the instrumental and

methodological component of the systematic error in determining its values. 6) Impossibility to take into account a wider range of ecological safety (ES) factors that are different in physical nature from emissions of gaseous pollutants.

The same source formulates the concept of improving the mathematical apparatus and method of the K_{fe} criterion application, one of the main points of which is the partial overcoming of item 6 of the above disadvantages, namely, the introduction of the criterion of new ES factors into mathematical apparatus.

In particular, in the classification of ES factors, the source of which is RICE in power plant (PP), presented together with the concept, with the corresponding classifier, built on a hierarchical principle (see Table 1 [2]), in addition to directly legally regulated factors – gaseous and aerosol pollutants in the flow of exhaust gases (EG), there are also legally regulated indirectly – sulphur oxides SO_x , polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH), heavy metal compounds, greenhouse gases (CO_2), as well as non-regulated emissions of motor fuel and oil, aerosol of crankcase gases and water vapor and some others. Such ES factors can in principle be introduced into the structure of the K_{fe} criterion.

Other material ES factors contained in the classification, in order to be part of the influencing factors of the mathematical apparatus of the K_{fe} criterion, must transform to the gaseous state (these are spills of liquid pollutants), and those who under normal conditions can

not make such transformation (waste, i.e. solids-pollutants) such a mathematical apparatus cannot be taken into account directly at all.

Table 1. Proposed hierarchical classifier of ES factors the source of which are RICE [2]

Classifier Code	Ecological Safety Factor	Current Status
A	POLLUTANTS	3 / 14
<i>A.a</i>	<i>Gaseous and aerosol substances-pollutants</i>	<i>2 / 8</i>
<i>A.a.1</i>	<i>Legislative normalized directly</i>	<i>2 / 2</i>
A.a.1.1	Emission of products of uncompleted combustion of motor fuel in EG aerosol flow (C _n H _m , CO, PM)	Yes
A.a.1.2	Emission of products of complete combustion of motor fuel in EG aerosol flow (NO _x)	Yes
<i>A.a.2</i>	<i>Legislative normalized indirectly</i>	<i>0 / 3</i>
A.a.2.1	Emission of sulphur oxides in EG aerosol flow (SO _x)	No
A.a.2.2	Emission of PAH and compounds of heavy metals in EG aerosol flow (benzo(a)pyrene, PAH, TEL)	No
A.a.2.3	Emission of greenhouse gases in EG aerosol flow (CO ₂ , H ₂ O, CH ₄ , NO _x)	No
<i>A.a.3</i>	<i>Legislative unnormalized</i>	<i>0 / 3</i>
A.a.3.1	Emission of vapour of motor fuel and oil caused by phenomena of large and small reservoir breathing	No
A.a.3.2	Emission of aerosol of carter gases	No
A.a.3.3	Increasing of atmospheric air humidity (H ₂ O)	No
<i>A.b</i>	<i>Liquid substances-pollutants</i>	<i>0 / 6</i>
<i>A.b.1</i>	<i>Flammable and explosive</i>	<i>0 / 2</i>
A.b.1.1	Pollution of environment by motor fuel	No
A.b.1.2	Pollution of environment by motor oil	No
<i>A.b.2</i>	<i>Incombustible</i>	<i>0 / 2</i>
A.b.2.1	Pollution of environment by cooling liquid	No
A.b.2.2	Pollution of environment by breaking liquid	No
<i>A.b.3</i>	<i>Consistent</i>	<i>0 з 2</i>
A.b.3.1	Pollution of environment by consistent lubricants	No
A.b.3.2	Pollution of environment by conservation liquids	No
B	HARMFUL INFLUENCE FACTORS	0 / 6
<i>B.a</i>	<i>Energetic pollution of environment</i>	<i>0 / 3</i>
B.a.1	Pollution of environment by noise and vibration	No
B.a.2	Pollution of environment by heat	No
B.a.3	Pollution of environment by electromagnetic fields	No
<i>B.b</i>	<i>Informational pollution of environment</i>	<i>0 / 3</i>
B.b.1	Pollution of environment by wrong information	No
B.b.2	Pollution of environment by information noise	No
B.b.3	Pollution of environment by disturbing factors	No
<i>B.c</i>	<i>Consumption of non-renewable energy source</i>	<i>Yes, 1 / 1</i>
C	WASTES (SOLID SUBSTANCES-POLLUTANTS)	0 / 3
C.a	Pollution of environment by alloys of ferrous and non-ferrous metals	No
C.b	Pollution of environment by polymer and composite materials	No
C.c	Pollution of environment by glass and ceramic substances	No

* **A.a.1.1, A.a.1.2, B.c** – ES factors which are taken into account by original mathematical apparatus; **A.a.2.1, A.a.2.3, A.a.3.1 – A.a.3.3, B.a.1, B.a.2** – ES factors which are manifested in normal exploitation process of RICE and can be considered; **A.b.1.1, A.b.1.2, A.b.2.1, A.b.2.2, A.b.3.1, A.b.3.2, B.a.3, B.b.1 – B.b.3, C.a – C.c** – ES factors which are not manifested in normal exploitation process of RICE but can be considered; **A.a.2.2** – ES factor which are studied in this article.

The same applies to non-material ES factors, i.e. harmful influencing factors – energy and information pollution of environment. The only harmful factor that can be taken into account in this case is the consumption of a non-renewable energy source – motor fuel of petroleum origin, which is partly devoted in monograph [2].

There is the main alternative to the K_{fe} criterion – mathematical apparatus of integral index of ecological evaluation of RICE of Prof. Pavlo Kanilo (KhNAHWU) [4]. This criterion was applied in several studies, that was analysed in the study [5].

It is known that RICE operational process produces significant mass hourly emissions of PAH including benzo(a)pyrene (B(a)P) as the toxic and carcinogenic pollutants [4, 5].

However, the analysis of scientific and technical, normative, reference and patent literature the results of the studies of expansion the range of ES factors which takes into account by the mathematical apparatus of the K_{fe} criterion was not revealed, so the implementation of such research and analysis of its results is an relevant scientific task.

Purpose of the study. Obtaining the values of complex fuel-ecological criterion that characterized the ES level of diesel engine exploitation process considering the emissions of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons as the toxic and carcinogenic pollutants. **Problem of the study.** Obtaining the distribution of values of complex fuel-ecological criterion for autotractor diesel engine 2Ch10.5/12 on the standardized steady testing cycle ESC considering the emissions of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons as the toxic and carcinogenic pollutants. **Object of the study.** Ecological safety of diesel engine exploitation process the exploitation model of which corresponds to testing cycle ESC. **Subject of the study.** Influence of emissions of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons as the toxic and carcinogenic pollutants on qualitative and quantitative aspects of object of the study. **Methods of the study.** Analysis of specialized scientific and technical, reference and normative literature, analysis of results of motor bench tests, basics of scientific discipline «Theory of RICE», «Theory of ESMS», «Environment protection technologies», improved mathematical apparatus of complex fuel and ecological criterion, method of least squares.

Tasks of the study

1. Analysis of features of complex fuel-ecological criterion and standardized steady testing cycle ESC.

2. Obtaining of initial data set for implementation of calculated assessment for standardized steady testing cycle ESC and diesel engine 2Ch10.5/12 as a part of PP.

3. Improving the application method for assessing of value of mass hourly emissions of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons with RICE EG flow and ponderability of such ES factor as the toxic pollutants.

4. Calculated assessment of values of complex fuel-ecological criterion for standardized steady testing cycle ESC and analysis of its results.

Scientific novelty of obtained results. The approach of Prof. Igor Parsadanov for criteria-based assessment of fuel-ecological efficiency of autotractor diesel engines exploitation process as a part of power plant considering the of mass hourly emissions of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons with RICE EG flow as the toxic pollutants and also methods for determining of such emissions and ponderability of such pollutants received further development towards in direction of application of this mathematical apparatus for standardized steady testing cycles.

Practical value of obtained results. The obtained results are suitable for providing the qualitative and quantitative assessment of ES level of different types of diesel engine exploitation process considering the emissions of benzo(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons with RICE EG flow as the toxic pollutant.

Analysis of publications

Results of using the mathematical apparatus of integral index of ecology-chemical evaluation of RICE of Prof. Pavlo Kanilo, that is the alternative to mathematical apparatus of complex fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov, which was improved by the author for D21A1 [6] (2Ch10.5/12 in accordance with ISO 3046-1:2002) autotractor diesel engine which operates on modes of ESC standardized steady testing cycle (in accordance with UENCE Regulations № 49 [7]) of this study presented in source [5].

Analysis fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov

The values of the criterion K_{fe} for i -th RICE steady representative operational mode with value of weight factor WF are determined by formula (1) and its components – by formulas (2) – (5) [1, 2].

$$K_{fe} = \eta_e \cdot (1 - \beta) \cdot 10^3 = f \left(\sum_{m=1}^h (A_k \cdot G_k) / G_{fuel} \right), \% \quad (1)$$

$$\sum_{m=1}^h (A_k \cdot G_k) = A(PM) \cdot G(PM) + A(NO_x) \cdot G(NO_x) + A(C_nH_m) \cdot G(C_nH_m) + A(CO) \cdot G(CO), \text{ kg/h} \quad (2)$$

where the index i indicates the values for a separate representative mode of RICE operation or range in the its exploitation model; G_{fuel} – mass hourly fuel consumption, kg/h; G_k – mass hourly emission of k -th pollutant in EG flow, kg/h; A_k – dimensionless index of relative aggressiveness of k -th pollutant in EG flow; $h = 4$ [4] –

number of pollutants in EG flow; η_e – effective efficiency coefficient; β – coefficient of relative exploitation ecological monetary costs.

The average operational value of criterion K_{fe} is described by formula (2) as it was proposed in study [2].

$$K_{fene} = \sqrt[7]{\sum_{i=1}^N (K_{fei}^7 \cdot WF_i) / \sum_{i=1}^N (WF_i)} \cdot 1000, \% \quad (3)$$

Methods of obtaining of values of mass hourly emissions of B(a)P and PAH in criteria-based assessment

In present study the following methods is proposed for such assessment that takes into account the toxic influence of B(a)P and PAH emission on a human in accordance of which formula (2) converts into the formula (4) where value of coefficients $A(B(a)P)$ and $A(PAH)$ determine the formulas (5) and (6) [3, 4].

$$\sum_{m=1}^h (A_k \cdot G_k) = A(PM) \cdot G(PM) + A(NO_x) \cdot G(NO_x) + A(C_nH_m) \cdot G(C_nH_m) + A(CO) \cdot G(CO) + A(B(a)P) \cdot G(B(a)P) + A(PAH) \cdot G(PAH) \text{ kg/h} \quad (4)$$

$$A_k = a_k \cdot \alpha_k \cdot \beta_k \cdot \delta_k, \quad (5)$$

$$a_k = \sqrt{\frac{MPC_{co}(CO) \cdot MCP_{p3}(CO)}{MPC_{co}(k) \cdot MPC_{p3}(k)}}, \quad (6)$$

where a_k – index of relative danger of presence of k -th gaseous or aerosol pollutant in atmospheric air that a human breathes; α_k – correction that takes into account the probability of accumulation of k -th gaseous or aerosol pollutant in environment components, trophic chains and admission to the human body by non-inhalation way; β_k – correction that takes into account the probability of formation of other (secondary) pollutants, more harmful than the original, by the source of the k -th gaseous or aerosol pollutant emitted into the atmosphere; δ_k – correction that takes into account the impact of k -th gaseous or aerosol pollutant on other recipients except a human; $MPC_{ad}(CO)$ and $MPC_{ot}(CO)$, $MPC_{ad}(k)$ and $MPC_{ot}(k)$ – maximum permissible concentration of reference ($A_{CO} = 1,0$, $MPC_{ad}(CO) = 3,0$ mg/m³, $MPC_{ot}(CO) = 20,0$ mg/m³ [5, 24]) and k -th pollutant in air average day-and-night and maximal one-time, mg/m³.

The information about magnitudes of values $A(B(a)P)$ and $A(PAH)$ has been summarized in Table 2 from data in sources [4, 5].

In previous stage of this study, results of which have been described in article [5], it was detected that in case of considering of magnitudes of value of $G(B(a)P)$ in criteria-based assessment the magnitude of value $A(PM)$ is about $1.587 \cdot 10^{-2} \%$ from total ponderability of ecological component of criterion K_{fe} , magnitude of value $A(NO_x)$ – $3.262 \cdot 10^{-3} \%$, magnitude of value $A(CO)$ – $7.932 \cdot 10^{-5} \%$ and the rest of such ponderabili-

ty 99.981 % is accounted for magnitude of value $A(B(a)P)$ – see Table 2. In case of considering of magnitudes of value of $G(PAH)$ the ponderability of such pollutant is 0.990 % from total ponderability and for value $A(PM)$ – $1.571 \cdot 10^{-2}$ %, value $A(NO_x)$ – $3.232 \cdot 10^{-3}$ %, value $A(C_nH_m)$ – $2.503 \cdot 10^{-4}$ %, value $A(CO)$ – $7.826 \cdot 10^{-5}$ %, value $A(B(a)P)$ – 98.991 % – see Tab. 2.

Table 2. Parameters of B(a)P as the pollutant in composition of EG of diesel RICE [4, 5]

Pollutant	Indicator				
	α_k	β_k	γ_k	δ_k	A_k
CO	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
C_nH_m	0.63	1.0	5.0	1.0	3.16
NO ₂	27.4	1.0	1.0	1.5	41.1
SO ₂	11.0	1.0	1.0	2.0	22.0
C (Soot)	17.5	2.0	1.0	1.2	41.5
PM	–	–	–	–	200
B(a)P	$6.3 \cdot 10^5$	2.0	1.0	1.0	$12.6 \cdot 10^5$
PAH	$6.3 \cdot 10^5$	2.0	1.0	1.0	$12.6 \cdot 10^3$

Obtaining of initial data set

In the previous stage of this study, results of which are described in article [5], the improved approach was proposed for obtaining of components of formula (4). Figures 1–3 show the distributions of the values of mass hourly emissions $G(B(a)P)$ and $G(PAH)$ over the field of operating modes and ECS testing cycle modes. Data from motor bench tests of 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine have been obtained in studies [8 – 11].

Results of the study and their analysis

In the second stage of the calculation study, the evaluation results for the following variants were obtained (see Table 3).

Variant A – *Reference* – without taking into account the values of $G(B(a)P)$ and $G(PAH)$.

Variant B – *Single hydrocarbons* – with considering the value of $G(B(a)P)$, which is distributed over the field of operation modes of the diesel engine similar to the value of $G(C_nH_m)$.

Variant C – *Dual hydrocarbons* – with considering the values of $G(B(a)P)$ and $G(PAH)$, which are distributed over the field of operation modes of the diesel engine similar to the value of $G(C_nH_m)$.

Variant D – *Single particles* – with considering the value of $G(B(a)P)$, which is distributed over the field of operation modes of the diesel engine similar to the value of $G(PM)$.

Variant E – *Dual particles* – with taking into account the values of $G(B(a)P)$ and $G(PAH)$, which are distributed over the field of operation modes of the diesel engine similar to the value of $G(PM)$.

The results of the calculated study are illustrated in Fig. 4 – 7. Fig. 4 shows the distribution of magnitu-

des the value of $\Sigma(A_k \cdot G_k)$ by the modes of the ESC testing cycle for all variants of the study, Fig. 5 and 6 – such distributions for the values of K_{fe} and δK_{fe} . Fig. 7 shows the average operational values of K_{fe} and δK_{fe} for all study variants.

On Fig. 4 it can be seen that maximal magnitude of of the value of $\Sigma(A_k \cdot G_k)$ for variant A (the best) (17 kg/h) reaches on mode № 10 (nominal effective power $n_{cs} = 1750$ rpm, $M = 95$ N·m) and minimal (1.5 kg/h) – on mode № 1 (minimal idle $n_{cs} = 750$ rpm, $M = 0$ N·m). For variant E (the worst): maximal (35 kg/h) – on mode № 2 (maximal torque $n_{cs} = 1250$ rpm, $M = 110$ N·m) and minimal (3.0 kg/h) – on mode № 1.

On Fig. 5 it can be seen that maximal magnitude of the value of K_{fe} criterion for variant A (68 %) reaches on mode № 8, minimal (3 %) – on mode № 1. For variant E: maximal (48 %) – on mode № 5, minimal (1 %) – on mode № 1.

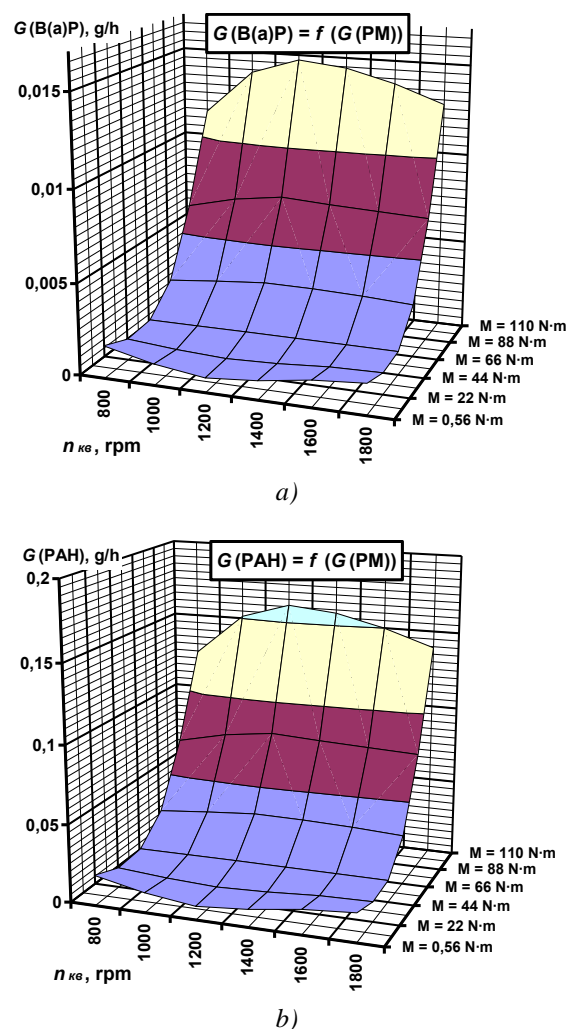
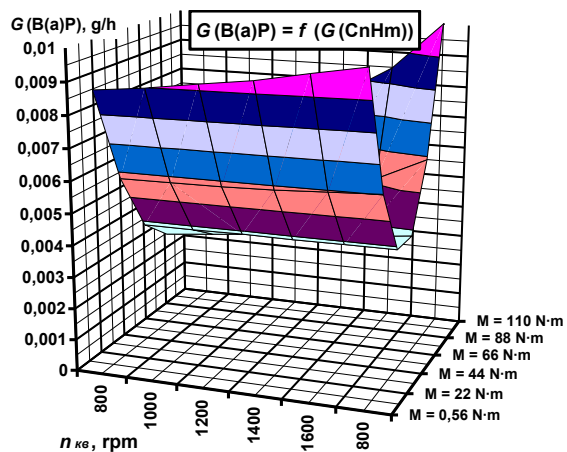
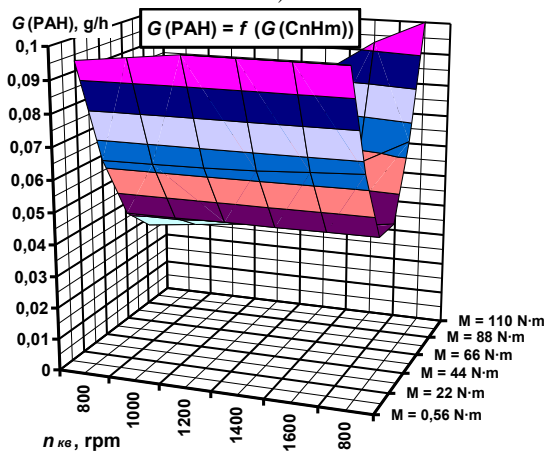


Fig. 1. Distributions of magnitudes of values $G(B(a)P) = f(G(PM))$ (a) and $G(PAH) = f(G(PM))$ (b) on operational modes field of 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine [5]



a)



b)

Fig. 2. Distributions of magnitudes of values $G(B(a)P) = f(C_nH_m)$ (a) and $G(PAH) = f(C_nH_m)$ (b) on operational modes field of 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine [5]

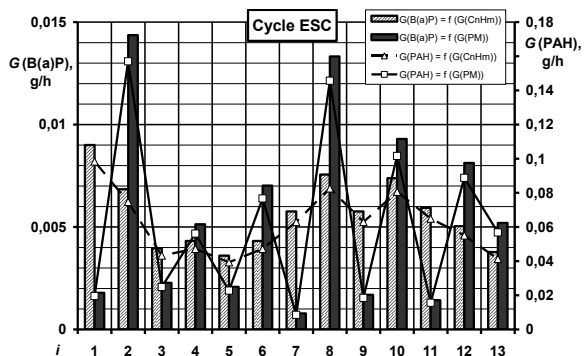


Fig. 3. Distribution of individual mode magnitudes of values $G(B(a)P) = f(G(PM))$ and $G(PAH) = f(G(PM))$, $G(B(a)P) = f(C_nH_m)$ and $G(PAH) = f(C_nH_m)$ for modes of standardized steady testing cycle ESC 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine [5]

On Fig. 6 it can be seen that maximal magnitude of the value of effect δK_{fe} for variant C (-92 %) reaches on mode № 1, minimal (-28 %) – on mode № 6. For variant D: maximal (-63 %) – on mode № 1, minimal (22 %) – on mode № 3.

Table 3. Variants of calculated study

Variant		Parameter			
		G(B(a)P)		G(PAH)	
Sign.	Name	$f(G(C_nH_m))$	$f(G(PM))$	$f(G(C_nH_m))$	$f(G(PM))$
		A	Reference	-	-
B	Single hydrocarbons	+	-	-	-
C	Dual hydrocarbons	+	-	+	-
D	Single particles	-	+	-	-
E	Dual particles	-	+	-	+

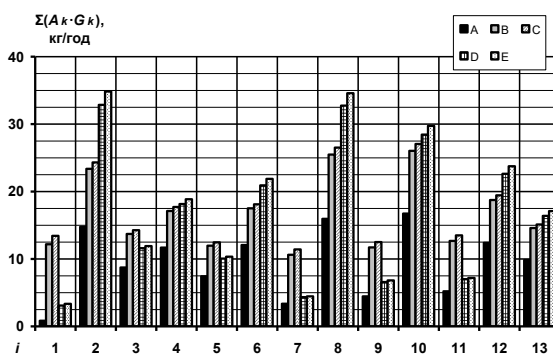


Fig. 4. Distribution of magnitudes of the value of $\Sigma(A_k \cdot G_k)$ by the modes of the ESC testing cycle for all variants of the study

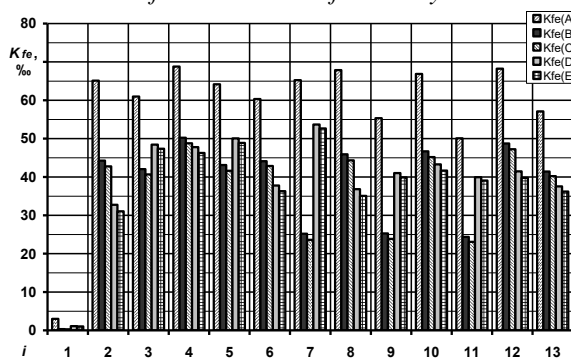


Fig. 5. Distribution of magnitudes the value of K_{fe} by the modes of the ESC testing cycle for all variants of the study

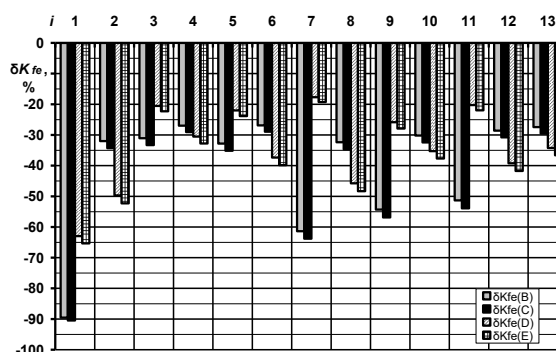


Fig. 6. Distribution of magnitudes the value of δK_{fe} by the modes of the ESC testing cycle for all variants of the study

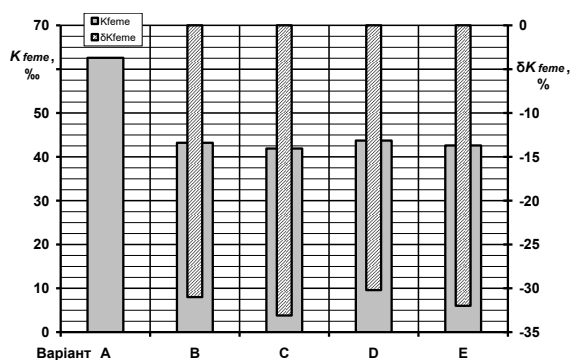


Fig. 7. Average operation magnitudes of values of K_{fe} and δK_{fe} for all study variants

On Fig. 7 it can be seen that average operation magnitudes of values of K_{fe} and δK_{fe} for all studied variants of considering of mass hourly emissions of B(a)P and PAH almost equal to each other and decline the value of K_{fe} criterion on 29 – 32 % – from 63 ‰ up to 42 – 45 ‰.

Conclusions

Thus, in present paper based on the improved methods of determination of values of mass hourly emissions of benzene(a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbons in diesel engine exhaust gases flow for 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine and on modes of standardized steady testing cycle ESC the mathematical apparatus and method of application of complex fuel-ecological criterion of Prof. Igor Parsadanov, have been improved.

Distributions of values of such indicator of ecological safety level of power plants with reciprocating ICE exploitation process on operational modes field of 2Ch10.5/12 autotractor diesel engine and on modes of standardized steady testing cycle ESC and average operation values have been received.

It has been revealed that average operation values of values of criterion K_{fe} and effect δK_{fe} for all studied variants of considering of mass hourly emissions of B(a)P and PAH in diesel engine exhaust gases flow almost equal to each other and declines the value of K_{fe} criterion by 29 – 32 % – from 63 ‰ up to 42 – 45 ‰.

The research was carried out in the science and research work of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Department of National University of Civil Defence of Ukraine «Using of fuzzy logic and psychophysical scales in a critical assessment of the level of ecological safety» (State Reg. № 0119U001001, 2019 – 2021).

References:

1. 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. 2. Kondratenko O.M. Metrological aspects of complex criteria-based assessment of ecological safety level of exploitation of reciprocating engines of power plants: Monograph / O.M. Kondratenko. – Х.: Стиль-Іздат (ФООП Бровін О.В.), 2019. – 532 с. 3. Временная типовая методика определения экономической эффективности осуществления природоохранных мероприятий и оценки экономического ущерба, причиняемого народному хозяйству загрязнением окружающей среды / А.С. Быстров, В.В. Варанкин, М.А. Виленский и др. – М.: Экономика, 1986. – 96 с. 4. Канило П.М. Автомобіль та навколишнє середовище / П.М. Канило, І.С. Бей, О.І. Ровенський. – Х.: Прапор, 2000. – 304 с. 5. Kondratenko O.M. Assessment of ecological and chemical efficiency of exploitation process of reciprocating ICE of vehicle with consideration of emission of sulphur oxides, benzo (a)pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbones / O.M. Kondratenko // Technogenic and Ecological Safety. – Х.: НУЦЗУ, 2020. – № 7(1/2020). – С. 38 – 50. – DOI: 10.5281/zenodo.3780076. 6. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В.В. Эфрос [и др.]. – М.: Машиностроение, 1976. – 277 с. 7. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic recourse]. – Geneva: UNECE, 2013. – 434 p. – URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf>. 8. Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter / O.M. Kondratenko, O.P. Strokov, S.O. Vambol, A.M. Avramenko // Scientific Bulletin of National Mining University. – 2015. – Issue 6 (150). – С. 55–61. 9. 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. – 2017. – № 3/10 (87). – С. 63–73. 10. Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels / O. Kondratenko, I. Mishchenko, G. Chernobay, Yu. Derkach, Ya. Suchikova // Book of Papers of 2018 IEEE 3rd International International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS-2018), 10–14 September 2018. – Kharkiv, NTU «KhPI». – С. 185–189, DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559570. 11. Description of mass hourly emissions of particulate matter of diesel engine by beta-distribution with taking into account the passport accuracy of gas analyzer / O.P. Strokov, O.M. Kondratenko, V.Yu. Koloskov, I.V. Mishchenko // Двигуни внутрішнього згорання. – 2019. – № 1. – pp. 49 – 62.

Bibliography (transliterated):

1. Parsadanov, I.V. (2003), "Improving the quality and competitiveness of diesel engines based on complex fuel and ecological criteria: monograph" [Pidvyshshennya yakosti ta konkurentosproможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія], Kharkiv, Publ. NTU "KhPI", 244 p. 2. Kondratenko O.M. (2019), Metrological aspects of complex criteria-based assessment of ecological safety level of exploitation of reciprocating engines of power plants : Monograph, Publ. Style-Izdat (FOP Brovin O.V.), NUCPU, Kharkiv, Ukraine, 532 p. 3. Bystrov A.S.,

Varankiv V.V., Vilensky M.A. et al. (1986). "Temporary standard methodology for determining the economic efficiency of environmental protection measures and assessing the economic damage caused to the national economy by environmental pollution", Moscow, Publ. Ekonomika, 96 p. 4. Kanilo P.M., Bey I.S., Rovensky O.I. (2000), "Automobile and environment", Kharkiv, Publ. Prapor, 304 p. 5. Kondratenko O.M. (2020), "Assessment of ecological and chemical efficiency of exploitation process of reciprocating ICE of vehicle with consideration of emission of sulphur oxides, benzo(a) pyrene and polycyclic aromatic hydrocarbones", Technogenic and Ecological Safety, № 7(1/2020), pp. 38–50, DOI: 10.5281/zenodo.3780076. 6. Efros V.V. et al. (1976), "Diesel engines with air cooling of Vladimir tractor plant", Moscow, Publ. Mashinostroyeniye, 277 p. 7. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine: regulation United Nations Economic and Social Council Economics Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles of 26 January 2013 year Regulation No. 49, Revision 6 [Electronic recourse]. – Geneva: UNECE, 2013. – 434 p. – URL: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/>

wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf. 8. Kondratenko, O.M., Stokov, O.P., Vambol, S.O., Avramenko A. M. (2015), "Mathematical model of efficiency of diesel particulate matter filter", Scientific Bulletin of NMU, Issue 6 (150), pp. 55–61, URL: <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/2227>. 9. 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), pp. 63–73, URL: <http://journals.uran.ua/eejet/article/viewFile/102314/100169>. 10. Kondratenko, O., Mishchenko, I., Chernobay G., Derkach, Yu., SuchikovaYa. (2018), "Criteria based assessment of the level of ecological safety of exploitation of electric generating power plant that consumes biofuels", Book of Papers of 2018 IEEE 3rd International International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS–2018), 10–14 September, Kharkiv, Publ. NTU "KhPI", pp. 185–189. URL: www.ieps.org.ua, DOI: 10.1109/IEPS.2018.8559570. 11. Stokov O.P., Kondratenko O.M., Koloskov V.Yu., Mishchenko I.V. (2019), "Description of mass hourly emissions of particulate matter of diesel engine by beta-distribution with taking into account the passport accuracy of gas analyzer", Internal combustion engines, № 1, pp. 49–62, DOI: 10.20998/0419-8719.2019.1.09.

Received to the editorial office 12.06.2020

Kondratenko Olexandr Mykolayovych – Cand. Sci.(Tech.), Assoc. Prof., Assoc. Prof. of Applied Mechanics and Environment Protection Technologies Dept., National University of Civil Defence of Ukraine, Kharkiv, Ukraine, e-mail: kongratenkoom2016@gmail.com, ORCID ID: 0000-0001-9687-0454, Scopus ID: 57144373800, ResearcherID: D-7346-2018, Google Scholar ID: 0lhbJMCAAJ.

ОЦІНЮВАННЯ ПАЛИВНО-ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПОРШНЕВОГО ДВЗ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ ВИКИДІВ БЕНЗ(а)ПІРЕНА ТА ПОЛІЦИКЛІЧНИХ АРОМАТИЧНИХ ВУГЛЕВОДНІВ

О. М. Кондратенко

У даному дослідженні вдосконалено запропоновані автором раніше методики визначення значення масових годинних викидів бенз(а)пірену та поліциклічних ароматичних вуглеводнів з потоком відпрацьованих газів дизельного двигуна. Метою дослідження є отримання величин комплексного паливно-екологічного критерію, які характеризують рівень екологічної безпеки процесу експлуатації дизельних двигунів з урахуванням викидів бенз(а)пірену та поліциклічних ароматичних вуглеводнів як токсичних та канцерогенних поллютантів. Отримано розподіли таких викидів по полю робочих режимів автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 та за режимами стандартизованого стаціонарного випробувального циклу ESC. Вдосконалено математичний апарат та методику застосування комплексного паливно-екологічного критерію проф. Ігоря Парсаданова. Отримано розподіли значень цього показника рівня екологічної безпеки процесу експлуатації енергоустановок з поршневим ДВЗ по полю робочих режимів автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 та за режимами стандартизованого стаціонарного випробувального циклу ESC, а також його середньоексплуатаційне значення. Встановлено, що середньоексплуатаційні значення критерію K_{fe} та ефекту δK_{fe} для усіх досліджених варіантів врахування масових годинних викидів Б(а)П і ПАВ з потоком відпрацьованих газів дизеля майже ідентичні одне одному та знижують значення критерію K_{fe} на 29 – 32 % – з 63% до 42 – 45 %. Наукова новизна одержаних результатів полягає в отриманні подальшого розвитку підходу проф. Ігоря Парсаданова щодо критеріїв оцінювання паливно-екологічної ефективності процесу експлуатації автотракторних дизельних двигунів як частини енергоустановки з урахуванням масових годинних викидів бенз(а)пірену та поліциклічних ароматичних вуглеводнів з потоком відпрацьованих газів поршневого ДВЗ як токсичних поллютантів, а також в розробленні методики визначення таких викидів та їх вагомості у напрямку застосування цього математичного апарату для стандартизованих стаціонарних випробувальних циклів.

Ключові слова: екологічна безпека; технології захисту навколишнього середовища; енергетичні установки; поршневі двигуни внутрішнього згорання; викиди поллютантів, критеріальне оцінювання; бенз(а)пірен; поліциклічні ароматичні вуглеводні.

ОЦЕНКА ТОПЛИВО-ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОРШНЕВОГО ДВС ЭНЕРГОУСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ВЫБРОСОВ БЕНЗ(А)ПИРЕНА И ПОЛИЦИКЛИЧЕСКИХ АРОМАТИЧЕСКИХ УГЛЕВОДОРОДОВ

А. Н. Кондратенко

В данном исследовании усовершенствованы предложенные автором ранее методики определения значения массовых часовых выбросов бенз(а)пирена и полициклических ароматических углеводородов с потоком отработавших газов дизельного двигателя. Целью исследования является получение величин комплексного топливно-экологического критерия, характеризующих уровень экологической безопасности процесса эксплуатации дизельных двигателей с учетом выбросов бенз(а)пирена и полициклических ароматических углеводородов как токсичных и канцерогенных поллютантов. Получены распределения таких выбросов по полю рабочих режимов автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 и по режимам

стандартизованого стаціонарного испытательного цикла ESC. Усовершенствованы математический аппарат и методика применения комплексного топливно-экологического критерия проф. Игоря Парсаданова. Получены распределения значений этого показателя уровня экологической безопасности процесса эксплуатации энергоустановок с поршневым ДВС по полю рабочих режимов автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 и по режимам стандартизованного стаціонарного испытательного цикла ESC, а также его среднеэксплуатационное значение. Установлено, что среднеэксплуатационные значения критерия K_{fe} и эффекта δK_{fe} для всех исследованных вариантов учета массовых часовых выбросов Б(а)П и ПАУ с потоком отработавших газов дизеля почти идентичны друг другу и снижают значение критерия K_{fe} на 29 – 32 % – с 63 % до 42 – 45 %. Научная новизна полученных результатов заключается в том, что получил дальнейшее развитие подход проф. Игоря Парсаданова к критериальному оцениванию топливно-экологической эффективности процесса эксплуатации автотракторных дизельных двигателей как части энергоустановки с учетом массовых часовых выбросов бенз(а)пирена и полициклических ароматических углеводородов с потоком отработавших газов поршневого ДВС как токсичных поллютантов, а также в разработке методики определения таких выбросов и их весомости в направлении применения этого математического аппарата для стандартизованных стаціонарных испытательных циклов.

Ключевые слова: экологическая безопасность; технологии защиты окружающей среды; энергетические установки; поршневые двигатели внутреннего сгорания; выброс поллютантов, критериальное оценивание; бенз(а)пирен; полициклические ароматические углеводороды.

УДК 621.43.068

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.1.08

А.П. Полив'янчук

РЕАЛІЗАЦІЯ НА БАЗІ МІКРОТУНЕЛЮ МЕТОДУ ДИНАМІЧНОГО КОНТРОЛЮ КОНЦЕНТРАЦІЙ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛІВ

Проаналізовано сучасні методи динамічного контролю викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів. Розглянуто принципи дії та технічні характеристики методів: Method for Real-Time Mass Microbalances, Tapered element oscillating microbalance – TEOM, Quartz Crystal Microbalance – QCM та Laser Induced Incandescence – LII. Встановлено, що точність цих методів забезпечує можливість вимірювань наднизьких концентрацій твердих частинок з чутливістю до $\pm 2 \text{ мкг/м}^3$ в діапазонах: 1,25 ... 0,25 ... 0,063 мг/м^3 , відповідно до вимог норм Євро-3, Євро-4,5 та Євро-6, а швидкодія вказаних методів забезпечує можливість контролю миттєвих значень викидів твердих частинок в ході виконання транзйентних випробувальних циклів дизелів: European Transient Cycle (ETC), Worldwide Transient Vehicle Cycle (WTVTC), Worldwide heavy-duty transient cycle (WHTC) та ін. На основі аналізу вказаних методів, світового та вітчизняного досвіду створення і експлуатації систем екологічної діагностики дизелів запропоновано для практичного застосування метод динамічного контролю концентрацій твердих частинок з оптичним чутливим елементом. Сутність даного методу полягає у непрямому визначенні миттєвих концентрацій твердих частинок за показником оптичної непрозорості – димності відпрацьованих газів дизеля з використанням емпіричної залежності між цими величинами, яка встановлюється в ході калібрування оптичного детектора твердих частинок гравіметричною системою – мікротунелем МКТ-2. Розглянуті принципова схема даного методу, технічні засоби для його реалізації, до яких відносяться: частковоопотокова система розбавлення відпрацьованих газів повітрям з МКТ-2 та динамічний детектор твердих частинок. Встановлено максимально допустимі значення коефіцієнтів розбавлення відпрацьованих газів повітрям в МКТ-2, при яких забезпечується потрібна точність вимірювань концентрацій твердих частинок оптичним детектором з чутливістю $\pm 0,1 \%$ за шкалою Hartridge при відповідності рівнів викидів твердих частинок дизеля вимогам норм Євро 3-6.

Ключові слова: дизель, відпрацьовані гази, тверді частинки, динамічний контроль, мікротунель, концентрація, димність.

Вступ

Відомо, що робота транспортних дизелів різного призначення супроводжується викидами у атмосферу шкідливих речовин – продуктів згоряння палива, що сприяє розвитку локальних та глобальних екологічних проблем навколишнього середовища, таких як: парниковий ефект, руйнування озонового шару атмосфери, погіршення якості повітря, утворення смогів, випадіння кислотних опадів та ін.

До складу найбільш небезпечних за дією на організм людини та довкілля забруднюючих речовин у складі відпрацьованих газів (ВГ) дизелів відносять тверді частинки (ТЧ), які визначають як

весь матеріал, зібраний на спеціальних фільтруючих засобах після пропускання через них ВГ, розбавлених чистим повітрям до температури, що не перевищує 52 °С [1].

Для забезпечення ефективного контролю нормованих викидів дизельних ТЧ передбачено використання складних високовартісних вимірювальних комплексів – розбавляючих тунелів, які в умовах інтенсивної екологічної модернізації сучасних двигунів повинні мати такі властивості, як: висока універсальність – можливість використання при проведенні екологічної діагностики дизелів різних типів автомобільних, тепловозних, тракторних, судових та ін.; висока точність – можливість ви-

стандартизованого стаціонарного испытательного цикла ESC. Усовершенствованы математический аппарат и методика применения комплексного топливно-экологического критерия проф. Игоря Парсаданова. Получены распределения значений этого показателя уровня экологической безопасности процесса эксплуатации энергоустановок с поршневым ДВС по полю рабочих режимов автотракторного дизеля 2Ч10,5/12 и по режимам стандартизованного стаціонарного испытательного цикла ESC, а также его среднеэксплуатационное значение. Установлено, что среднеэксплуатационные значения критерия K_{fe} и эффекта δK_{fe} для всех исследованных вариантов учета массовых часовых выбросов Б(а)П и ПАУ с потоком отработавших газов дизеля почти идентичны друг другу и снижают значение критерия K_{fe} на 29 – 32 % – с 63 % до 42 – 45 %. Научная новизна полученных результатов заключается в том, что получил дальнейшее развитие подход проф. Игоря Парсаданова к критериальному оцениванию топливно-экологической эффективности процесса эксплуатации автотракторных дизельных двигателей как части энергоустановки с учетом массовых часовых выбросов бенз(а)пирена и полициклических ароматических углеводородов с потоком отработавших газов поршневого ДВС как токсичных поллютантов, а также в разработке методики определения таких выбросов и их весомости в направлении применения этого математического аппарата для стандартизованных стаціонарных испытательных циклов.

Ключевые слова: экологическая безопасность; технологии защиты окружающей среды; энергетические установки; поршневые двигатели внутреннего сгорания; выброс поллютантов, критериальное оценивание; бенз(а)пирен; полициклические ароматические углеводороды.

УДК 621.43.068

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.1.08

А.П. Полив'яничук

РЕАЛІЗАЦІЯ НА БАЗІ МІКРОТУНЕЛЮ МЕТОДУ ДИНАМІЧНОГО КОНТРОЛЮ КОНЦЕНТРАЦІЙ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛІВ

Проаналізовано сучасні методи динамічного контролю викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів. Розглянуто принципи дії та технічні характеристики методів: Method for Real-Time Mass Microbalances, Tapered element oscillating microbalance – TEOM, Quartz Crystal Microbalance – QCM та Laser Induced Incandescence – LII. Встановлено, що точність цих методів забезпечує можливість вимірювань наднизьких концентрацій твердих частинок з чутливістю до $\pm 2 \text{ мкг/м}^3$ в діапазонах: 1,25 ... 0,25 ... 0,063 мг/м^3 , відповідно до вимог норм Євро-3, Євро-4,5 та Євро-6, а швидкодія вказаних методів забезпечує можливість контролю миттєвих значень викидів твердих частинок в ході виконання транзйентних випробувальних циклів дизелів: European Transient Cycle (ETC), Worldwide Transient Vehicle Cycle (WTVTC), Worldwide heavy-duty transient cycle (WHTC) та ін. На основі аналізу вказаних методів, світового та вітчизняного досвіду створення і експлуатації систем екологічної діагностики дизелів запропоновано для практичного застосування метод динамічного контролю концентрацій твердих частинок з оптичним чутливим елементом. Сутність даного методу полягає у непрямому визначенні миттєвих концентрацій твердих частинок за показником оптичної непрозорості – димності відпрацьованих газів дизеля з використанням емпіричної залежності між цими величинами, яка встановлюється в ході калібрування оптичного детектора твердих частинок гравіметричною системою – мікротунелем МКТ-2. Розглянуті принципова схема даного методу, технічні засоби для його реалізації, до яких відносяться: частковоопотокова система розбавлення відпрацьованих газів повітрям з МКТ-2 та динамічний детектор твердих частинок. Встановлено максимально допустимі значення коефіцієнтів розбавлення відпрацьованих газів повітрям в МКТ-2, при яких забезпечується потрібна точність вимірювань концентрацій твердих частинок оптичним детектором з чутливістю $\pm 0,1 \%$ за шкалою Hartridge при відповідності рівнів викидів твердих частинок дизеля вимогам норм Євро 3-6.

Ключові слова: дизель, відпрацьовані гази, тверді частинки, динамічний контроль, мікротунель, концентрація, димність.

Вступ

Відомо, що робота транспортних дизелів різного призначення супроводжується викидами у атмосферу шкідливих речовин – продуктів згоряння палива, що сприяє розвитку локальних та глобальних екологічних проблем навколишнього середовища, таких як: парниковий ефект, руйнування озонового шару атмосфери, погіршення якості повітря, утворення смогів, випадіння кислотних опадів та ін.

До складу найбільш небезпечних за дією на організм людини та довкілля забруднюючих речовин у складі відпрацьованих газів (ВГ) дизелів відносять тверді частинки (ТЧ), які визначають як

весь матеріал, зібраний на спеціальних фільтруючих засобах після пропускання через них ВГ, розбавлених чистим повітрям до температури, що не перевищує 52 °С [1].

Для забезпечення ефективного контролю нормованих викидів дизельних ТЧ передбачено використання складних високовартісних вимірювальних комплексів – розбавляючих тунелів, які в умовах інтенсивної екологічної модернізації сучасних двигунів повинні мати такі властивості, як: висока універсальність – можливість використання при проведенні екологічної діагностики дизелів різних типів автомобільних, тепловозних, тракторних, судових та ін.; висока точність – можливість ви-

мірювань наднизьких концентрацій ТЧ з чутливістю до ± 2 мкг/м³ в діапазонах: 1,25 ... 0,25 ... 0,063 мкг/м³, які відповідають вимогам норм Євро-3, Євро-4,5 та Євро-6, відповідно [2-4]; компактність, мобільність та низька вартість обладнання. З введенням до складу нормованих процедур екологічної діагностики дизелів транзйентних випробувальних циклів, таких як: European Transient Cycle (ETC), Worldwide Transient Vehicle Cycle (WTVC), Worldwide heavy-duty transient cycle (WHTC) та ін. [5-9] до основних властивостей розбавляючих тунелів додано динамічність – можливість контролю миттєвих значень концентрацій та викидів ТЧ з ВГ дизеля в ході виконання регламентованої процедури випробувань.

На основі аналізу сучасних методів динамічного контролю викидів ТЧ, світового та вітчизняного досвіду створення і експлуатації систем екологічної діагностики дизелів автором запропоновано використання на базі компактного автоматизованого вимірювального комплексу з мікротунелем МКТ-2 [10] методу динамічного контролю концентрацій ТЧ з оптичним чутливим елементом.

Мета і завдання дослідження

Мета роботи полягала у створенні та оцінюванні точності методу динамічного контролю концентрацій ТЧ у ВГ дизелів, який реалізується на базі автоматизованої системи гравіметричного контролю ТЧ – мікротунеля МКТ-2. Для досягнення цієї мети вирішено наступні завдання: 1) аналіз сучасних методів динамічного контролю викидів ТЧ; 2) створення на базі міротунелю МКТ-2 методу динамічного контролю концентрацій ТЧ з оптичним чутливим елементом; 3) оцінка точності запропонованого методу.

Аналіз сучасних методів динамічного контролю викидів ТЧ

Ще в 70...80-х роках минулого століття значною популярністю користувалися так звані мікроваги, в основі дії яких лежить зміна частоти власних коливань чутливого елемента (кварцового кристала) залежно від маси матеріалу, що осідає на його поверхні [2-4]. Потім увага до цього методу зменшилась в наслідок проблем, пов'язаних з перевантаженням кристала при високих рівнях викидів ТЧ, відскоком частинок внаслідок неідеального з'єднання з уловлюючою поверхнею та проблем з калібруванням. Але зменшення норм на викиди дизельних частинок і використання сучасних технологій дозволяють дати даному методу друге життя та забезпечити ефективність його застосування при проведенні безперервного аналізу викидів ТЧ в ході випробувань дизелів за циклами змінних режимів. Метод вимірювання масової

концентрації ТЧ в реальному масштабі часу, що здійснюється за допомогою вимірювання змін частоти коливань чутливого елемента, на якому осідають частинки, отримав назву *Method for Real-Time Mass Microbalances*. Перевагою даного методу в порівнянні з іншими динамічними методами є те, що він дозволяє визначати саме масу частинок, які осідають на фільтрі.

Метод мікроваг з конічним чутливим елементом, що коливається – *Tapered element oscillating microbalance – TEOM* [5] заснований на відповідності резонансної частоти коливань уловлювача, який використовується для збирання ТЧ з масою матеріалу, що уловлюється (рис. 1).

Принцип дії методу ТЕОМ полягає у наступному. ВГ протягом випробувань безперервно проходить через вакуумний конічний елемент з нержавіючої сталі, на вході в який розташована касета з фільтром для уловлювання ТЧ. Діаметр верхньої горловини елемента становить 2 мм. Конічний елемент безупинно приводиться в коливальний рух у вертикальній площині з частотою порядку 100 Гц. Збільшення загальної маси пристрою при осадженні ТЧ на фільтрі призводить до зміни частоти коливань уловлювача в цілому, що реєструється оптикоелектронною системою спостереження із зворотним зв'язком.

Це дозволяє безперервно реєструвати масу накопичених частинок та розраховувати їх миттєву концентрацію у ВГ з роздільною здатністю в декілька секунд, а також розраховувати середню концентрацію частинок за цикл випробувань.

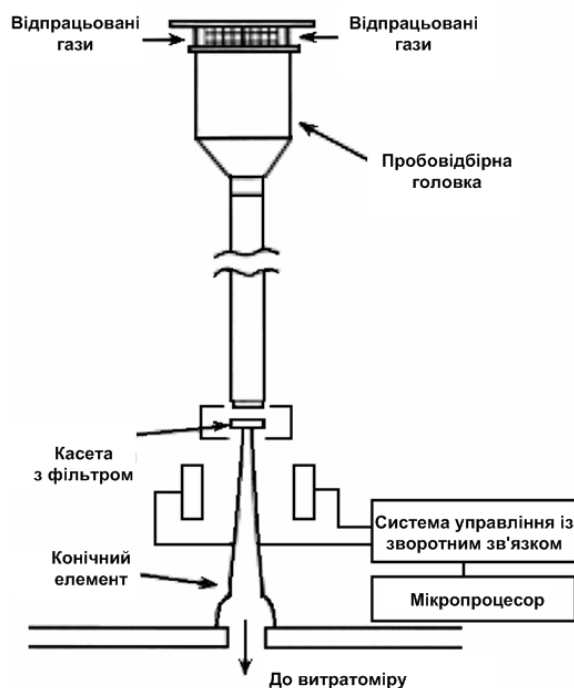


Рис. 1. Принципова схема методу ТЕОМ

Межа детектування концентрації ТЧ дорівнює приблизно 2 мкг/м^3 . Метод забезпечує високу узгодженість результатів зі стандартною гравіметричною процедурою визначення вмісту ТЧ у ВГ за рахунок однакового механізму вловлювання частинок [3]. Однак при високому вмісті летючого матеріалу (вуглеводнів) метод дає занижені результати.

Мікроваги з п'єзоелектричним чутливим елементом – *Quartz Crystal Microbalance – QCM* мають той же принцип роботи, що й ТЕОМ [6]. При цьому в якості чутливого елемента використаний п'єзоелектричний датчик, який являє собою кварцовий кристал. Такі кристали є найпростішими гармонійними осциляторами з природною частотою $\sim 5 \text{ МГц}$. Принцип дії датчика заснований на п'єзоелектричному ефекті - виникненні електричного заряду на протилежних гранях кристалу, який має форму прямокутного паралелепіпеду, при його деформації під дією стискаючого або розтяжного зусилля. Для вимірювання електричних зарядів, що виникають на протилежних гранях кварцової пластини, останні покривають металевим шаром, в результаті чого утворюється конденсатор. Кварц має низьку температурну чутливість і має значний модуль пружності – $8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$, що дозволяє здійснювати вимірювання при незначних переміщеннях [6]. П'єзоелектричні чутливі елементи дають можливість контролювати процеси, що швидко протікають, оскільки заряди утворюються практично безінерційно.

Через виборчий вхід частинки діаметром менше $2,5 \text{ мкм}$ надходять у вимірювальний пристрій і проходять через зону коронного розряду, де отримують позитивний заряд (рис. 2).

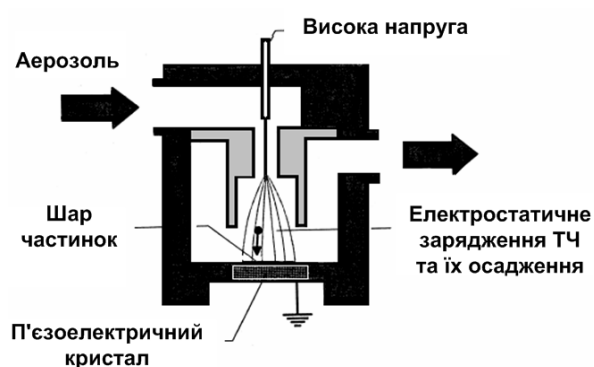


Рис. 2. Схема мікроваги з п'єзоелектричним чутливим елементом

За рахунок дії електростатичних сил заряджені частинки осідають на поверхні кварцового кристалу, частота коливань якого змінюється відповідно до маси осаджувального матеріалу. При цьому

зміна частоти коливань кристалу носить лінійний характер, що забезпечує можливість проводити вимірювання навіть при незначних відкладеннях частинок та, відповідно, при невеликих змінах їхньої маси. Невеликі маси відкладень дозволяють кристалу з частинками вібрувати як єдине ціле. Оскільки частота власних коливань кварцу надзвичайно висока, то механічні коливання не можуть вплинути на результати вимірювань, що забезпечує надійність датчика при високій роздільній здатності – 2 мкг/м^3 .

Кореляція результатів QCM та стандартного гравіметричного методу в діапазоні $0,2 \dots 2,5 \text{ мг/м}^3$ становить майже $0,95$. Цей метод є одним з найбільш ефективних при вимірюванні низьких рівнів викидів ТЧ, наприклад, якщо дизель оснащений сажовим фільтром. Він показує більш високу відтвореність, ніж стандартний гравіметричний метод вимірювань. Коефіцієнт варіації результатів методу QCM протягом одного дня не перевищує 10% для транзійтних циклів, при цьому варіація результатів між випробуваннями, зробленими в різні дні, складає $15 \dots 30 \%$ [3].

Метод лазерного розжарювання ВГ – *Laser Induced Incandescence - LI* дозволяє одночасно проводити вимірювання масової концентрації дисперсних частинок, розмірів первинних частинок сажі та лічильної концентрації ТЧ одним приладом [5,6,11]. Основний принцип вимірювань полягає у швидкому нагріванні частинок сажі високоенергетичним лазерним імпульсом до температури $\sim 4000 \text{ К}$ та аналізі термічного випромінювання, яке при цьому утворюється. У момент, коли температура нагріву частинок максимальна, сигнал детектору, майже пропорційний об'ємній та масовій концентраціям ТЧ у обсязі проби, аналізується. При високій інтенсивності лазерного випромінювання (кілька десятків мВт/см^2) ТЧ досягають температури близько 4000 К за кілька наносекунд. При довжині хвилі детектування $\sim 530 \text{ нм}$ інтенсивність термічного випромінювання збільшується на кілька порядків і стає можливим чітко відділення сигналу детектору від фонового світіння.

Аналізатор LI складається з джерела випромінювання, в якості якого використаний Nd:YAG лазер, чуттєвого елемента, кільця адаптера для встановлення у вихлопній трубі дизеля та діалогового пристрою оцінки даних [11]. Аналізатор забезпечує можливість проведення як автономних, так і системних вимірів з високою роздільною здатністю за часом до 20 Гц . Це дозволяє використовувати пристрій при дослідженнях високо динамічних процесів, зокрема при випробуваннях двигунів за циклами змінних режимів (рис. 3).

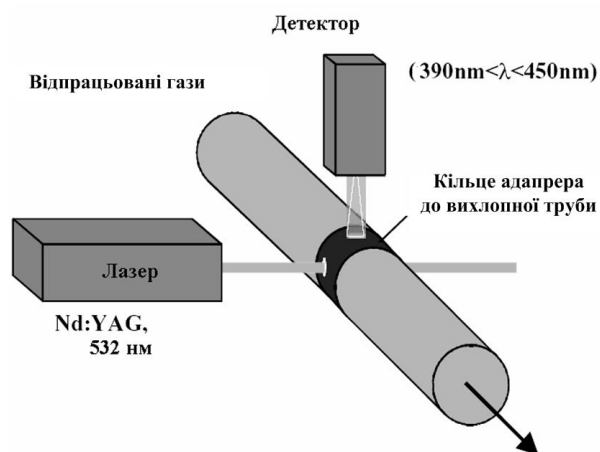


Рис. 3. Схема аналізатору Laser Induced Incandescence

Основні переваги даного методу, крім його високої чутливості – 2 мкг/м³, це гнучка придатність як для нерозбавлених, так і для розбавлених ВГ, як для вимірювань в системах CVS, так і в частковопоточних тунелях. Завдяки своїй високій чутливості і високій роздільній здатності за часом вимірювач ЛІІ може бути використаний при випробуваннях двигунів з наднизькими рівнями викидів ТЧ, випробуваннях за всіма стандартними процедурами на динамометричних або моторних стендах. Аналізатор ЛІІ забезпечує високу відтворюваність даних, навіть якщо рівні концентрацій частинок після сажового фільтру близькі до рівня шуму приладу. Типовий коефіцієнт варіації при випробуваннях дизеля протягом одного дня не перевищує 12,5 % для циклів перехідних режимів та 20 % – для стаціонарних циклів. У дослідженнях фірми Рікардо концентрації ТЧ становили 0,008 мг/м³ при випробуваннях за циклами ETC та WHDC, що приблизно відповідає рівням викидів ТЧ – 0,0008 та 0,0012 г/кВт·год [6].

Виклад основного матеріалу

Альтернативою представленим вартісним та високотехнологічним методам вимірювань миттєвих концентрацій ТЧ є недорогий, малоінерційний метод динамічного контролю ТЧ з оптичним чутливим елементом. Цей метод реалізується на базі мікротунеля МКТ-2 і дозволяє визначати миттєві концентрації ТЧ – C_{pt} за показником оптичної непрозорості – димності ВГ, розбавлених в q разів повітрям в мікротунелі – N_{dil} , з використанням калібрувальної характеристики $C_{pt} = f(N_{dil})$, яка визначається експериментально. Опис даного методу та технічних засобів для його використання представлено нижче.

Методика визначення допустимого ступеня розбавлення ВГ повітрям при динамічному контролі викидів ТЧ в МКТ-2 дозволяє встановити максимально допустимі значення коефіцієнту розбавлення ВГ – q_{max} , при якому величина N_{dil} , що вимірюється оптичним чутливим елементом досягає межі чутливості за шкалою Hartridge: $\Delta N = \pm 0,01\%$ [12]. При цьому використовується формула:

$$q_{max} = \frac{N(C_{pt})}{\Delta N}, \quad (1)$$

де $N(C_{pt})$ – емпірична залежність, яка відображає кореляційний зв'язок між димністю та концентрацією ТЧ у ВГ [13]:

$$N = 100 \cdot (1 - e^{-2,865C}). \quad (2)$$

Визначення величин q_{max} для різних нормованих рівнів викидів ТЧ здійснюється шляхом підстановки у формули (1) і (2) відповідних цим рівням концентрацій ТЧ у ВГ.

Принцип дії та технічні характеристики мікротунелю МКТ-2. Мікротунель МКТ-2 (рис. 4) – компактний автоматизований вимірювальний комплекс для гравіметричного контролю викидів ТЧ, спроектований у відповідності до вимог міжнародних нормативних документів [1,14]. Принцип дії МКТ-2 полягає у наступному (рис. 5).

Частина ВГ з масовою витратою G'_{exh} відбирається з вихлопної труби двигуна – ВТ і через трубопровід транспортування проби – ТП подається в розбавляючий тунель – РТ, де відбувається її змішування з атмосферним повітрям. З тунелю потік розбавлених ВГ з масовою витратою G_t через один з шарових кранів надходить або в байпасну магістраль, або в робочий канал, в якому встановлений патрон із двома фільтрами для відбору ТЧ.

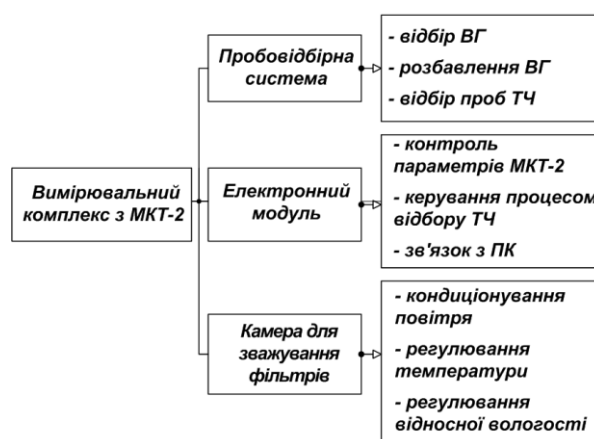


Рис. 4. Структура вимірювального комплексу з МКТ-2 та функції, які вони виконують

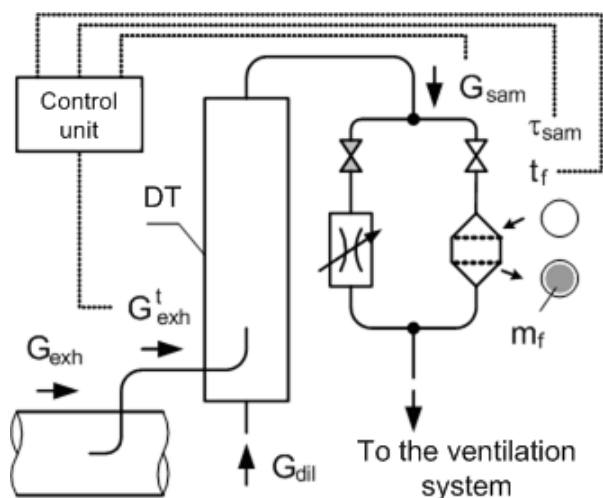


Рис. 5. Принципова схема мікротунелю MKT-2

Масова витрата G_t створюється штатною газодувкою ГД1 та підтримується постійною на заданому рівні у відповідності до обраного режиму розбавлення ВГ. При цьому температура проби перед фільтром t_f не перевищує 52 °С.

Величина G_t вимірюється витратоміром V_1 – колектором з внутрішнім діаметром 8 мм; для визначення масової витрати потоку компенсованого повітря G_{com} , яка дорівнює величині G'_{exh} , використовується витратомір V_2 – нормальне сопло з внутрішнім діаметром 3 мм.

Шарові крани K1 і K2, які визначають напрямки руху потоку проби у лінії відбору проб – ЛВ, завжди перебувають у протилежних станах: коли один відкритий – інший закритий і навпаки. При підготовці проби до аналізу відкритий кран K1 і розбавлені ВГ протікають через байпасну магістраль. За допомогою дроселя Д забезпечується регулювання тиску в даній магістралі таким чином, щоб у момент перемикання кранів не виникало гідравлічного удару. При виконанні процедури відбору проб ТЧ відкритий кран K2 і весь потік розбавлених ВГ протікає через фільтр. При цьому фіксується тривалість даної процедури – τ_{sam} . Коефіцієнт розбавлення ВГ у тунелі – q визначається за формулою

$$q = \frac{G_t}{G_{com}} \quad (3)$$

Після завершення випробувань вимірюється маса ТЧ – m_f , як приріст маси робочого фільтру за час випробувань. Для контролю параметрів G_t , G_{com} , τ_{sam} , t_f і керування шаровими кранами K1 і K2 використовується мікропроцесорний блок. У ході виконання випробувань усі зазначені величини протоколюються та використовуються при визначенні масових (г/год), питомих (г/кВт·год) викидів

ТЧ на окремих режимах роботи дизеля та середньоексплуатаційного викиду ТЧ за цикл (г/кВт·год).

Технічні характеристики мікротунелю MKT-2 при використанні гравіметричного методу контролю ТЧ:

– *показники точності вимірювань*: інструментальні похибки вимірювань масових (г/год) та середньоексплуатаційних викидів ТЧ (г/кВт·год) складають 3...10% та 3,5%, відповідно (при допустимих значеннях вказаних похибок: 3...8,5%, та 3,6...5,1%, відповідно);

– *показники швидкодії*: тривалість підготовки мікротунелю до проведення вимірювання не перевищує 1 хв; тривалості процедур відбору проб ТЧ становлять: на режимах холостого ходу та малої потужності – 5...7 хв, на режимах середньої потужності – 2...3 хв, на режимі номінальної потужності – до 1 хв.

Основними якостями MKT-2, які надають цій системі переваги над аналогами, є: *універсальність* – можливість використання системи на різних об'єктах: автомобільних, тепловозних, позашляхових, судових, тракторних та ін. дизелях; *компактність та мобільність*, які забезпечують зручність транспортування системи та монтажу її на об'єкті; *підвищена ефективність* за рахунок використання заходів з підвищення точності вимірювань та зменшення тривалості і вартості процедури випробувань [15].

Метод динамічного контролю викидів ТЧ з оптичним чутливим елементом для використання в мікротунелі MKT-2 призначений для визначення миттєвих значень кількісних характеристик вмісту ТЧ у ВГ дизелів: концентрацій (г/мн³), масових (г/год) та питомих (г/кВт·год) викидів ТЧ. Метод передбачає використання динамічного вимірювача ТЧ, до складу якого входять дві установки (рис. 6):

1) частковопотокова система розбавлення ВГ повітрям – *мікротунель MKT-2*, яка виконує функції підготовки проби розбавлених ВГ до вимірювань та калібрування динамічного детектору ТЧ; в ході калібрування визначаються еталонні значення концентрацій, масових та питомих викидів ТЧ на сталих та несталих (перехідних) режимах випробувань;

2) система контролю миттєвих значень концентрацій, масових та питомих викидів ТЧ на різних режимах роботи дизеля – *динамічний детектор ТЧ*, яка може використовуватись з одним робочим вимірювальним каналом або з двома – робочим і контрольним вимірювальними каналами.

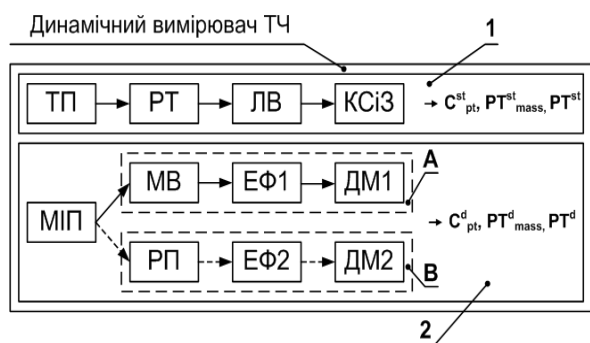


Рис. 6. Основні елементи динамічного вимірювача ТЧ:
1 – мікротунель МКТ-2; 2 – динамічний детектор ТЧ;
А – робочий канал; В – контрольний канал

Опис елементів динамічного детектору ТЧ

МІП – модуль з ізокінетичним пробовідбірником, призначений для відбору з тунелю пропорційної частки проби розбавлених ВГ, яка дорівнює відношенню площ поперечного перетину пробовідбірника та тунелю (рис. 7); контроль ізокінетичного режиму відбору проби здійснюється за перепадом статичних тисків газових потоків у пробовідбірнику та тунелі – ΔP_{ik} , який підтримується на заданому рівні;

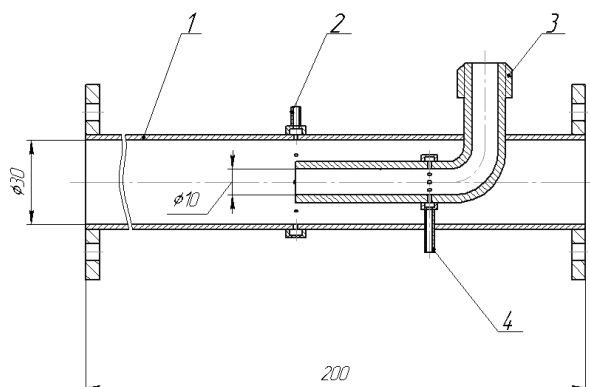


Рис. 7. Модуль з ізокінетичним пробовідбірником:
1 – трубопровід; 2, 4 – штуцери, 3 – пробовідбірник

МВ – масовий витратомір – сопло Вентурі, призначений для контролю кількості проби, що відбирається з тунелю до робочого вимірювального каналу (рис. 8);

РП – розподільвач потоків проби розбавлених ВГ між робочим та контрольним каналами, який забезпечує рівність масових витрат обох потоків за рахунок підтримки «нульового» перепаду статичних тисків між двома однаковими соплами Вентурі, встановленими в кожному каналі (рис. 9); регулювання потоків проби здійснюється за допомогою заслінки;

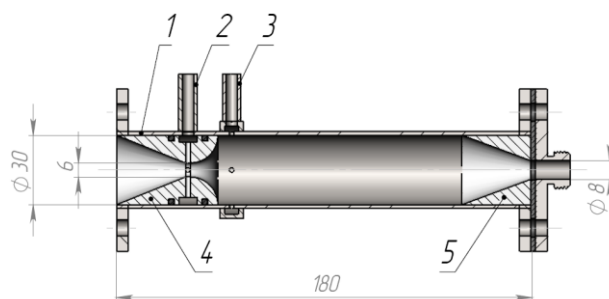


Рис. 8. Масовий витратомір:
1 – трубопровід; 2, 3 – штуцери; 4 – сопло Вентурі;
5 – конфузор

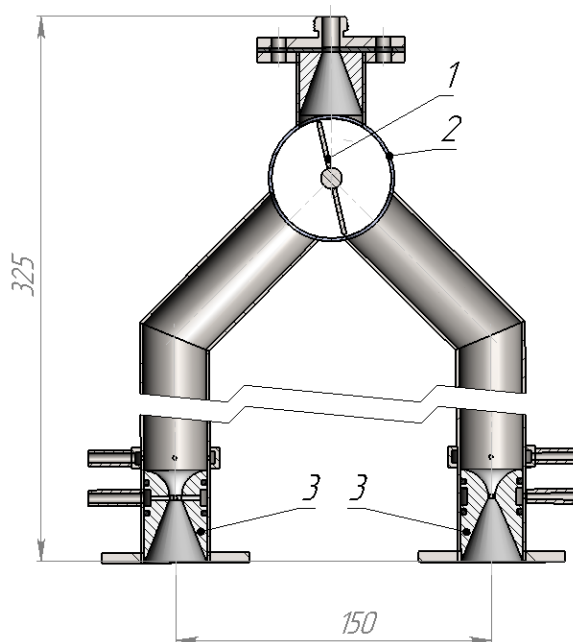


Рис. 9. Розподільвач потоків проби розбавлених ВГ:
1 – заслінка; 2 – корпус; 3 – сопла Вентурі

ЕФ1, ЕФ2 – електричні фільтри для уловлювання ТЧ, які призначені для очистки потоків проби розбавлених ВГ від ТЧ з високою ефективністю – до 99 % (рис. 10); фільтр ЕФ1, який встановлений в робочому каналі, включається тільки на етапі установки «нуля» шкали концентрацій ТЧ; фільтр ЕФ2, який встановлений в контрольному каналі, при проведенні вимірювань концентрацій ТЧ знаходиться у включеному стані постійно;

ДМ1, ДМ2 – вимірювачі оптичної щільності потоків проби розбавлених ВГ в робочому та контрольному каналах – димоміри (рис. 11); при цьому різниця значень оптичної щільності потоків в цих каналах – ΔN пропорційна вмісту ТЧ у ВГ дизеля; залежність величини ΔN від концентрації ТЧ ви-

значається в результаті калібрування динамічного детектора ТЧ.

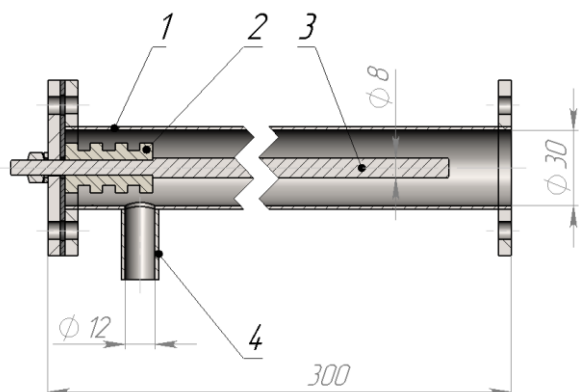


Рис. 10. Електрофільтр для уловлювання ТЧ
1 – трубопровід - осаджувальний електрод; 2 – ізолятор; 3 – металевий стрижень – коронуєчий електрод; 4 – штуцер

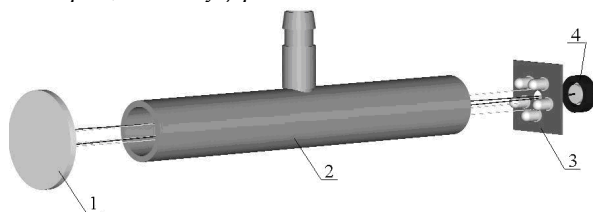


Рис. 11. Вимірювач оптичної щільності потоку проби – димомір:
1 – відбивач світла; 2 – кювета;
3 – джерело світла; 4 – фотоприймач

При роботі динамічного детектору ТЧ миттєві значення концентрацій дизельних ТЧ на робочих режимах випробувань визначаються за методикою, яка враховує інструментальні та методичні похибки обладнання [15].

Визначення допустимого ступеня розбавлення ВГ повітрям в МКТ-2 при проведенні динамічного контролю викидів ТЧ

У відповідності до наведеної вище методики встановлено максимально допустимі значення коефіцієнту розбавлення ВГ – q_{max} при випробуванні дизелів, які відповідають вимогам стандартів Євро (табл.).

Таблиця. Значення q_{max} при різних рівнях викидів дизельних ТЧ

Норматив	Нормований викид ТЧ, г/(кВт·год)	Рівень концентрацій ТЧ, мг/м ³	q_{max}
Євро-3	0,1	1,25	36
Євро-4, 5	0,02	0,25	7
Євро-6	0,005	0,063	2

Результати обчислень свідчать про суттєве зменшення діапазону варіювання коефіцієнту розбавлення ВГ в тунелі при зниженні викидів ТЧ до рівня норм Євро-6.

При використанні динамічного детектору ТЧ з низькими значеннями коефіцієнта q мікротунель необхідно додатково оснастити системою охолодження проби для зменшення її температури до граничного значення 52 °С.

Висновки

1. Проаналізовано сучасні методи динамічного контролю викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів. Розглянуто принципи дії та технічні характеристики методів: Method for Real-Time Mass Microbalances, Tapered element oscillating microbalance – TEOM, Quartz Crystal Microbalance – QCM та Laser Induced Incandescence – ЛІ. Встановлено, що точність цих методів забезпечує можливість вимірювань наднизьких концентрацій ТЧ з чутливістю до ± 2 мкг/м³ в діапазонах: 1,25 ... 0,25 ... 0,063 мг/м³, відповідно до вимог норм Євро-3, Євро-4,5 та Євро-6, а швидкодія вказаних методів забезпечує можливість контролю миттєвих значень викидів ТЧ в ході виконання транзйентних випробувальних циклів дизелів: European Transient Cycle (ETC), Worldwide Transient Vehicle Cycle (WTVC), Worldwide heavy-duty transient cycle (WHTC) та ін.

2. Створено та оцінено чутливість методу динамічного контролю концентрацій дизельних ТЧ з оптичним чутливим елементом, який реалізується на базі автоматизованої системи гравіметричного контролю ТЧ – мікротунеля МКТ-2. Сутність даного методу полягає у непряму визначенні миттєвих концентрацій ТЧ за показником оптичної непрозорості ВГ дизеля з використанням емпіричної залежності між цими величинами, яка встановлюється в ході калібрування оптичного детектора ТЧ гравіметричною системою МКТ-2. Розглянуто принципову схему даного методу, технічні засоби для його реалізації, до яких відносяться: частково-потоківна система розбавлення ВГ повітрям та динамічний детектор ТЧ. Встановлено максимально допустимі значення коефіцієнтів розбавлення ВГ повітрям в МКТ-2, при яких забезпечується потрібна точність контролю концентрацій ТЧ оптичним детектором з чутливістю $\pm 0,1$ % за шкалою Naprtidge при відповідності рівнів викидів ТЧ з ВГ дизеля вимогам норм Євро 3-6.

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. Oswald M. Die dynamische Partikelmessung ein notwendiges Hilfsmittel bei der Entwicklung von Dieselmotoren / M. Oswald // VDI-BER. – 1988. – № 681. – P. 365-377. 3. Andersson J.D. UK Particle Measurement Programme. Phase 1. Heavy Duty Methodology Development / J.D. Andersson // Final Report. Ricardo Consulting Engineers Ltd. – 2002. – 136 p. 4. Lianga Z. Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using GC×GC-ToF-MS / Z. Lianga, J. Tiana, S. Rezaeia, Y. Zhanga // School of Mechanical Engineering, University of Birmingham. – 2015. – 31 p. 5. Burtcher H. Literature Study on Tailpipe Particulate Emission Measurement for Diesel Engines / H. Burtcher // GRPE Fachhochschule Aargau, University of Applied Science. – 2001. – 45 p. 6. Anderson J.D. UK Particle Measurement Programme. Phase 2. Heavy Duty Methodology Development / J.D. Anderson // Final Report. Ricardo Consulting Engineers Ltd. – 2003. – 222 p. 7. Tsugio A. Particulate matter emission characteristics under transient pattern driving / A. Tsugio, S. Tatsuji, H. Morimasa // SAE Technical Papers. – 1989. – №890468. – P. 151-163. 8. Steven H. Development of Worldwide Harmonized Heavyduty Engine Emissions Test Cycle / H. Steven // Final Report ECE-GRPE WHDC Working Group. Informal document No2 GRPE 42nd session: TRANS/WP 29/GRPE/2001/2. – 2001. – 58 p. 9. Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions Certification Procedure / Draft Global Technical Regulation (GTR). UN/ECE-WP 29 – GRPE WHDC Working Group. – 2004. – № GRPE-48-7. – 86 p. 10. Polivyanchuk, A. Mathematical modeling of diesel engine operation mode influence on mass emission of particulate matter with exhaust gases using microtunnel / A. Polivyanchuk, I. Gritsuk, E. Skuridina // Theoretical and practical aspects of the development of the European Research Area: monograph. Riga, Latvia: "Baltija Publishing", – 2020. – P. 269-301. Doi: 10.30525/978-9934-588-53-2-56. 11. Schraml S. Simultaneous measurement of soot mass concentration and primary particle size in the exhaust of DI diesel engine by time-resolved laser-induced incandescence (TIRE-LII) / S. Schraml, S. Will, A. Leipertz // SAE Technical Papers, 2001. – № 010146. – 8 p. 12. AVL Opacimeter: State-of-the-art emission measurement. URL [електронний ресурс]: <https://avl.com/-/avl-opacimeter>. 13. Hardenberg H. Grenzen der Rußmassbestimmung aus Optischen Transmessungen / H. Hardenberg, H. Albrecht // MTZ: Motortechn. Z. – 1987. – № 2. – P. 51–54. 14. ISO 8178-1: 2017. Reciprocating internal combustion engines. Exhaust emission measurement. Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 2017. – 150 p.

15. Polivyanchuk A.P. Improving the accuracy of the gravimetric method for control particulate matter in diesel exhaust / A.P. Polivyanchuk, I.V. Gritsuk, E.A. Skuridina // New stages of development of modern science in Ukraine and EU countries: monograph. Riga, Latvia: "Baltija Publishing", 2019. – P. 223-244. Doi: 10.30525/978-9934-588-15-0-59.

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. Oswald, M. (1988). Die dynamische Partikelmessung ein notwendiges Hilfsmittel bei der Entwicklung von Dieselmotoren. VDI-BER, No 681, pp. 365-377. [in English]. 3. Andersson, J.D. (2002). UK Particle Measurement Programme. Phase 1. Heavy Duty Methodology Development. Final Report. Ricardo Consulting Engineers Ltd, 136 p. [in English]. 4. 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]. 5. Burtcher, H. (2001). Literature Study on Tailpipe Particulate Emission Measurement for Diesel Engines. Done for the Particle Measurement Programme (PMP) for BUWAL/GRPE. Fachhochschule Aargau, University of Applied Science, Windisch, 45 p. [in English]. 6. Anderson, J.D. (2003). UK Particle Measurement Programme. Phase 2. Heavy Duty Methodology Development. Final Report. Ricardo Consulting Engineers Ltd, 222 p. [in English]. 7. Tsugio, A., Tatsuji, S., Morimasa, H. (1989). Particulate matter emission characteristics under transient pattern driving. SAE Technical Papers, No 890468, pp. 151-163. [in English]. 8. 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]. 9. 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. 10. Polivyanchuk, A., Gritsuk I., Skuridina, E. (2020). Mathematical modeling of diesel engine operation mode influence on mass emission of particulate matter with exhaust gases using microtunnel. Theoretical and practical aspects of the development of the European Research Area: monograph. "Baltija Publishing", pp. 269-301. DOI: 10.30525/978-9934-588-53-2-56. 11. Schraml, S., Will, S., Leipertz, A. (2001). Simultaneous measurement of soot mass concentration and primary particle size in the exhaust of DI diesel engine by time-resolved laser-induced incandescence (TIRE-LII). SAE Technical Papers, No 010146, 8 p. [in English]. 12. AVL Opacimeter: State-of-the-art emission measurement. <https://avl.com/-/avl-opacimeter>. 13. Hardenberg, H., Albrecht, H. (1987). Grenzen der Rußmassbestimmung aus Optischen Transmessungen. MTZ: Motortechn. Z., No 2, pp. 51–54. [in English]. 14. 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. 15. Polivyanchuk, A., Gritsuk, I., Skuridina, E. (2019). Improving the accuracy of the gravimetric method for control particulate matter in diesel exhaust. New stages of development of modern science in Ukraine and EU countries: monograph. "Baltija Publishing", pp. 223-244. DOI: 10.30525/978-9934-588-15-0-59.

Надійшла до редакції 15.07.2020 р.

Полив'янчук Андрій Павлович – доктор техн. наук, проф., професор кафедри інженерної екології міст Харківського національного університету міського господарства імені О.М. Бекетова, Харків, Україна; e-mail - armail@meta.ua; <http://orcid.org/0000-0002-9966-1938>.

РЕАЛИЗАЦИЯ НА БАЗЕ МИКРОТУННЕЛЯ МЕТОДА ДИНАМИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ КОНЦЕНТРАЦИЙ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЕЙ

А.П. Поливянчук

Проанализированы современные методы динамического контроля выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей. Рассмотрены принципы действия и технические характеристики методов: Method for Real-Time Mass

Microbalances, Tapered element oscillating microbalance - ТЕОМ, Quartz Crystal Microbalance - QCM и Laser Induced Incandescence - ЛІІ. Установлено, что точность этих методов обеспечивает возможность измерений сверхнизких концентраций твердых частиц с чувствительностью до $\pm 2 \text{ мкг/м}^3$ в диапазонах: 1,25 ... 0,25 ... 0,063 мг/м^3 в соответствии с требованиями норм Евро-3, Евро-4,5 и Евро-6, а быстродействие указанных методов обеспечивает возможность контроля мгновенных значений выбросов твердых частиц в ходе выполнения транзитных испытательных циклов дизелей: European Transient Cycle (ETC), Worldwide Transient Vehicle Cycle (WTVC), Worldwide heavy-duty transient cycle (WHTC) и др. На основе анализа указанных методов, мирового и отечественного опыта создания и эксплуатации систем экологической диагностики дизелей предложен для практического применения метод динамического контроля концентраций твердых частиц с оптическим чувствительным элементом. Сущность данного метода заключается в косвенном определении мгновенных концентраций твердых частиц по показателю оптической непрозрачности - дымности отработавших газов дизеля с использованием эмпирической зависимости между этими величинами, которая устанавливается в ходе калибровки оптического детектора твердых частиц гравиметрической системой - микротоннелем МКТ-2. Рассмотрены принципиальная схема данного метода, технические средства для его реализации, к которым относятся: частичнопоточная система разбавления отработавших газов воздухом с МКТ-2 и динамический детектор твердых частиц. Установлены максимально допустимые значения коэффициентов разбавления отработавших газов воздухом в МКТ-2, при которых обеспечивается требуемая точность измерений концентраций твердых частиц оптическим детектором с чувствительностью $\pm 0,1\%$ по шкале Hartridge при соответствии уровней выбросов твердых частиц дизеля требованиям норм Евро 3-6.

Ключевые слова: дизель; отработавшие газы; твердые частицы; динамический контроль; микротоннель; концентрация; дымность.

IMPLEMENTATION ON THE BASIS OF A MICROTUNNEL OF THE DYNAMIC CONTROL METHOD OF PARTICULATE MATTER CONCENTRATION IN THE EXHAUST GASES OF DIESEL ENGINES

A. Polyvianchuk

Modern methods of dynamic control of particulate matter emissions from diesel engine exhaust gases are analyzed. The principles of operation and technical characteristics of the methods are considered: Method for Real-Time Mass Microbalances, Tapered element oscillating microbalance - ТЕОМ, Quartz Crystal Microbalance - QCM and Laser Induced Incandescence - ЛІІ. It was found that the accuracy of these methods provides the ability to measure ultra-low concentrations of solid particles with a sensitivity of up to $\pm 2 \text{ }\mu\text{g/m}^3$ in the ranges: 1.25 ... 0.25 ... 0.063 mg/m^3 in accordance with the requirements of Euro-3, Euro -4.5 and Euro-6, and the speed of these methods provides the ability to control instantaneous values of particulate matter emissions during the execution of transient diesel test cycles: European Transient Cycle (ETC), Worldwide Transient Vehicle Cycle (WTVC), Worldwide heavy-duty transient cycle (WHTC) and others. Based on the analysis of these methods, world and domestic experience in the creation and operation of systems for environmental diagnostics of diesel engines, a method for dynamic control of the concentration of solid particles with an optical sensitive element is proposed for practical application. The essence of this method lies in the indirect determination of the instantaneous concentrations of solid particles by the optical opacity index - the smoke of diesel exhaust gases using the empirical relationship between these values, which is established during the calibration of the optical particle detector with the gravimetric system - the MKT-2 microtunnel. The following are considered: a schematic diagram of this method, technical means for its implementation, which include: a partial-flow system for diluting exhaust gases with air with MKT-2 and a dynamic particle detector. The maximum permissible values of the dilution coefficients of exhaust gases with air in MKT-2 have been established, at which the required accuracy of measurements of particulate concentrations by an optical detector with a sensitivity of $\pm 0.1\%$ on the Hartridge scale is provided, while the levels of diesel particulate emissions comply with the requirements of Euro 3-6.

Key words: diesel engine, exhaust gases, particulate matter, dynamic control, microtunnel, concentration, smoke.

D. S. Minchev, O. A. Gogorenko

EFFECT OF THERMAL INERTIA ON DIESEL ENGINES TRANSIENT PERFORMANCE

Transient operation of turbocharged diesel engines is affected by the thermal inertia of the cylinder parts, intake and exhaust manifolds. Because of thermal inertia the temperature of engine parts at steady operation fluctuates during the operating cycle near their average values in a relatively small range, but during transient operation it takes some time to warm or cool the engine parts. Thermal inertia is expressed in changes in fuel combustion, in-cylinder heat transfer and indicated efficiency of the cycle, and increase of general inertia of gas-turbine supercharging system, which determines the necessity to take into account this phenomenon when modeling unsteady engine operation. The conductance-capacitance model was proposed for online internal combustion engines operating cycle simulation tool Blitz-PRO to consider thermal inertia during engine's transient process. The idea is to consider the heat capacity of engine parts during the heat transfer process, so they accumulate energy at warming and release it at cooling. Combined with equations of heat transfer and thermal conductivity it enables to calculate the change in the average temperatures during engine transient and consider the changes in the overall heat transfer process. The proposed method was tested by comparing the experimental data, obtained from the dyno test-bench based on modified KamAZ-740.10 diesel engine, and the results of modeling in Blitz-PRO. During the experiment, the instantaneous brake torque of the engine, crankshaft and turbocharger speed, supercharged air pressure and the pressure at the turbine's inlet as well as the intake air mass flow were automatically measured during engine running. Calculations were executed for two setups: with the thermal inertia consideration and without it. As a result, it was found that the most influenced by thermal inertia is the supercharging system: by the 8th second of transient process the calculated supercharged air pressure without thermal inertia consideration is 19% greater, comparing to experimental data. The turbocharger's rotor speed, intake air flow are influenced greatly too. Suggested method of thermal inertia assessment helps to provide much more accurate simulation of engine transient operation, especially in terms of turbocharging system behavior as it is shown.

Key words: thermal inertia; transient operation; diesel engine; turbocharging system.

Introduction

Thermal inertia causes difference in body temperatures at steady and unsteady heat transfer processes. Because of thermal inertia temperatures of engine parts oscillate near their average values during given operating cycle, and the difference between maximum and minimum value generally is in the range of 10...50 °C.

The engine's transient behavior is also affected by non-steady temperatures of engine parts – piston, cylinder liner and head, exhaust manifold and intake receiver. Thermal inertia causes that warming and cooling the parts of an engine takes some time, so their average temperatures differ from the average temperatures of steady operation at the same combination of speed and load during transient operation. That's why it is important to consider thermal inertia for internal combustion engines transient operation simulation.

Literature review

The effect of thermal inertia on diesel engines transient operation at the engine acceleration under load is quite complex: lower temperatures of engine parts affect the indicated process, causing lower temperatures at the end of combustion and, thus, longer ignition delay, greater pressure rise rates during combustion and much higher combustion noise [1]. Turbocharging system is also very sensitive to the exhaust and intake piping thermal inertia, causing additional lag in turbocharger response during engine acceleration and the danger of compressor's stall at engine deceleration under load [2]. The conductance-capacitance models are proposed for thermal inertia consideration [3], but their application needs experimental approval.

The paper aims is to develop and assess the conductance-capacitance sub-model of heat transfer processes for correct thermal inertia influence consideration.

Thermal inertia assessment, experimental study and model calibration

Blitz-PRO – the online internal combustion engines operating cycle simulation tool offers the simulation of engine's transient operation [4]. To consider the engine's parts thermal inertia the heat capacity of the engine parts is assumed by setting up their mass and specific heats. The heat balance equation for engine part:

$$Q_h = Q_c + \Delta I$$

where Q_h – the heat, taken from the hot source, Q_c – the heat, rejected to the cold source, ΔI – the change in enthalpy of the part.

The ΔI is considered in respect to the part temperature change ΔT_m as:

$$\Delta I = c_p \cdot m \cdot \Delta T_m$$

The part temperature is assumed as average value between temperatures of hot surface $T_{wall,h}$ and cold surface $T_{wall,c}$:

$$T_m = (T_{wall,h} + T_{wall,c})/2.$$

So the heat balance equation is:

$$\begin{aligned} \alpha_h F_h \left(T_h + \frac{T_{wall,h}^{i+1} + T_{wall,h}^i}{2} \right) \tau = \\ = \alpha_c F_c \left(\frac{T_{wall,c}^{i+1} + T_{wall,c}^i}{2} - T_c \right) \tau + c_p m (T_m^{i+1} - T_m^i) \tau, \end{aligned}$$

where α_h and α_c – heat transfer coefficients from hot

source to the hot wall and from the cold wall to cold source, F_h and F_c – areas of the hot and cold surfaces of engine part, T_h and T_c – temperatures of the hot and cold source respectively, τ – the time of current operating cycle, i – number of calculated consecutive cycles.

This equation is completed with equations of heat transfer trough the part wall:

$$Q_c = \left(\frac{\lambda}{\delta_{wall}} + \frac{1}{R_w} \right) F_c \left(\frac{T_{wallh}^{i+1} + T_{wallh}^i}{2} - \frac{T_{wallc}^{i+1} + T_{wallc}^i}{2} \right) \tau,$$

where λ – heat conductivity coefficient for the wall material, δ_{wall} – wall thickness, R_w – thermal resistance of fouling on the wall surfaces.

Solving this set of equations gives values of

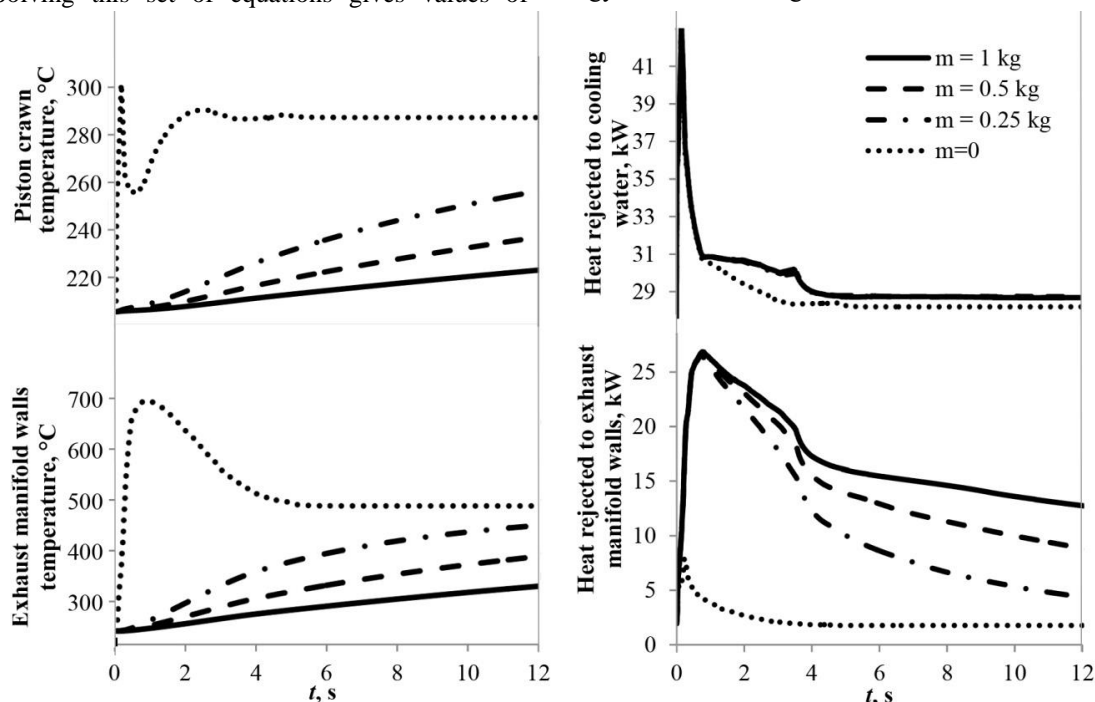


Fig. 1. The results of KamAZ-740.10 diesel engine transient simulations

We used the dyno-testbench, based on KamAZ-740.10 engine, equipped with necessary measuring and control devices [5]. The engine is eight-cylinder, V-type diesel engine with direct fuel injection, turbocharging and charge air cooling. It is directly coupled with separately-excited DC generator, which is loaded by adjustable resistors block and controlled by thyristor electric drive.

The conditions of engine’s transient test were as following. Engine is steadily running at 800 rpm of crank speed, the thyristor electric drive is set to the constant value of excitation voltage (the excitation current if 3 A). The engine’s brake power under these conditions is 19.6 kW. The thyristor electric drive set up remains the same during transient. Then the fuel supply control lever is rapidly switched into position which corresponds to 100.1 kW of brake power at 1960 rpm for engine’s steady operation. The instantane-

$T_{wall,h}^{i+1}, T_{wall,c}^{i+1}$ for the next operating cycle calculation.

Fig. 1 shows the effect of piston mass and the exhaust manifold mass on their temperatures and the amount of rejected heat during transient operation. Engine acceleration from 800 rpm to 2200 rpm while the engine’s load increased gradually from 20 to 100 kW was considered. Zero mass of engine parts means absence of thermal inertia. As it is shown, the thermal inertia causes increment in the amount of rejected heat into cylinder and exhaust manifold parts because of much lower temperatures. So the engine’s indicated performance is affected as well as the amount of energy at the turbocharger’s turbine inlet.

ous brake torque, crankshaft and turbocharger speed, supercharged air pressure and the pressure at the turbine’s inlet as well as the intake air mass flow were automatically measured. To illustrate the influence of thermal inertia on the engine’s transient behavior we compared experimental data with calculations results. The same transient operation was also simulated at Blitz-PRO. We used following data for setup: the referred moment of inertia for engine-generator couple $3.9 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$, the turbocharger’s rotor moment of inertia – $0.0011 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$. The mathematical model setup was based on more than 100 engine’s steady operating measurements and included turbocharger’s maps identification and calibration. The engine fuel injection maps where also prepared from the experimental study. Assumed masses and specific heats of engine parts are presented on Fig. 2.

Heat inertia setup			
m_{head}	4	kg	cylinder head mass (per one)
m_{pist}	3	kg	piston mass
m_{lin}	3	kg	piston crown mass for composite liner mass
m_{exh}	6	kg	exhaust manifold mass
m_{int}	4	kg	intake receiver mass
$c_{p,head}$	1000	J/(kg·K)	specific heat for the cylinder 400...800 - for steel, 500...1000 -
$c_{p,pist}$	600	J/(kg·K)	specific heat for the piston r 400...800 - for steel, 500...1000 -
$c_{p,lin}$	900	J/(kg·K)	specific heat for the liner ma 400...800 - for steel, 500...1000 -
$c_{p,exh}$	900	J/(kg·K)	specific heat for the exhaust 400...800 - for steel, 500...1000 -
$c_{p,int}$	1300	J/(kg·K)	specific heat for the intake r 400...800 - for steel, 500...1000 -

Fig. 2. Setup of the engine parts thermal inertia sub-model in Blitz-PRO interface

The comparison of experimental and calculated transient diagrams is presented on Fig. 3. Calculations were executed for two setups: with the thermal inertia consideration and without it (masses of piston, cylinder liner, cylinder head, exhaust manifold and intake receiver were set equal to 0 for this case). As it is shown, the thermal inertia consideration increases greatly the accuracy of transient calculations. The most influenced by thermal inertia is the supercharging system: for the 8th second of transient the calculated supercharged air pressure is 195 kPa without thermal inertia consideration, comparing to 164 kPa with the thermal inertia consideration (measured supercharged air pressure if 163 kPa). The turbocharger's rotor speed, intake air flow are influenced greatly too. So the engine's brake

power, torque and the crank speed during transient is different.

The mechanism of thermal inertia influence is uncovered on Fig. 4, where some calculations results are compared. The temperatures of engine's parts differ greatly, when the thermal inertia is considered: for the 8th second of transient the piston's crown temperature is 217 °C with thermal inertia and 287 °C without, the cylinder head fire surface temperature is correspondingly 168 and 224 °C and the exhaust manifold walls temperature is 312 and 481 °C. The exhaust walls temperature diagrams differ the most in terms of thermal inertia influence: due to thermal inertia, much more heat is rejected to the manifold's walls. Bigger heat losses to cylinder walls are also caused by smaller air excess ratio values and, thus, higher in-cylinder temperatures.

So, the thermal inertia consideration helps to provide much more accurate simulation of engine's transient operation.

Conclusions

The thermal inertia of engine parts makes significant contribution into diesel engine transient process build-up. It affects engine in-cylinder heat transfer processes and has great influence on the turbocharging system operation. Blitz-PRO offers consideration of the thermal inertia, based on the heat capacity equations for engine parts with flexible setup.

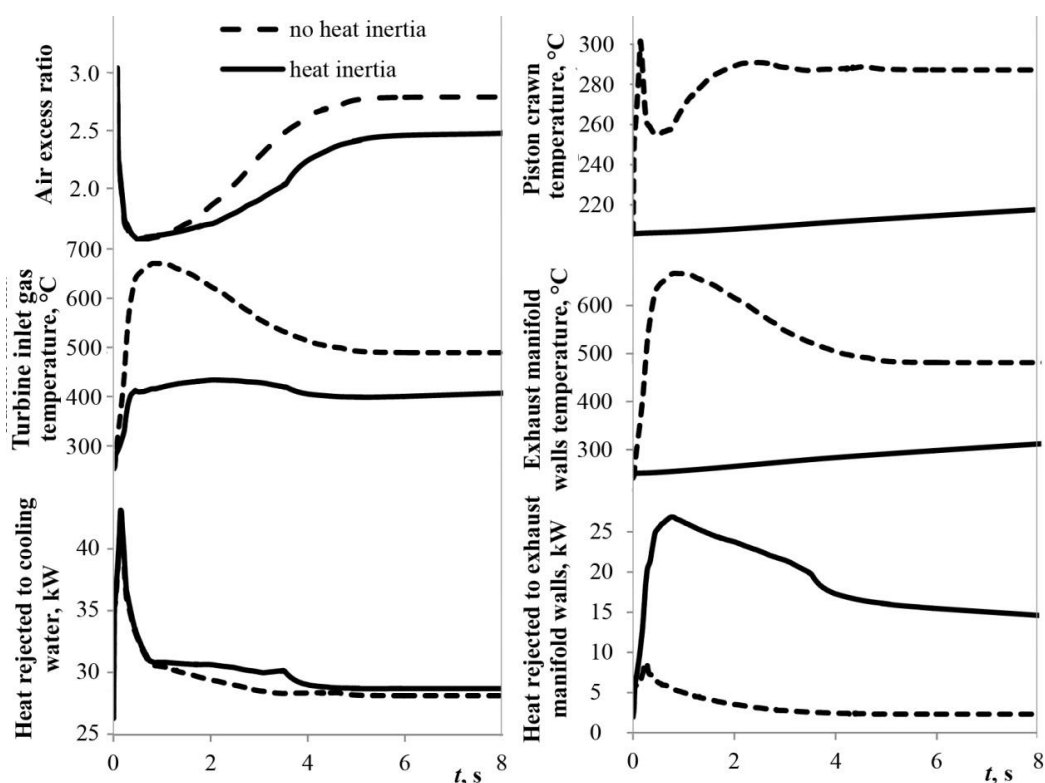


Fig. 3. Comparison of experimental and simulated transient diagrams for KamAZ-740.10 dyno test-bench

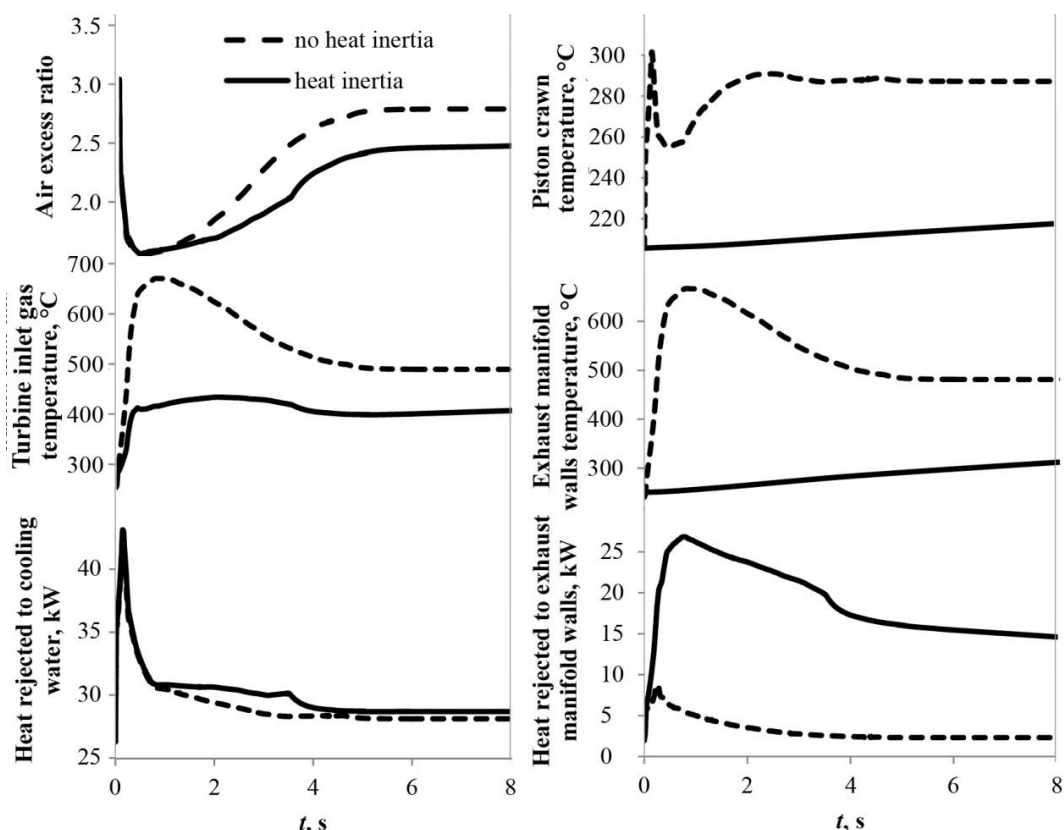


Fig. 4. Effect of thermal inertia on KamAZ-740.10 transient operation

Список літератури:

1. Rust A., Thien G.E. Effect of transient conditions on combustion noise of NA-DI diesel engines. SAE Paper No. 870989, 1987. 2. Rakopoulos, C. D. Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation Analysis / C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. – London. Springer-Verlag London Limited. 2009 – 408 p. 3. Martín Díaz, J., Arnau Martínez, F.J., Piqueras Cabrera, P., Auñón García, Á. Development of an Integrated Virtual Engine Model to Simulate New Standard Testing Cycles. SAE Technical Papers. doi:10.4271/2018-01-1413. 4. Blitz-PRO by D. S. Minchev. User’s manual, available at: <http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf> 5. Минчев, Д. С. Экспериментальные исследования рабочего процесса и характеристик дизельных двигателей. Учебное пособие / Д. С. Минчев, А. В. Нагорный. – Николаев: НУК, 2017. – 165 с.

Bibliography (transliterated):

1. Rust, A, Thien, G. E. (1987) “Effect of transient conditions on combustion noise of NA-DI diesel engines”, SAE Paper No. 870989. 2. Rakopoulos, C. D. Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation Analysis, London. Springer-Verlag London Limited, 408 p. 3. Martín Díaz, J., Arnau Martínez, F.J., Piqueras Cabrera, P.; Auñón García, Á. (2018). Development of an Integrated Virtual Engine Model to Simulate New Standard Testing Cycles”. SAE Technical Papers, doi:10.4271/2018-01-1413. 4. Blitz-PRO by D. S. Minchev. User’s manual, available at: <http://blitzpro.zeddmalam.com/extra/Tutorial/Help.pdf> 5. Minchev, D. S., Nagorny, A. V. (2017). Experimental study of diesel engines operating processes and performance [Експериментальні дослідження робочого процесу і характеристик дизельних двигателів. Учебное пособие], Nikolaev: NUK, 165 p.

Надійшла до редакції 10.06.2020 р.

Мінчев Дмитро Степанович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: misaidima@gmail.com, <http://blitzpro.zeddmalam.com/application/index>.

Гогоренко Олексій Анатолійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування ім. адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: olexsiy.gogorenko@gmail.com.

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВЫЙ ИНЕРЦИИ НА НЕУСТАНОВИВШИЕСЯ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Д.С. Минчев, А. А. Гогоренко

Тепловая инерция деталей цилиндропоршневой группы, коллекторов впускной и выпускной систем влияет на работу дизельных двигателей на неустановившихся режимах. Вследствие тепловой инерции температура деталей двигате-

ля на установившемся режиме работы колеблется в течение рабочего цикла в узком пределе, однако во время переходного процесса нагрев или охлаждение деталей двигателя требует определенного времени. Тепловая инерция выражается в изменении условий процессов выгорания топлива, внутрицилиндрового теплообмена и индикаторного КПД цикла, а также увеличении общей инерционности системы газотурбинного наддува, что определяет необходимость учета этого явления при моделировании неуставившейся работы двигателей. Для решения указанной задачи в программном комплексе Blitz-PRO, доступном on-line и предназначенном для моделирования рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания, реализована подмодель процессов теплопередачи теплоты. Метод заключается в учете теплоемкости деталей двигателя, аккумулирующих энергию во время нагрева и отдающих ее во время охлаждения при неуставившейся работе двигателя. В комбинации с уравнениями теплоотдачи и теплопроводности это позволяет рассчитывать изменение средней температуры деталей двигателя во времени и отразить изменения в общем процессе теплопередачи. Предложенный метод проверялся путем сравнения экспериментальных данных, полученных на испытательном тормозном стенде на базе двигателя КамАЗ-740.10, с результатами моделирования в Blitz-PRO. В ходе эксперимента фиксировались мгновенный крутящий момент двигателя, частота вращения коленчатого вала и турбокомпрессора, давление на выходе из компрессора и на входе в турбину турбокомпрессора, а также мгновенный расход воздуха двигателем. Расчеты выполнялись как с учетом, так и без учета тепловой инерции. В результате установлено, что наибольшее влияние тепловая инерция оказывает на работу системы газотурбинного наддува, так к 8 секунде переходного процесса без учета тепловой инерции давление наддува на 19 % выше, по сравнению с экспериментальными данными, соответственные различия наблюдаются и в значениях частоты вращения турбокомпрессора и расхода воздуха двигателем. Показано, что учет тепловой инерции предложенным способом обеспечивает существенное повышение точности моделирования работы дизельных двигателей на неуставившихся режимах, особенно в части корректности расчета параметров системы газотурбинного наддува.

Ключевые слова: тепловая инерция; неуставившийся режим; дизельный двигатель; газотурбинный наддув.

ВПЛИВ ТЕПЛОЇ ІНЕРЦІЇ НА НЕУСТАЛЕНІ РЕЖИМИ РОБОТИ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Д.С. Мінчев, О. А. Гогоренко

Теплова інерція деталей циліндро-поршневої групи, колекторів впускної та випускної систем впливає на роботу дизельних двигунів на неусталених режимах. Внаслідок теплової інерції температура деталей двигуна на усталеному режимі роботи коливається у вузькому діапазоні, проте під час перехідного процесу нагрівання або охолодження деталей потребує певного часу. Вплив теплової інерції проявляється в зміні умов протікання процесів вигорання палива, внутрішнього циліндрового теплообміну та індикаторного ККД циклу, а також у збільшенні загальної інерційності системи газотурбинного наддуву, що зумовлює необхідність врахування вказаного явища при моделюванні неусталених режимів роботи двигунів. Для вирішення вказаної задачі в програмному комплексі Blitz-PRO, який є доступним on-line, та дозволяє здійснювати моделювання робочих процесів двигунів внутрішнього згорання, реалізована підмодель процесів теплопередачі. Метод полягає у врахуванні теплоємності деталей двигуна, що акумулюють енергію під час нагрівання та віддають енергію при охолодженні під час неусталеної роботи двигуна. У комбінації з рівняннями тепловіддачі та теплопровідності це дозволяє розрахувати зміну середньої температури деталей двигуна в часі та відобразити зміни в загальному процесі теплопередачі. Запропонований метод перевірявся шляхом співставлення експериментальних даних, отриманих на випробувальному динамометричному стенді на базі двигуна КамАЗ-740.10, з результатами моделювання в Blitz-PRO. Під час експерименту фіксувалися миттєві значення крутного моменту двигуна, частоти обертання колінчастого вала та ротора турбокомпресора, тиск на виході з компресора та на вході в турбину турбокомпресора, а також миттєву витрату повітря двигуном. Розрахунки виконувалися як з врахуванням так і без врахування теплової інерції. В результаті встановлено, що найбільший вплив теплової інерції здійснює на роботу системи газотурбинного наддуву, так на 8 секунді перехідного процесу тиск наддувального повітря в разі неврахування теплової інерції на 19 % нижчий за експериментальне значення, відповідні відмінності спостерігаються в значеннях частоти обертання турбокомпресора і витрати повітря двигуном. Встановлено, що врахування теплової інерції запропонованим способом забезпечує суттєве підвищення точності моделювання неусталених режимів роботи дизельних двигунів, особливо в частині коректності розрахунку параметрів системи газотурбинного наддуву.

Ключові слова: теплова інерція; неусталений режим; дизельний двигун; газотурбинний наддув.

А.В. Грицюк

ФРАГМЕНТЫ ИСТОРИИ В РАЗВИТИИ МЕТОДОЛОГИИ ПРЕПОДАВАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ «ИСПЫТАНИЯ ДВС» В ОТЕЧЕСТВЕННЫХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЯХ

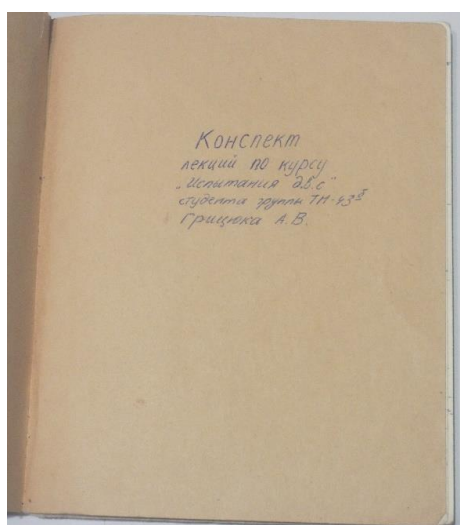
Рассмотрены основные вехи истории преподавания дисциплины «Испытания ДВС» в высших учебных заведениях от зарождения этого курса до сегодняшнего дня. Показано, что специалисты, прошедшие курс подготовки по этой учебной дисциплине и отдавшие ей приоритет в своей дальнейшей трудовой деятельности, приобрели на предприятиях двигателестроения особую значимость, так как именно им стала принадлежать роль экспертов в вопросах оценки прогрессивности того или иного решения при разработке новых и совершенствовании старых конструкций отечественных двигателей внутреннего сгорания. Приведены сведения об основных учебниках и учебных пособиях по этому предмету. Затронут болезненный вопрос изначального базирования преподаваемого материала на заделе иностранных источников обучения, что и спустя 100 лет продолжает расхолаживать научно-педагогический состав Харьковской школы двигателестроения, уже имеющей богатейший собственный опыт по всем видам испытаний ДВС. Выполнен анализ причин падения интереса студентов к самостоятельному изучению современной учебной литературы по испытаниям ДВС. Отмечено, что в сложившейся ситуации в Украине и мире возрождение этого интереса будет зависеть, прежде всего, от умения правильно распорядиться огромным опытом, накопленным при организации и проведении испытаний двигателей в Харьковском конструкторском бюро по двигателестроению и Головном специализированном конструкторском бюро по двигателям, и создать новый формат отечественного электронного учебника не в виде копии обычного печатного издания, а в виде целого программного обучающего комплекса с конкретными презентационными материалами, фото и видео примерами в каждой теме.

Ключевые слова: учебная дисциплина; курс; учебник; учебное пособие; испытания ДВС.

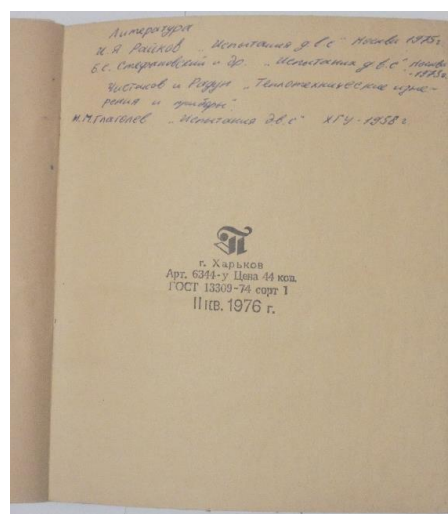
20-е годы XXI века ознаменовываются выдающимся событием, которым явится 100-летие с начала целенаправленного выпуска типографских учебных пособий для студентов высших технических учебных заведений, обучающихся во всём мире по специализации «Двигатели внутреннего сгорания». Не исключением является и хорошо известный курс этой специальности, а именно «Испытания ДВС», который также прошёл свой путь становления от раздела общей программы специальности до самостоятельной учебной дисциплины.

В конспекте лекций по этой дисциплине, при-

надлежащем выпускнику 1979 года кафедры ДВС Харьковского политехнического института (ХПИ) [1], фотокопии титульного и листа задней обложки которого представлены на рис. 1, приведен список рекомендуемой студентам для обучения тогда ещё доцентом, а позже профессором, А.Н. Пойдой литературы, изданной как раз посередине рассматриваемого периода истории её преподавания. Фотокопии лицевых сторон передних обложек, рекомендуемых студентам в 70-е годы XX столетия учебных пособий, учебников и других книг по испытаниям ДВС представлены на рис. 2.



а)



б)

Рис. 1. Фотокопия оригинала конспекта лекций по курсу «Испытания ДВС»:

а – титульный лист; б – лист задней обложки



Рис. 2. Фотокопии оригиналов типографских изданий учебной литературы, рекомендуемой студентам в 70-х годах XX столетия

Почему внимание к середине уже пройденного дисциплиной пути сконцентрировано на учебных пособиях и учебниках, по которым в тот период велось её преподавание в ХПИ? Да потому что из источника [2] достоверно известно, что впервые на территории Украины чтение отечественного курса по ДВС было введено в 1909 году в Харьковском технологическом институте (ХТИ), в последующем ХПИ, а ныне Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ»). В этом вузе зародилась первая в Украине высшая педагогическая школа по тематике ДВС, и именно здесь работали и продолжают работать выдающиеся преподаватели и учёные Харьковской школы двигателестроения [3,4]. По общему признанию, «бриллиантами» в короне достижений относительно организации этой кафедрой своего учебного процесса уже в настоящее время заслуженно сверкают шеститомный учебник по двигателям внутреннего сгорания и, ставший уже библиографической редкостью, учебник профессора В.Г. Дьяченко «Теория двигателей внутреннего сгорания».

Каким же образом эти современные учебники коснулись дисциплины «Испытания ДВС»? Как обстояли дела на протяжении всего 100-летия с разными видами учебных изданий непосредственно для этого курса за 40 лет до 60-х годов XX века и 40 лет спустя после 80-х годов XX столетия? Почему в XXI веке конспект лекций по дисциплине должен публично засветить преподаватель, а не вести студент? Почему учебники должны быть не печатными и с грифом МОН, а электронными, да ещё и реализованными в специально разработанном программном обучающем комплексе?

На эти конкретные вопросы, опираясь на известные фрагменты истории, и пытается ответить данная статья.

Итак, обо всём по порядку.

Согласно источнику [2] первым трудом Харьковской школы двигателестроения по испытаниям ДВС является литографическое издание графа С.И.Доррера «Руководство для обработки опытов с тепловыми двигателями», которое появилось в ХТИ в 1909 году. Приведенные в этом же источнике примеры титульных листов аналогичных изданий графа С.И. Доррера по другим разделам кур-

са ДВС и его учебная нагрузка показывают, что составляющей будущей дисциплины «Испытания ДВС» был только практикум, методика его проведения базировалась на личных познаниях преподавателя, а рекомендации для самостоятельной работы студентов содержались в выпущенной автором внутривузовской методической разработке. Источник знаний графа С.И. Доррера не есть секретом, так как он, и до начала преподавательской деятельности и в её процессе, неоднократно выезжал в командировки за границу, в Москву, С.-Петербург, Киев, Ригу, где и перенимал предыдущий опыт этих мест, не скрывая своё восхищение бурным развитием в них ДВС. И, по личному мнению автора этой статьи, только хорошо известные исторические события в царской России (1914-1923 г.г.) не позволили профессору С.И. Дорреру и его отечественным коллегам опубликоваться на межвузовском уровне и занять своё законное место в библиографических записях списков использованной литературы классическими учебными пособиями для учреждений высшего образования. Отечественное двигателестроение, к сожалению, не

получило объективной возможности достойно оценить вклад своих профессоров Г.Ф. Делпа, В.П. Кутурницкого, С.И. Доррера, Н.Р. Брилинга и даже В.И. Гриневецкого в разработку теоретических основ и практических методов испытаний тепловых двигателей, хотя такой вклад без сомнения был.

Как видно из наиболее полных на свой период библиографических записей 1935 года (рис. 3), несмотря на присутствие в них трудов будущих профессоров отечественной школы ДВС Н.М. Глаголева, Е.К. Мазинга, С.Е. Лебедева, пальма первенства в становлении отечественного курса «Испытания ДВС» официально принадлежит зарубежным учёным. Первый перевод на русский язык печатных трудов немецких и английских родоначальников науки об испытаниях ДВС датирован 1903 годом. Но первый допуск в качестве официального учебного пособия по испытаниям двигателей внутреннего сгорания для отечественных вузов зарегистрирован за учебным изданием англичанина А. Джоджа.

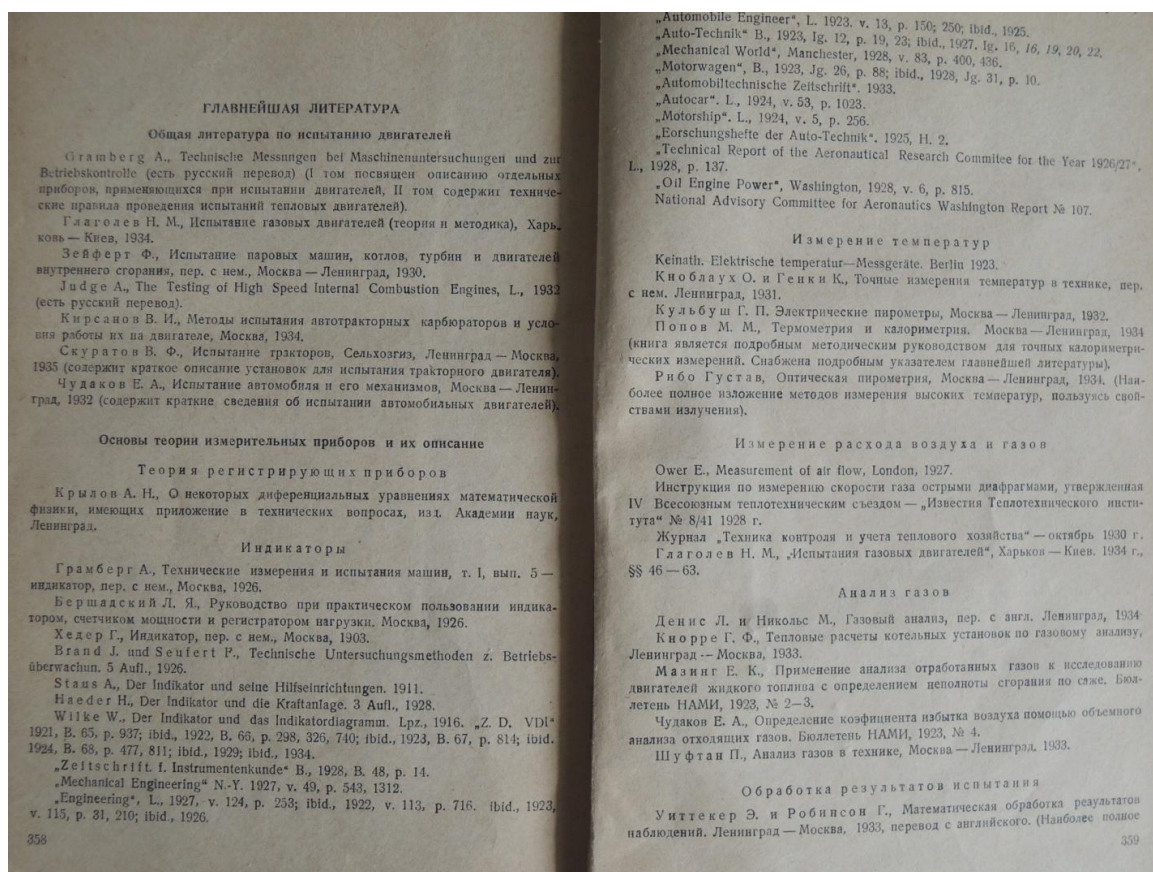


Рис. 3. Наиболее полное библиографическое наполнение литературы по испытаниям ДВС, доступной на постсоветском пространстве в 30-х годах XX столетия [5]

Именно 20-е годы XX века, т.е. 100 лет назад, ознаменовались тем, что уже в 1921 году в Лондоне были опубликованы труды А. Джоджа «Быстроходные двигатели внутреннего сгорания» и «Теория и практика авиационных и автомобильных двигателей», которые явились предвестниками первого на постсоветском пространстве официального учебного пособия дисциплины «Испытания ДВС» (рис. 4), имеющего гриф Главного управления учебных заведений Народного комиссариата торговли и промышленности (ГУУЗ НКТП) СССР. Первый русский перевод (рис. 4) оригинала второго издания этого учебного пособия (рис. 5) появился в 1932 году, а первое издание на английском языке в 1924 году (рис. 6). В этот же период времени без возведения в ранг отечественного учебного пособия для вузов имели русский перевод с немецкого языка ещё два труда по вопросам проведения испытаний тепловых двигателей немецких авторов А. Грамберга и Ф. Зейферта (рис.3).

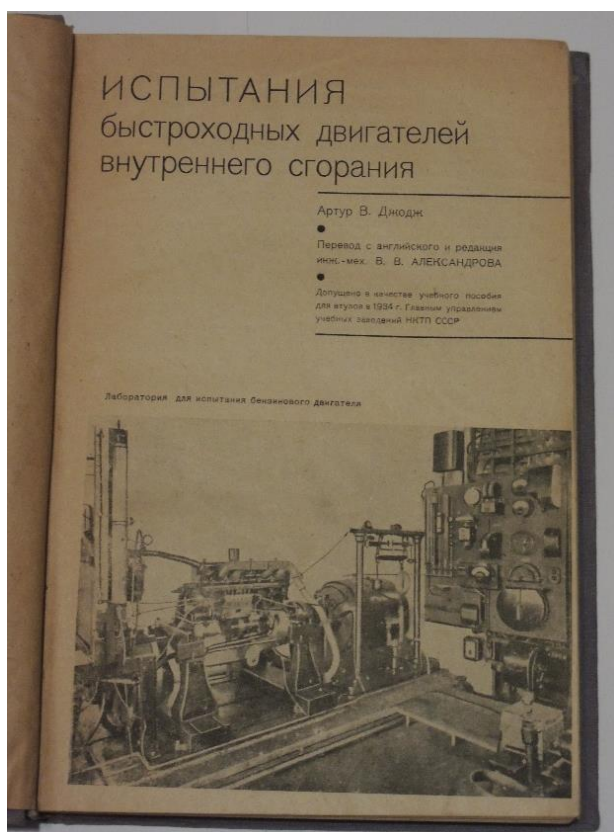


Рис.4. Фотокопия титульного листа оригинала первого учебного пособия для вузов СССР по испытаниям ДВС

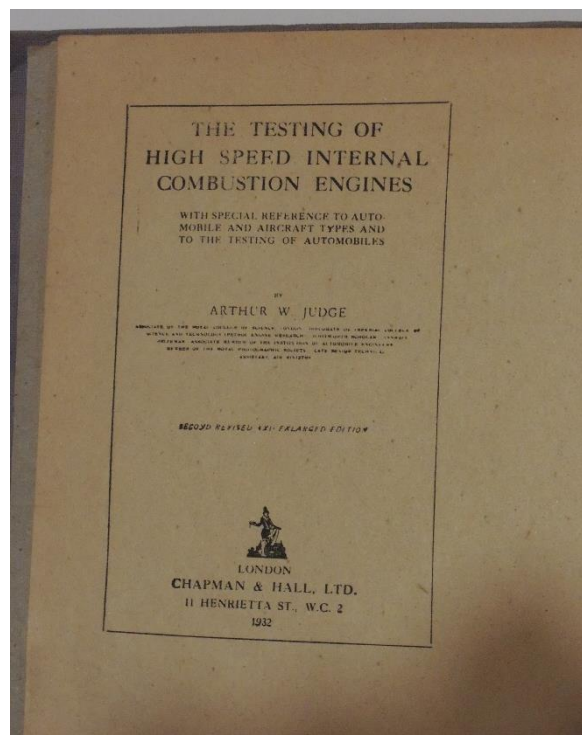


Рис. 5. Фотокопия копии титульного листа оригинального английского издания

Что интересного и полезного можно извлечь преподавателю, инженеру и студенту из учебного пособия А. Джоджа даже сегодня?

По личному мнению автора данной статьи это прежде всего само содержание курса, т.к. из библиографических записей ссылок на литературу следует, что А. Джодж для написания книги в качестве первоисточников использовал преимущественно технические заметки, практические отчеты, бюллетени и статьи технических журналов Англии, Америки, Германии, Франции, Голландии и Италии, посвященные испытаниям автомобильных и авиационных ДВС, начиная с 1906 года, и никакого прототипа учебника для будущего предмета обучения он не имел. А универсальная фундаментальная плита и основные виды тормозных устройств? А тот факт, что в 10-х годах XX столетия экспериментальное определение величин, характеризующих работу двигателя, уже производилось дистанционно электрическими средствами? И наверное с восхищением надо воспринять факт снятия ещё в 1916 году температурной диаграммы внутри цилиндра с помощью платинородий-платиновой термопары с толщиной проволок **0,0127** мм.

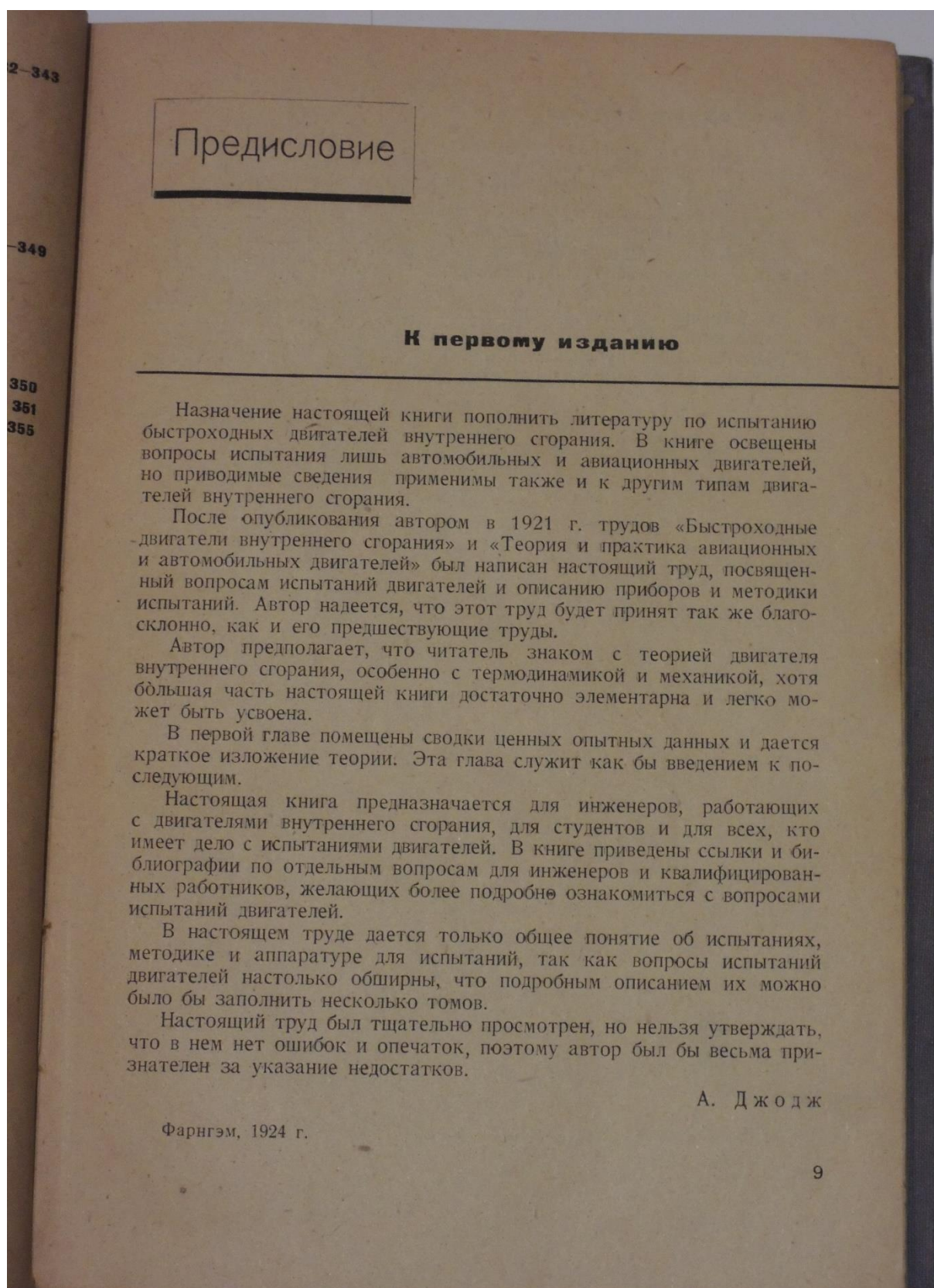


Рис. 6. Фотокопия предисловия к первому изданию труда А. Джоджа, посвященного вопросам испытаний ДВС

Вот так из Англии и Германии начал накапливаться информационный материал для отечественного курса по испытаниям двигателей внутреннего сгорания, который, как отдельная учебная дисциплина, на постсоветском пространстве начал свою официальную историю в 1934 году в виде раздела «Методика испытания лёгких двигателей и лабораторные работы» программы курса «Двигатели внутреннего сгорания», утверждённой машиностроительной программно-методической комиссией ГУУЗ НКТП [5]. Поэтому так похож на английский путь А. Джджа и путь к изданию первого

отечественного учебного пособия с грифом ГУУЗ НКТП по курсу «Испытания ДВС» а именно «Испытание автомобильных двигателей» профессора В.И. Сороко-Новицкого (рис. 7), которое также имело первое печатное издание под названием «Методика испытаний автомобильных двигателей», выпущенное без грифа в 1932 году. Но и этому изданию тоже предшествовали труды по теории ДВС отечественных ученых, например очередная работа Н.Р. Брилинга «Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель», вышедшая в свет в 1931 году.

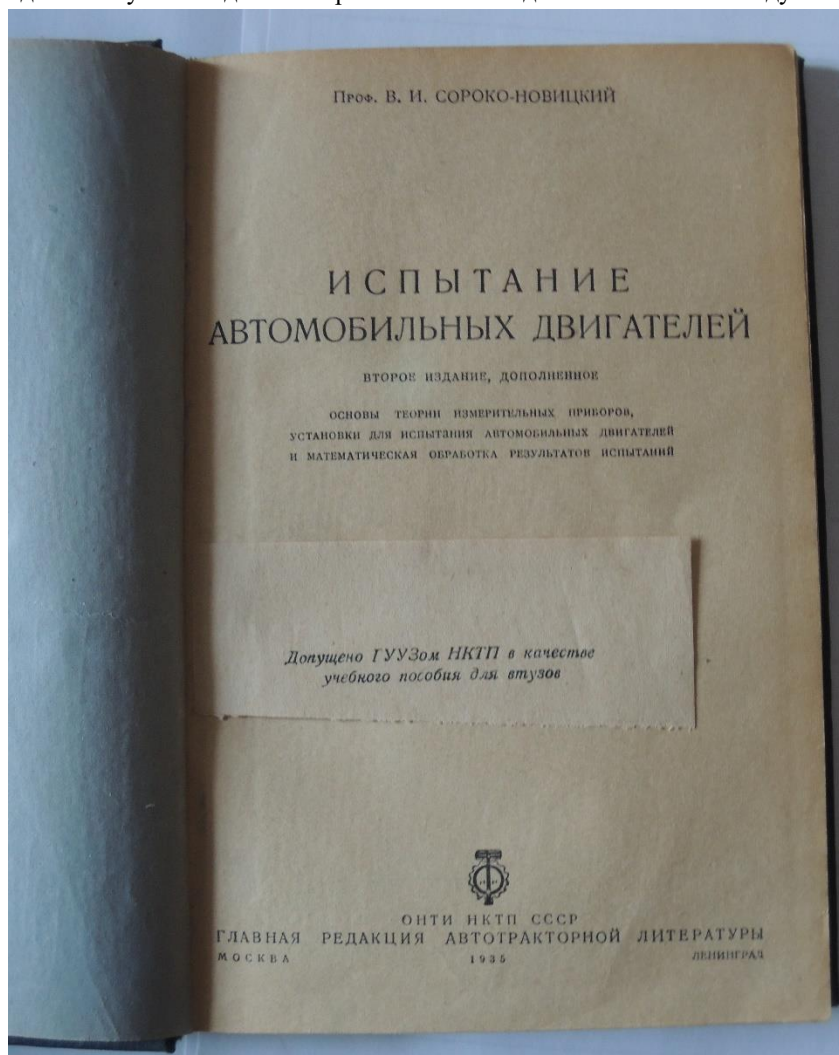


Рис. 7. Фотокопия оригинала титульного листа первого отечественного учебного пособия для вузов по испытаниям ДВС с грифом ГУУЗ НКТП СССР

Объяснение такой похожей (как на Западе, так и в СССР) последовательности событий очень даже простое. На начальном этапе проектирования тепловых двигателей и развития теории ДВС конструктор что в Англии, что в Германии, а с отставанием около 10 лет и в царской России (позже СССР, ещё позже постсоветское пространство), работал в атмосфере «сомнения и неуверенности».

И только, проведя первые испытания опытных образцов он постепенно приобретал экспериментальные данные, на основе которых и улучшал конструкцию, начиная уважать предмет испытания ДВС. Вот так в 20-е годы на Западе, а уже в 30-е на постсоветском пространстве появилась новая наука о видах, формах и методах испытаний ДВС, об информационно-измерительной системе, фиксиру-

ющей результаты измерений, и методах сбора и обработки результатов испытаний. Задача познания азов этой науки и вызвала необходимость написания и издания сначала учебных пособий, а потом, как положено для курса в составе утверждённой для вузов специальности «Двигатели внутреннего сгорания», учебников для преподавания дисциплины «Испытания ДВС». А сама эта задача на постсоветском пространстве была поставлена стремительным развитием собственных объектов применения ДВС, потребовавших создания новых двигателей различного назначения, соответствующих мировым стандартам. Это вызвало к жизни появление специальных лабораторий ДВС в высших учебных заведениях и научно-исследовательских институтах, экспериментальных баз в конструкторских бюро по двигателям и испытательных станций на заводах, выпускающих эту продукцию. По Харьковской школе двигателестроения в разных статьях журнала «Двигатели внутреннего сгорания» 2010-2016 годов выпуска легко найти время рождения каждого из перечисленных объектов в любой структурной единице этого своеобразного организма. Специалисты, прошедшие курс подготовки по учебной дисциплине «Испытания ДВС» и отдавшие ей приоритет в своей дальнейшей трудовой деятельности, приобрели на предприятиях двигателестроения особую значимость, так как именно им стала принадлежать роль экспертов в вопросах оценки прогрессивности того или иного решения при разработке новых и совершенствовании старых конструкций двигателей.

Собранная автором этой статьи коллекция оригиналов почти всех отечественных учебных пособий, учебников и технических книг разных времён непосредственно по испытаниям двигателей внутреннего сгорания в целом включила 10 книг. Это хорошо известные специалистам отрасли учебные и технические труды отечественных авторов В.И. Сороко-Новицкого (1935 г., 1955 г.), Н.М. Глаголева (1934 г., 1958 г.), Д.Н. Вырубова (1935 г.), К.А. Сеницына (1941 г.), Б.С. Стефановского (1972 г.), И.Я. Райкова (1975 г.), Ю.Ф. Гутаревича (2013 г.) и Ю.А. Пахомова (2014 г.). В их числе: 2 фундаментальных учебника, 6 официально допущенных учебных пособий и две книги, предназначенные для инженерно-технических работников научно-исследовательских институтов, конструкторских бюро и заводов.

Думаю, что вывод очевиден даже для невооруженного взгляда.

До 80-х годов XX столетия на постсоветском пространстве для обучения предмету испытания ДВС было издано порядка десяти учебных книг,

утверждённых и допущенных соответствующими ведомствами, в то время как за последние 45 лет издано только две, и то не Харьковской школой двигателестроения.

Могла ли быть другая картина, если расставшись чуть более 40 лет с дисциплиной «Испытания ДВС» в качестве студента ХПИ, познавшего цену, конспектам (рис. 1) и факт наличия фундаментальных учебных книг для дополнительного самообразования, автор этой статьи, придя преподавать в ВУЗ описываемую дисциплину (2016 год), был крайне удивлён, увидев совершенно противоположную картину. Оказалось, что читать лекцию «под запись» в современных условиях, т.е. спустя 40 лет, - это «архаизм и показатель низкой квалификации преподавателя». Поэтому, приспособившись к ситуации «всё наоборот» в файловый архив Харьковского национального автомобильно-дорожного университета (ХНАДУ) уже в 2018 году был загружен электронный конспект лекций самого преподавателя (рис. 8), как выполнение современных требований методологии преподавания дисциплины.

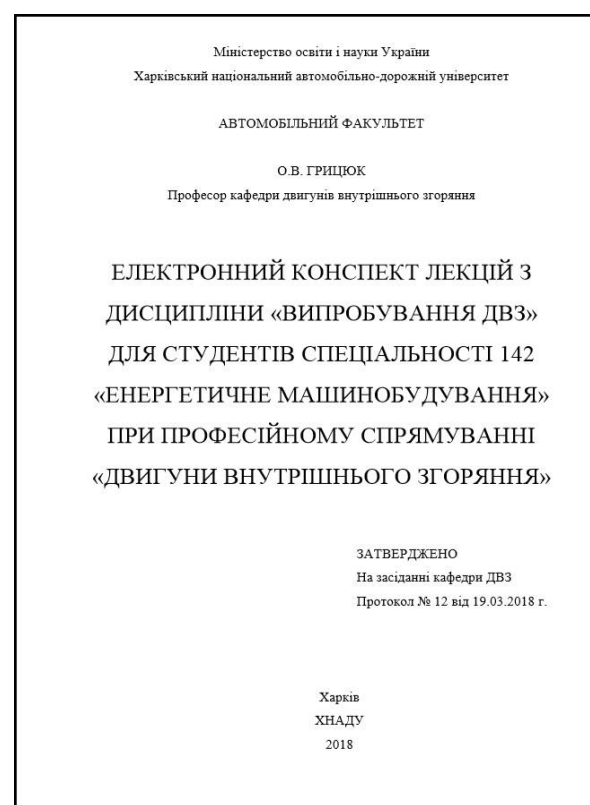


Рис. 8. Титульный лист электронного конспекта лекций по дисциплине «Испытания ДВС»

Объяснение таких требований системы высшего образования очень простое и заключается в следующем:

- современное поколение студентов, сформированное под воздействием компьютерных игр и телевизионных развлекательных программ, не воспринимает печатные учебники или другие учебные пособия;

- современный студент не будет посещать лекции с целью их конспектирования и не поймёт преподавателя, читающего лекцию «под запись».

Вместе с тем внедрение в учебный процесс электронных конспектов лекций, так же как и электронных копий уже напечатанных учебных пособий и учебников, способствует вопросу дистанционного обучения как прогрессивному способу современного обучения по программе какой-либо специальности, но такому искусству как уникальные методы планирования и проведения эксперимента при том или ином виде испытаний ДВС научить не может.

На каком же информационном материале базируется вышеобозначенный электронный конспект преподавателя (2018 г.)? Конечно же на рекомендованном Министерством образования и науки Украины единственном в нашей стране учебном пособии профессора Ю.Ф. Гутаревича 2013 года издания [6]. О том, что это пособие охватывает только часть дисциплины, а не весь курс по испытаниям современных ДВС, говорит уже поверхностное сравнение его содержания с опубликованным в тот же период времени российским учебником Ю.А. Пахомова [7]: 7 глав против 13, 252 стр. против 432стр.

Однако количество революционных отличий содержания современного российского учебника от заложенного 100 лет назад фундамента просто удивляет. Прежде всего это: полное переплетение по сути разных курсов «основы научных исследований» и «испытаний»; обобщение термином «неэлектрические величины» всех величин, характеризующих параметрические и эксплуатационные показатели ДВС; перевод информационно-измерительных систем в «измерительные информационные системы»; внесение совершенно самостоятельных акустических и вибрационных характеристик ДВС в «экологические характеристики двигателя». Да Бог им судья, сегодня они независимое государство, и делают то, что хотят.

А вот что же произошло с отношением к учебникам по испытаниям ДВС в Харьковской школе двигателестроения? Очевидно, что при лёгком доступе к электронному конспекту преподавателя, где нет проблемы пропущенных занятий,

учебники нужны только тому же преподавателю, а самому для себя выполнить такой титанический труд как написание, утверждение и издание нового учебника можно только при серьёзном напоре внешних обстоятельств, которого как известно в высшей школе Украины просто нет.

А как же с передачей более чем полувекового опыта совершенствования и дальнейшего развития научных основ испытаний ДВС Харьковской школой двигателестроения? Может быть груз обучения этой важнейшей составляющей процесса создания и совершенствования двигателей внутреннего сгорания уже взяли на себя учебники по другим дисциплинам программы курса ДВС, и в частности те фундаментальные современные труды, о которых шла речь в начале этой статьи? И здесь, к сожалению, разочарование, поскольку второй том учебников «Двигатели внутреннего сгорания» в шести томах подробно рассматривает лишь этапы доводки дизелей за видами испытаний, а пятый заимствует исследовательские и специальные испытания по определению экологических показателей двигателей в новую дисциплину «Экологизация ДВС». И сделано это не в плане ревизии и дальнейшего развития дисциплины «Испытания ДВС», а применительно к ознакомлению будущего инженера-механика с созданием ДВС в целом. Вместе с тем, обилие в этих томах конкретных примеров отработки сложнейших конструкций элементной базы легендарных украинских дизелей серий ТД специального и СМД народнохозяйственного назначения на основе данных исследовательских и конструкторско-доводочных испытаний вызывает гордость за экспериментальные базы Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению (ХКБД) и Головного специализированного конструкторского бюро по двигателям (ГСКБД), благодаря прекрасному оснащению которых, стала возможной такая отработка конструкций дизелей на этапе их разработки. Вместе с тем в своей публикации [8] автор этой статьи, ещё будучи заместителем генерального конструктора ХКБД по научно-исследовательской работе, осветил не менее конкретные возможности экспериментальной базы, в частности этого предприятия, относительно проведения каких-либо видов испытаний и на всех остальных (кроме доводки в процессе разработки) этапах жизненного цикла двигателя внутреннего сгорания.

В этой связи возникает человеческая обязанность и объективная необходимость донести богатейший (50-ти летний) опыт планирования, подготовки, обеспечения, технологии проведения и обработки результатов всех без исключения видов

испытаний как предприятиями-разработчиками ДВС (ХКБД и ГСКБД), так и предприятиями-изготовителями (Завод имени В.А. Малышева, завод «Серп и Молот» и Харьковский завод тракторных двигателей). Например, только автор этой статьи, как непосредственный носитель этого огромного опыта, прошедший на Заводе имени Малышева и в ХКБД путь от инженера-исследователя до заместителя генерального конструктора по научно-исследовательской работе – главного конструктора, располагает достаточным объёмом фотоматериалов, презентаций в графическом редакторе MS PowerPoint и видеороликов настоящего искусства проведения испытаний как отдельных узлов, так и дизелей в целом (разных марок специального и народнохозяйственного назначения) разработки ХКБД. Наличие таких материалов не могло не повлиять на пересмотр методик проведения лекционных, лабораторных и практических занятий с целью более качественного обучения студентов описываемой дисциплине. Кроме того это дало возможность активного использования системы LightPro, значительно увеличивающей продуктивность и визуализацию преподаваемого материала.

Собственный взгляд на преподавание курса «Испытание ДВС» в реалиях настоящего времени привёл к внесению в редакцию 2018 года новой образовательно-профессиональной программы «Двигатели внутреннего сгорания» второго (магистерского) уровня высшего образования ХНАДУ наибольшего количества кредитов (7) для учебной дисциплины «Испытания ДВС» и началу подготовки отечественного электронного учебника не в виде копии обычного печатного издания, а в виде целого программного обучающего комплекса с конкретными презентационными материалами, фото и видео примерами в каждой теме. Принципиальным в этом подходе развития дисциплины остаётся необходимость сохранения 100-летнего фундамента с историческим названием «Испытания ДВС» и перелома ситуации «растаскивания» отдельных глав дисциплины и их переплетения с другими курсами. При этом источником тревоги необдуманного подхода к обучению испытаниям ДВС является не только пример российского преподавания [7], но и новейший учебный труд под редакцией Войцеха Сердецкого «Исследование двигателей внутреннего сгорания и их функциональных систем» 2017 года издания [9] одного из лидеров в подготовке кадров для двигателестроения Польши – Познанского технологического университета, обе части которого посвящены основам испытаний и испытанию ДВС соответственно, но имеют постоянное переплетение двух разных слов

– «испытание» и «исследование». И только более чем полувековой практический опыт ХКБД, где вопросами испытаний ДВС занимались все без исключения структурные направления предприятия (конструкторское, исследовательское и производственное) может и должен противостоять этим недоразумениям мирового масштаба, возвратив экспериментальные исследования в классификатор испытаний ДВС по своему классическому назначению – «исследовательские испытания». Потому что невольно напрашивается вопрос, а почему в названии учебника [9] под его конкретное содержание выбрано слово «исследование», а не «конструирование» или «изготовление»?

Исходя из сказанного, кроме наполнения введенных уже существующими учебниками тем фото, видео и графическими материалами, обновлённая программа планирует расширение кругозора познаний будущих испытателей по следующим четырём вопросам дисциплины:

1. Введение отсутствующей до сегодняшнего дня единой классификации испытаний ДВС.
2. Развитие методов математического планирования экспериментов и компьютерных программ обработки их результатов.
3. Повышение точности измерений экспериментальных величин современной информационно-измерительной системой.
4. Расширение возможностей исследования рабочего процесса ДВС путём снятия различного вида диаграмм изменения мгновенных значений параметров рабочего тела за каждый цикл двигателя.

Очевидно, что перспектива разработки курса лекций в запланированном виде требует, в первую очередь от преподавателя, освоения самых современных технологий создания электронных образовательных ресурсов, а значит, будет иметь колоссальные трудности в процессе её реализации, несмотря на то, что передовые системы образования во всём мире уже ввели в свою практическую деятельность обширный ряд дидактических возможностей современных Интернет – технологий. Но только использование безмерного задела Харьковской школы двигателестроения и реализация замысла такого учебника по дисциплине «Испытания ДВС» даст возможность спустя 100 лет, в условиях здоровой конкуренции, ликвидировать отставание на старте и возратить Западу тот долг по информационному обеспечению, который занимался для закладки фундамента описанной дисциплины. Но основным источником реализации такого громкого замысла может и должен стать могучий потенциал Харьковской школы двигателестроения.

И в заключение статьи автор выражает искреннюю благодарность своему неизменному научному консультанту профессору И.В. Парсаданову, просмотревшему рукопись статьи и сделавшему целый ряд ценных замечаний, которые учтены в представленной редакции.

Список литературы:

1. Грицюк А.В. Выпускники ТМ факультета Харьковского Политеха в Харьковском конструкторском бюро по двигателестроению /А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. - №1. – С. 85-89. 2. Марченко А.П. У истоков специальности ДВС в Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» /А.П. Марченко, В.А. Пылев, Л.П. Семенов, Н.И. Литвинцева и др.// Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. - №2. – С. 3-6. 3. История двигателестроения на ХПЗ – заводе имени Малышева 1911-2001 гг. Историко-технические очерки о двигателях и их создателях / А.В. Быстриченко, Е.И. Добровольский, А.П. Дроботенко и др.; под ред. к.т.н. М.М. Буденного. - Харьков: «Митець», ГП «Завод им. Малышева», 2001. – 480 с., ISBN 966-7834-09-03. 4. Марченко А.П. Кафедра ДВС Харьковского политехнического: начало /А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, В.А. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. - №1. – С. 21-24. 5. Сороко-Новицкий В.И. Испытание автомобильных двигателей. Второе издание, дополненное / В.И. Сороко-Новицкий. – М.-Л.: ОНТИ НКТП СССР, Гл. ред. автотракторной лит., 1935. – 360 с. 6. Гутаревич Ю.Ф. Випробування двигунів внутрішнього згорання. Навчальний посібник. Друге видання, перероблене і доповнене / Ю.Ф. Гутаревич, А.О. Корпач, А.Г. Говорун. – Київ: НТУ, 2013. – 252 с., ISBN 978-966-632-200-8. 7. Пахомов Ю.А. Основы научных исследований и испытаний тепловых двигателей. Учебник для вузов / Ю.А. Пахомов. – М.: Транслит, 2014. – 432 с., ISBN 978-5-94976-834-1. 8. Грицюк А.В. Создание экспериментальной базы Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению /А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. - №1. – С. 89-93, DOI:

10.20998/0419-8719.2016.1.16. 9. Badania silników spalinyowych i ich układów funkcjonalnych / (red.) W. Serdecki// Wyd.: Politechniki Poznańskiej, 2017.- 306 str Режим доступу: http://www.ed.put.poznan.pl/ksiazki/ISBN_978-83-7775-477-1.

Bibliography (transliterated):

1. Grytsyuk, O.V. (2015), «Graduates of TM faculty of the Kharkov Polytechnic at the Kharkov Design Bureau for Engine Engineering» [«Выпускники ТМ факультета Харьковского Политеха в Харьковском конструкторском бюро по двигателестроению»], Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №1, p.p. 85-89. 2. Marchenko A.P., Pylev V.A., Semenenko L.P., Drobotenko A.P. (2010), At the origins of the ICE specialty at the National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute" [U istokov special'nosti DVS v Nacional'nom tekhnicheskoy universitete «Khar'kovskij politekhnicheskij institut»] Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №2, p.p. 3-6. 3. Bystrichenko A.V., Dobrovolskii E.I., Drobotenko A.P. (2011), The history of engine building at the KhPZ - Malyshev plant 1911-2001 Historical and technical essays on engines and their creators [Istorija dvigatelestroeniya na KhPZ – zavode imeni Malysheva 1911-2001 gg. Istoriko-tekhnicheskie ocherki o dvigateljakh i ikh sozdatel'jakh], pod red. k.t.n. M.M. Budennogo, Khar'kov, «Mitec'», GP «Zavod im. Malysheva», 480 p. 4. Marchenko A.P., Pylev V.A., Parsadanov I.V. (2011), Department of ICE of the Kharkov Polytechnic: beginning [Kafedra DVS Khar'kovskogo politekhnicheskogo: nachalo], Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №1. p.p. 21-24. 5. Soroko-Novitskii V.I. (1935), Testing car engines [Ispytanie avtomobil'nykh dvigatelej], Vtoroe izdanie, dopolnennoe, Moscow, 360 p. 6. Gutarevich Ju.F., Korpach A.O., Govorun A.G. (2013), Testing of internal combustion engines [Viprobuvannja dviguniv vnutrishn'ogo zgorjannja], Navchal'nij posibnik. Druge vidannja, pereroblene i dopovnene, Kyiv, 252 p. 7. Pakhomov Ju.A. Fundamentals of research and testing of heat engines. Textbook for higher education [Osnovy nauchnykh issledovanij i ispytaniij teplovikh dvigatelej]. Uchebnik dlja vuzov, Moscow 432 p. 8. Grytsyuk, O.V. (2016), Creation of the experimental base of the Kharkov design bureau for engine building [Sozdanie eksperimental'noj bazy Khar'kovskogo konstruktorskogo bjuro po dvigatelestroeniju], Dvigateli vnutrennego sgoraniya №1. p.p. 89-93, DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.16. 9. W. Serdecki (2017), Research on internal combustion engines and their functional systems [Badania silników spalinyowych i ich układów funkcjonalnych], Poznan, 306 p.

Поступила в редакцию 23.06.2020 г.

Грицюк Александр Васильевич – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры ДВС Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: dtkkbd@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0002-5596-6254>.

ФРАГМЕНТИ ІСТОРІЇ У РОЗВИТКУ МЕТОДОЛОГІЇ ВИКЛАДАННЯ ДИСЦИПЛІНИ «ВИПРОБУВАННЯ ДВЗ» У ВІТЧИЗНЯНИХ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДАХ

О.В. Грицюк

Розглянуто основні віхи історії викладання дисципліни «Випробування ДВЗ» у вищих навчальних закладах від зародження цього курсу до теперішнього часу. Показано, що фахівці, які пройшли курс підготовки з цієї навчальної дисципліни і віддали їй пріоритет у своїй подальшій трудовій діяльності, придбали на підприємствах двигунобудування особливу значущість, так як саме їм стала належати роль експертів у питаннях оцінки прогресивності того чи іншого рішення при розробці нових і вдосконаленні старих конструкцій вітчизняних двигунів внутрішнього згорання. Наведено відомості щодо основних підручників та навчальних посібників з цього предмету. Поручено болочке питання початкового базування матеріалу, що викладається, на доробку закордонних джерел навчання, що і через 100 років продовжує розхолоджувати науково-педагогічний склад Харківської школи двигунобудування, яка вже має багатющий власний досвід з усіх видів випробувань ДВЗ. Виконано аналіз причин падіння інтересу студентів до самостійного вивчення сучасної навчальної літератури з випробувань ДВЗ. Відзначено, що в ситуації, яка склалася в Україні і світі відродження цього інтересу буде залежати, перш за все, від уміння правильно розпорядитися величезним досвідом, накопиченим при організації та проведенні випробувань двигунів у Харківському конструкторському бюро з двигунобудування і Головному спеціалізованому конструкторському бюро з двигунів, і створити новий формат вітчизняного електронного підручника не у вигляді копії звичайного друкованого видання, а в вигляді цілого програмного навчального комплексу з конкретними презентаційними матеріалами, фото і відео прикладами в кожній темі.

Ключові слова: навчальна дисципліна; курс; підручник; навчальний посібник; випробування ДВЗ.

THE COURSE'S "THE TESTING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES" TEACHING METHODOLOGY DEVELOPMENT IN DOMESTIC EDUCATIONAL INSTITUTIONS - FRAGMENTS OF HISTORY

O.V. Grytsyuk

Considered are the main milestones of history of the course "The testing of ICE " teaching in the universities from the inception of this course to the present days. It is shown that the specialists who took a training course in this academic discipline and gave it priority in their work got a particular importance at engine manufacturing enterprises, since they began to play the role of experts in assessing the progressiveness of a particular solutions while developing new and improving old designs of domestic internal combustion engines. The information on the main textbooks and teaching aids on this subject is provided. The painful issue of the initial basing of the taught material on the backlog of foreign sources of training is touched on, which after 100 years continues to dampen the scientific and pedagogical staff of the Kharkov school of engine building that already has rich own experience in all types of ICE testing. The analysis of the reasons for the drop in students' interest in self-study of modern educational literature on the ICE testing is carried out. It is noted that in the current situation in Ukraine and in the world, the revival of this interest will depend first of all on the ability to properly manage the vast experience gained in organizing and conducting engine tests at the Kharkiv Engine Design Bureau and the Head Specialized Engine Design Bureau, and create a new format of the local electronic tutorials not in the form of a copy of a regular printed publication, but in the form of a whole software training complex with specific presentation materials, photos and video examples in each topic.

Key words: academic discipline; course; textbook; tutorial; testing of internal combustion engines.

А. В. Белогуб, С. В. Епифанов, А. П. Марченко

К XXV МЕЖДУНАРОДНОМУ КОНГРЕССУ ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЕЙ

Настоящая статья должна дать полную многомерную картину о том, как 25 лет назад в сентябре 1996 г. после длительного перерыва, связанного с образованием на территории СССР независимых государств (26 декабря 1991 г.), начались ежегодные собрания ученой братии, работающей в области двигателестроения, названные Международными Конгрессами двигателестроителей. Приведена статистика за предыдущие 24 Конгресса. Быстро летит время [1].

Ключевые слова: ДВС; ГТД; Конгресс двигателестроителей; публикации; велопоходы.

Введение. В далеком 1995 году, через 4 года после распада СССР, иллюзии относительно мгновенного улучшения жизни начали развеиваться и мы, два соавтора этой научной статьи (но еще не могучая кучка!), поехали проветрить мозги на велосипедах. Слово за слово, и разговор зашел о том, что жизнь научная застыла, научная общественность ушла в себя, ни с кем не общается и думает о выживании. Третий соавтор не выходил из глубоких ... раздумий об иррациональности сложившейся ситуации, но был мысленно с нами. Мрак. Не с кем провести дискуссию на возвышенные научные темы, а заодно и угоститься. Не то, что было раньше – конференции, симпозиумы и другие важные и приятные мероприятия из жизни познавателей нового.

Основной глубоко научный текст

Начало (Версия А. Белогуба)

Будем возрождать, решили мы. Но так, чтобы совместить приятное с приятным. Иметь возможность проветривать мозг ездой на велосипеде и возобновить общение научной общественности в родной и близкой для нас сфере – двигателестроении. К счастью, один из нас всю жизнь был связан с газовыми турбинами, другой – с поршневыми двигателями. Предпосылки для слияния более, чем убедительные.

Немного объективной информации о нас (взгляд со стороны, описанный нами самими).

Статус отцов-основателей на 1995 (1996) год:

Епифанов С. В., выпускник ХАИ 1974 г., кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры № 203 (конструкции авиационных двигателей) ХАИ им. Н.Е. Жуковского, уже тогда один из идеологов создания систем параметрической диагностики ГТД, мастер спорта СССР по велотуризму [2].

Белогуб А. В., выпускник ХПИ 1976 г., кандидат технических наук, с.н.с., начальник отдела энергетики Института машин и систем Минпромполитики и НАН Украины, кандидат в мастера спорта СССР по велоспорту и Ученый секретарь «Державної програми розвитку двигунобудування України» [2].

По предварительному стовору (совмещение приятного с приятным) определили, что местом проведения должен стать спортивно-оздоровительный лагерь ХАИ в Рыбачьем, время проведения – сентябрь, когда еще можно купаться в море, но отпуск уже закончился и возможна командировка. Это должно привлечь научную общественность; и не так жарко для маленького велопохода. За поддержкой пошли к А. Ф. Шеховцову, доктору наук, профессору, заведующему кафедрой ДВС НТУ «ХПИ».



а)



б)



в)

Фото 1. Повзрослевшие отцы-основатели (фото 2019 г.): а) д.т.н., проф. Белогуб Александр Витальевич, б) д.т.н., проф. Епифанов Сергей Валериевич, в) д.т.н., проф. Марченко Андрей Петрович

Главное предложение Анатолия Федоровича заключалось в том, что для хорошей компании нужен третий, и в состав отцов-основателей был включен А.П. Марченко.

Статус отца-основателя на 1995 (1996) год:

Марченко А. П., окончил ХПИ в 1974 г., доктор технических наук, доцент каф. ДВС ХПИ, уже в то время крупный научный и общественный деятель [3].

Так появились первые из могучей кучки.

Начало (Версия С. Епифанова)

Все было не так! Еще задолго до Конгрессов кафедры конструкции авиационных двигателей ХАИ проводила научно-технические конференции всесоюзного масштаба. В 1973 году была проведена первая Всесоюзная научно-техническая конференция «Измерения температур и деформаций в газотурбинных двигателях». Она состоялась в ХАИ. Ответственными организаторами были Дмитрий Федорович Симбирский (в последующем – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой) и Леонард Суменович Григорьев, заведующий лабораторией Термопрочности ХАИ. Следующая конференция проходила в 1977 году, когда на кафедре уже начались работы по диагностике двигателей. Поэтому тематика была скорректирована в необходимую сторону, и конференция имела название «Методы и средства машинной диагностики состояния газотурбинных двигателей и их элементов». Конференция 1980 года проходила на базе отдыха ХАИ в поселке Рыбачье (Крым). Следующая конференция состоялась в 1983 году в Харькове, а последний из этой серии высших научных форумов под названием «Проблемы функциональной диагностики газотурбинных двигателей и их элементов» – в 1990 году в Рыбачьем. Это было значительным событием в авиационной отрасли СССР, в котором приняло участие около 400 ученых и специалистов. Я, С.В. Епифанов, был ответственным секретарем этой конференции и не только знал все проблемы организации подобных мероприятий, но и понимал, что полностью решить эти проблемы невозможно, но решать нужно.

Международные Конгрессы (организованные отцами-основателями) стали продолжением начатого дедами-основателями!

Начало (Версия А. Марченко)

Все было совсем не так! Анатолий Федорович задолго до I-го Конгресса «доставал» меня фразой: «Конференции двигателестроителей, о необходимости которых говорят лучшие умы отрасли, должны свершиться!» И для Конгресса настал час точки невозврата.

Первый Конгресс

Далее были обычные хлопоты, связанные с организацией, а также просьбами, уговорами и

угрозами по подготовке тезисов и выступлений – все, как и сегодня.

Известное теперь название мероприятия появилось не сразу. Сначала мы, следуя традициям (см. выше версию С. Епифанова), назвали его конференцией. Составив программу, показали ее Николаю Эммануиловичу Тернюку, директору института Машин и Систем НАН Украины (А. В. Белогуб в то время был его заместителем по научной работе). Н. Э. Тернюк сказал, что мы мелко плаваем – нужно сразу назвать это мероприятие конгрессом. И назвал его «Международный конгресс двигателестроителей Украины с международным участием «Двигатель XXI века». Именно под этим названием прошел первый Конгресс. Впоследствии, при подготовке ко второму Конгрессу, С. В. Епифанов заметил, что при частом произнесении этого названия язык начинает уставать и заплетаться от многословия, и улучшил это название путем исключения лишних слов. Получилось «Международный конгресс двигателестроителей». Это название укоренилось и, надеюсь, искоренить его будет очень трудно.

Итак – I-й Конгресс, сентябрь 1996 года. Приглашаем Министра Минпромполитики Украины, Президента НАН Украины и прочих важных гостей. Между делом приглашаем и простых докторов, профессоров, конструкторов и инженеров от профессии (фото 2 – участники).

Мы, наивные, думали, что наше начинание заинтересует власть имущих, и мы совместными усилиями будем поднимать промышленность Украины, создавать двигатели и пр. Как мы ошибались тогда! Да и затем много раз подряд ошибались к каждому Конгрессу.

Для точного определения количества участников I Конгресса потребовалась научная разработка, для чего приведено фото 3. Всесторонний анализ методом дедукции изображений на фото 2 и 3 позволяет сделать глубокомысленный вывод о том, что на I Конгрессе присутствовало не менее 18 ученых, из которых 6 докторов и 4 кандидата наук.

Отдельно об особенном. Минпромполитики прислал какого-то клерка, который с трудом ориентировался в промышленности, был далек от науки, но очень хотел иметь диплом кандидата наук. И, что характерно, водку, коньяк и любое вино пил замечательно, за что ему отдельное огромное человеческое спасибо.

Расчет основателей на то, что вовсе не научная привлекательность Конгресса будет превалировать в мозгах ученых, полностью оправдалась. Большая часть дискуссий была проведена вне зала заседаний, на пляже, в парке СОЛ «ИКАР» и по пути из «ИКАРА» на пляж и обратно (фото 4...6).



Фото 2. Участники I Конгресса двигателестроителей. Верхний ряд слева направо: В. Иванков, гл. конструктор ЗИК (г. Токмак), д.т.н. А. Марченко (ХПИ), к.т.н. П. Перерва (ХКБД), к.т.н. А. Куценко (ХПИ), к.т.н. Г. Рык (Хайфа, Израиль), д.т.н. А. Кудряш (ИПМаш НАНУ), к.т.н. И. Краюшкин (ХКБД), д.т.н. Н. Тернюк (ИМиС), д.т.н. А. Шеховцов, В. Сидоренко (Минпромполитики), д.т.н. А. Строков, (ГСКБД, ХЗТД), И. Лисниченко (КБ «Южное», Павлоград). Нижний ряд: А. Горячий (ХАИ), к.т.н. С. Епифанов (ХАИ), В. Зябкин (ЗИК, Токмак), А. Кесарийский (КБ «Южное», Павлоград)



Фото 3. На этом снимке нет Н. Тернюка, но появился А. Кайдалов (ИПМаш НАНУ) предпоследний во втором ряду и А. Белозуб (ИМиС), третий – в нижнем ряду. Их лица увеличены для тех, кто плохо видит



Фото 4. Ученые до и после дискуссий; на переднем плане – велосипеды отцов-основателей

Не забыли мы и себя – велосипедная часть была достаточно насыщенной. Нам удалось попасть в Большой Крымский заповедник и проехать по верхней дороге из Алушты в Ялту (фото 7).



Фото 5. Профессора А. Кудряш, А. Строков и А. Шеховцов обсуждают свойства Массандровского хереса и влияние их на качество недавней докторской диссертации А. Строкова, индикаторные показатели двигателя и науку в Украине

Не без приключений, т.к. дистанция между лагерем «ИКАР» в Рыбачьем и первой возможной остановкой на ночлег (в заповеднике категорически нельзя разбивать палаточный лагерь) была более 100 км. Обессиленный нарзаном и научными заседаниями, на спуске с Никитского перевала (фото 7) один из нас потерпел катастрофу, окончившуюся установкой лагеря на середине спуска в Ялту. Нас

спас подарок А. Строкова (за что ему вечная благодарность), врученный перед закрытием Конгресса – бутылка десертного вина «Алеатико», лучше которого мы с тех пор и не пробовали.



Фото 6. А. Строков и Г. Рык (сделавший Конгресс международным) обсуждают вопросы трения, в которых оба хорошо соображают, а Н. Тернюк (фото справа) просто отдыхает от общения с министерским клерком



Фото 7. Никитский перевал – высшая точка верхней дороги Алушта-Ялта, 1448 м над уровнем моря. Снимает нас господин Автопуск. Слева направо: С. Епифанов и А. Белогуб



Фото 8.
А. К. Горлов – директор
СОЛ «ИКАР»



Фото 9.
Т. А. Божененко

Последующее движение к вершинам науки через Конгрессы лучше всего проследить через статистику, сбором и систематизацией которой занималась и занимается Тамара Афанасьевна Божененко, поклон ей и уважение (фото 9). Но по классике жанра (наука, все-таки) начнем с классификации.

Классификация

Эру Конгрессов условно-научно можно разделить на ряд периодов, наслаивающихся друг на друга.

По месту проведения: 1-й период - с 1996 по 2013 г. – п. Рыбачье, АР Крым, СОЛ «ИКАР»; 2-й с 2014 по 2019 г. – п.г.т. Коблево Николаевской обл. и 3-й с 2020 г. – п.г.т. Лазурный, Херсонской обл. (даст Бог – и дальше будем проводить).

По публикациям: 1996 г. – только тезисы, с 1997 г. – сборники докладов и публикации в журналах.

По фото: с 1996 по 2004 год – пленочная, с 2005 – цифровая фотография.

По календарям Конгрессмена: с 1996 по 2001 год – полное отсутствие календарей, с 2002 года – настольный календарь Конгрессмена.

По спонсорам: 1996, 1997 г.г. – «ХАИ» и ИМиС Минпромполитики и НАН «Украины», с 1998 по 2003 г. – «ХАИ» и АОЗТ «Украинские моторы», с 2004 по 2012 г. – «ХАИ» и ОАО «АВТРАМАТ», с 2013 г. по н.в. – «ХАИ» и АО «ФЭД».

В будущем ученые-историки от техники могут эти периоды разделить на подпериоды, полупериоды и пр., найти много нового и интересного в этом пласте неизведанного об объективных и субъективных моментах дискретизации непрерывного пространственно-временного континуума прошедших 25 Конгрессов.

На представленных ниже фотографиях (фото 10...20) можно увидеть первых Конгрессменов, незаурядных ученых из эпохи пленочной фотографии и спонсорства ИМиС и «Украинских моторов». К сожалению, очень много замечательных участников не попало в галерею. Мы надеемся, что они нас простят и будут терпеливо ждать следующего юбилея. Наше к ним отношение исключительно позитивное. Как говорил К. Прутков: «Нельзя объять необъятное». Поэтому надеемся на их снисходительность – ведь мы отнесли их к необъятному.

Далее наука будет только матереть и нам удастся проследить исторический разрез конкретных достижений.



Фото 10. С. А. Ероценков и С. В. Еришов



Фото 14. Н. Д. Чайнов и С. В. Епифанов



Фото 11. Б. Д. Билека и Б. Г. Мингазов

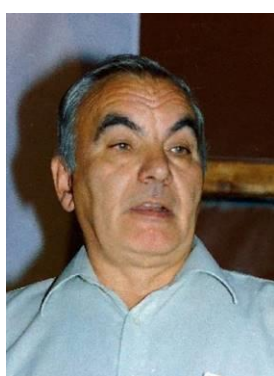


Фото 15. И. В. Парсаданов и В. Г. Дьяченко



Фото 12. Ю. А. Ножницкий и А. В. Олейник



Фото 16. Ю. М. Мацевитый и Д. Ф. Симбирский

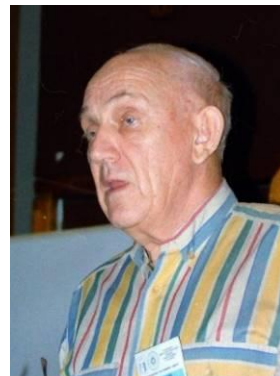


Фото 13. И. И. Тимченко и В. В. Кулалаев



Фото 17. Г. А. Попов и К. В. Безручко



Фото 18. В. С. Гусев и Е. Ф. Фурмаков



Фото 20. Рабочая группа:
В. В. Бойко и Т.В. Кулик



Фото 19. Рабочая группа: А. В. Чигрин и
Е.Г. Талда

Конкретные достижения

В таблице 1 приведены данные, связанные с основными достижениями Конгрессов. И так, за 24 года проведения Конгрессов их посетили 3741 чел., в среднем 155 чел./Конгр. Из них – оспещенных (докторов и кандидатов) – 1641 чел., в среднем – 68,4 учен./Конгр., что можно считать выдающимся результатом в условиях безальтернативности в начале их (Конгрессов) проведения. Особого внимания заслуживают публикации. Издано журналов или сборников трудов 131 (5,5 журн./Конгр), причем кроме первых двух – остальные издания включены в перечни профессиональных журналов ВАК и ГАК. Все издания вышли до начала Конгрессов и были распространены среди участников. Ужасает количество изданных страниц – **24151!** В среднем по 1000 стр./Конгр. На наших форумах регулярно присутствовали и выступали студенты и аспиранты.

Таблица 1. Статистические данные, связанные с проведением Международных Конгрессов двигателестроителей

№ Конгресса	Год проведения	К-во участников	Академики	Доктора наук	Кандидаты наук	Ученые (суммарно)	Аспиранты и студенты	К-во журналов	К-во страниц	Тезисы, стр.
1	1996	20	0	6	8	14	0	1	-	65
2	1997	110	0	17	29	46	0	1	363	
3	1998	70	1	9	21	31	0	1	582	
4	1999	139	1	11	28	40	4	1	544	
5	2000	137	0	13	28	41	2	1	535	
6	2001	168	1	23	29	53	6	2	586	
7	2002	185	1	29	40	70	5	4	1356	
8	2003	180	2	20	34	56	6	4	774	65
9	2004	198	1	54	48	103	6	6	1116	81
10	2005	240	2	47	84	133	13	8	1209	84
11	2006	185	1	46	64	111	10	9	1262	65
12	2007	185	1	42	67	110	17	8	1639	93
13	2008	205	0	38	52	90	21	8	1532	119
14	2009	212	1	42	58	101	26	8	1326	120
15	2010	209	0	27	55	82	25	8	1411	119

Продолжение таблицы 1

16	2011	220	1	69	72	142	14	8	1579	122
17	2012	207	2	54	49	105	16	8	1734	122
18	2013	188	2	35	40	77	19	8	1731	150
19	2014	170	0	20	24	44	0	7	1253	104
20	2015	138	0	29	20	49	11	7	963	96
21	2016	92	0	19	13	32	3	6	805	84
22	2017	87	0	13	21	34	4	5	744	70
23	2018	109	0	20	25	45	6	6	637	85
24	2019	87	1	14	17	32	3	6	405	111
25	2020	Ждите! Цифры будут и здесь !								
Всего:		3741	18	697	926	1641	217	131	24151	1690
В среднем:		155,9	0,8	29,0	38,6	68,4	9,0	5,5	1006	99,4

Рис. 1, 2 дополняют таблицу 1. На рис. 1 приведены графики посещаемости. Видно, что пик популярности пришелся на 10-й Конгресс (2005 г.), но ученость Конгресса достигла расцвета в 2011 году – 141 ученая единица. На рис. 2 – график публикуемости. Пик пришелся на 17-18 Конгрессы, когда было опубликовано более 1700 стр., не считая тезисов. Еще одним интересным показателем является ученость участников Конгресса, которая легко получается делением числа ученых на общее число участников. Выраженная в процентах, она приведена на рис. 3. Глубокий научный анализ приведенных данных позволяет сделать вывод о том, что, несмотря на общий упадок (до 87 Конгрессменов), качественная составляющая остается на достаточно высоком уровне – более 35% по всем официальным ученым и около 20 % – по докторам наук.

Нами предложен еще один критерий оценки деятельности Конгрессменов. Его обоснование и применение должно внести полную ясность в значимость всех вышеизложенных рассуждений. Понятно, что он должен быть исключительно безразмерный, иначе потеряет всю свою научную ценность и новизну. Назван такой критерий – усредненная научная плодовитость ученого Конгрессмена, которая выражается следующим образом:

$$K_{py} = P \cdot U_{cp} / (U_{ch} \cdot P_{cp}),$$

где K_{py} – критерий плодовитости; P – количество публикаций на текущем Конгрессе; U_{cp} – среднее количество участников по всем Конгрессам; U_{ch} – количество ученых на текущем Конгрессе, P_{cp} – среднее количество публикаций по всем Конгрессам. На рис. 4 представлен критерий плодовитости ученых Конгрессов по годам. Анализ рис. 4 показывает, что от Конгресса до Конгресса ученые все больше и больше пишут. Такая тенденция просматривается и на будущее. И это радует!

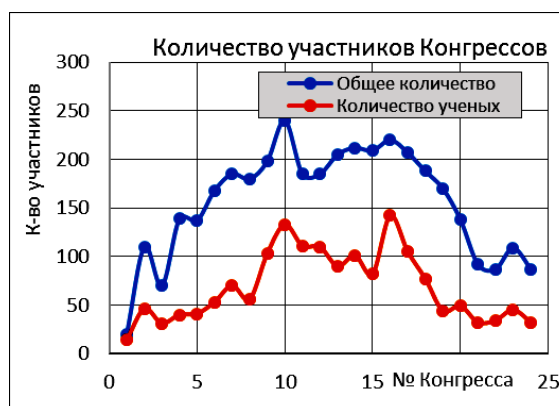


Рис. 1. Количество участников Конгрессов



Рис. 2. Объем публикаций



Рис. 3. Качественный состав участников Конгрессов



Рис. 4. Распределение плодовитости конгрессменов по годам

Календари Конгрессмена

Разобравшись с учеными, перейдем к календарям, которые являются украшением наших Конгрессов. Первый календарь был сверстан в 2002 году, и он традиционно начинался 1 января и заканчивался 31 декабря. Но Конгрессы полностью изменили отношение к датам, и после недолгих раздумий было решено привязать календарь к срокам проведения Конгресса – от сентября до сентября. Так, конечно, стало гораздо веселее. Теперь все конгрессмены, увидев, что календарь оканчивается в сентябре, должны за много месяцев до этого начать беспокоиться о том, чтобы получить следующий календарь. А лучшим способом проявления такого беспокойства является подготовка доклада на следующий Конгресс. Внешний вид также изменялся, пока не стал таким, каким мы его знаем сейчас, рис. 5. При «Украинских моторах» (до 2004 г.) обложка была беспорядочной, при «АВТРАМАТЕ» на ней появилась корова с боталом из поршня (жила эта корова в урочище «Карагач» под Судакон), после безвременной кончины «АВТРАМАТА» на обложке появился АО «ФЭД» (кто платит за издание – того и обложка).



Рис. 5. Календари Конгрессменов разных годов

Фотографии, представленные в календаре, сняты исключительно в период между Конгрессами. Подписи под картинками в основном придуманы А. А. Зотовым (фото 21), неоднократно участником как научной части, так и велопоходов, сопровождающих Конгресс.



Фото 21. Автор подписей к большинству календарей к.т.н., ведущий конструктор А.А. Зотов

О других важнейших статистических данных, закономерностях, научных и околонаучных открытиях и обобщениях.

Эта часть информации значительна по объему. Она имеет две составляющие. Первая часть – исключительно для служебного пользования участников Конгресса (ДСП – для тех, кто забыл этот термин). А вторая может быть отнесена к открытым публикациям.

Например, по первой части. Было одно событие на 1-м Конгрессе, относительно которого было засекречено без срока давности абсолютно все и сразу: место, количество участников, количество докторов и кандидатов наук, время суток и пр., и пр. Это когда горячие научные дискуссии об индикаторном КПД ученых мужей почти во фраках были продолжены на свежем воздухе около моря. Активно доказывая свою правоту, участники обсуждения не заметили, как оказались на нудистском пляже. Реакция и нудящих, и ученых мужей на эту встречу была очень специфической.

Что касается второй, открытой части, то, в первую очередь, следует признать все фото Александра Белогуба на первом и последующих Конгрессах великим достоянием этих Конгрессов (совместное предложение А. Марченко и С. Епифанова). На этих фото все самое интересное: переживания докладчиков – студентов, аспирантов, докторантов, а точнее всех нас, мудрые лица мудрых людей, общие фото участников, неповторимые пейзажи... А другими словами – это иллюстрация жизни 1-го Конгресса и всех последующих.

На наступних фотографіях (фото 22...31) ще трохи класиків двигателестроєння, із ери вже цифрової фотографії. Як і в попередній серії фото, автори справжнього праці умовчали о

титулах і заслугах цих Великих особистостей. Це ще одна загадка для майбутніх поколінь істориків.



Фото 22. А. П. Зиньковский и Н. А. Иващенко



Фото 23. А. Н. Петухов и Н. И. Бура



Фото 24. Б. Г. Тимошевский и М. Р. Ткач



Фото 25. Н. П. Великанова и А. А. Хориков



Фото 26. А. Н. Рева и "профессор" Мустафа



Фото 27. Л. Б. Гецов, Д. Г. Федорченко и Ю. С. Воробьев



Фото 28. А. П. Клименко и А. В. Русанов



Фото 29. А. В. Шереметьев и В. А. Пылев

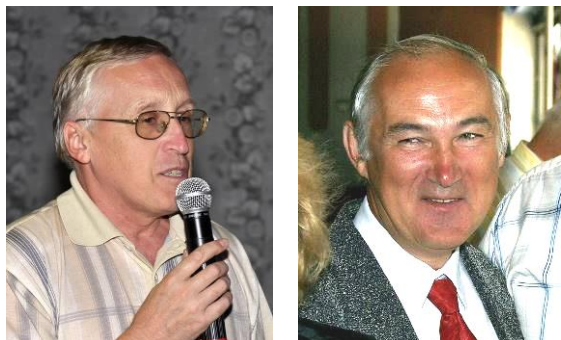


Фото 30. Ю. В. Рождественский
и А. Л. Михайлов



Фото 33. Конгрессмены напротив Белой горы



Фото 31. Е. Р. Голубовский и Е. В. Белоусов

Маленькая информация интимного характера от отцов основателей. Велосипедная (главная) составляющая Конгрессов с успехом продолжается. Все 24 велопохода удалось совершить только С. Елифанову; А. Белогуб отстал на 1,5 похода, по слабо зависящим от него причинам: один – поломал палец и 0,5 – доктор запретил. Первые походы украшал Ю. Гусев (фото 32). В последние 10 лет безусловным украшением велосипедной части стал Р. Варбанец (фото 32), по совместительству – один из активнейших участников второй (научной) части.

Количество велоучастников варьировалось более беспорядочно – от 2-х до 13. Глубокое изучение этого неизведанного пласта истории Конгрессов ждет своих исследователей.



Фото 32. Р. А. Варбанец и Ю. А. Гусев

Для упрощения будущих археологических раскопок на стоянках конгрессменов приводим маршруты наших путешествий (1 – на Конгресс, 2 – с Конгресса).

1996: 1) Симферополь – Лучистое – Рыбачье;

2) Рыбачье – Алушта – Изобильное – Крымский заповедник – Никита – Ялта – Ай-Петри – Соколиное – Симферополь.

1997: 1) Симферополь – Танкодром – Долгоруковская яйла – т/с Бурульча – Партизанский ручей – т/с Суат – Караби-яйла – Чигинитра – Рыбачье;

2) Рыбачье – Алушта – Изобильное – пер. Альминский – р. Альма – Северный кордон – Симферополь.

1998: 1) Симферополь – Зуя – Орто-Сырт – т/с Суат – Караби-яйла – пер. Большие Ворота – Рыбачье;

2) Рыбачье – Алушта – Рабочий Уголок – Малый Маяк – Ялта – Ай-Петри – Соколиное – Симферополь.

1999: 1) Симферополь – Белогорск – Красноселовка – Караби-Яйла – пер. Большие Ворота – Чигинитра – Рыбачье;

2) Рыбачье – т/с Суат – т/с Бурульча – кордон Малиновый – Малиновый ручей – Перевальное – Симферополь.

2000: 1) Симферополь – пер. Ангарский – Лаванда – Демерджи-яйла – Тирке – Суат – Караби-яйла – Чигинитра – Рыбачье;

2) Рыбачье – Генеральское – Суат – Тирке-яйла – Долгоруковская яйла – Симферополь.

2001: 1) Симферополь – Белогорск – Пчелиное – Караби-яйла – пер. Большие Ворота – Рыбачье;

2) Рыбачье – Лучистое – пер. Ангарский – оз. Кутузовское – т/с Саурган – Крымский заповедник – Ялта – Ай-Петри – Соколиное – Научный – Симферополь.

2002: 1) Новоалексеевка – Геничesk – Арабатская стрелка – Феодосия – Судак – Приветное – Рыбачье;

2) Рыбачье – Алушта – Никита – Крымский заповедник – пер. Чучельский – кордон Олень – Синапное – Симферополь.

2003: 1) Симферополь – пер. Ангарский – поляна Ман – Джурла – Демерджи-яйла – Тирке-яйла – т/с Суат – Караби-яйла – Генеральское – Рыбачье;

2) Рыбачье – Алушта – Никита – Ялта – Ай-Петри – Соколиное – пер. Бечку – Орлиное – пер. Байдарские

Ворота – Ласпи – Севастополь – Мангуп-Кале – Симферополь;

2004: 1) Симферополь – Зуя – Петрово – Барабаново – Долгоруковская яйла – т/с Бурульча – Партизанский ручей – т/с Суат – Караби-яйла – Чигинитра – Рыбачье;

2) Рыбачье – (подробности утеряны) – Симферополь.

2005: 1) Симферополь – Мазанка – Долгоруковская яйла – Тирке-яйла – Суат – Караби-яйла – пер. Большие Ворота – Рыбачье;

2) Рыбачье – Алушта – Изобильное – Крымский заповедник – т/с Кош – Ай-Петри – Соколиное – Синапное – Симферополь.

2006: 1) Симферополь – Лучистое – Рыбачье;

2) Рыбачье – Генеральское – т/с Суат – Тирке-яйла – Демерджи-яйла – Алушта – Виноградное – Бабуган-яйла – пер. Гурзуфское седло – Никита – Ялта – Ай-Петри – кордон Серебряная беседка – Юсуповское озеро – Соколиное – Верхоречье – Симферополь;

2007: 1) Симферополь – Лучистое – Рыбачье;

2) Рыбачье – Лучистое – пер. Ангарский – т/с Саурган – Алушта – пер. Гурзуфское седло – т/с Кош – Ай-Петри – Карадахский лес – Орлиное – пер. Бечку – Соколиное – Верхоречье – Симферополь;

2008: 1) Симферополь – Мазанка – г. Коль-Баир – Курган Славы – т/с Бурульча – Партизанский ручей – т/с Суат – Генеральское – Рыбачье;

2) Рыбачье – Приветное – пер. Кокасан – т/с Павло Чокрак – г. Сахарная Головка – пер. В. Шелен – Поворотное – Богатое – Земляничное – пер. Маски – Судак – Лесное – Эски-Юрт – Лесное – Грушевка – Симферополь.

2009: 1) Симферополь – Зуя – Межгорье – Орто-Сырт – т/с Суат – Генеральское – Рыбачье;

2) Рыбачье – Приветное – пер. Кокасан – т/с Павло Чокрак – г. Сахарная Головка – пер. В. Шелен – пер. Н. Шелен – Громовка – Морское – Ай-Серез – пер. Маски – Хамбал – Земляничное – Белогорск – Красноселовка – р. Вост. Суат – Пчелиное – Караби-яйла – т/с Суат – Терке-яйла – Буковый кордон – Долгоруковская яйла – Симферополь.

2010: 1) Симферополь – Мазанка – Петрово – Барабаново – Долгоруковская яйла – т/с Бурульча – Тирке-яйла – т/с Суат – г. Белая – Караби-яйла – т/с Чигинитра – пер. Большие Ворота – Приветное – Рыбачье;

2) Рыбачье – Лучистое – пер. Ангарский – Кутузовское оз. – т/с Суарган – г. Эклизи-Бурун – пер. Ангарский – Симферополь.

2011: 1) Симферополь – Бахчисарай – Танковое – Аромат – Богатое ущелье – Соколиное – яйла Ай-Петри – ст. Беш-Текне – яйла Ай-Петри – Ялтинская яйла – ст. Кош – Никитская яйла – Крымский заповедник – Розовое – Рыбачье;

2) Рыбачье – Лучистое – Симферополь.

2012: 1) Симферополь – Зуя – Межгорье – Белогорск – Белая Скала – Золотое Поле – Кировское – Феодосия – Двужорная бухта – Коктебель – Щебетовка – Лесное – пер. Маски – пер. Шелен – г. Сахарная Головка – пер. Павло Чокрак – пер. Кокасан – поляна Чигинитра – Рыбачье;

2) Рыбачье – Лучистое – Симферополь.

2013: 1) Симферополь – Лучистое – Рыбачье;

2) Рыбачье – ист. Чигинитра – пер. Суат – г. Белая – Тирке-яйла – Демерджи-яйла – пер. Ангарский – оз. Кутузовское г. Чатыр-Даг – Симферополь.

2014: 1) Южно-Украинск – Марьевка – Петровка – Викторовка – Доманевка – Мостовое – Кутузовка – Березовка – Петровка – Калиновка – Широкое – Кордон – Пшенично – Любополь – Коблево;

2) Коблево – Одесса.

2015: 1) Одесса – Коблево;

2) Коблево – Одесса – Шабо – Белгород-Днестровский – Сарата – Татарбунары – Мирное – Приморское – коса оз. Сасык – Лиман – Вишнево – Тузлы – Лебедевка – Николаевка – Шабо – Затока – Одесса.

2016: 1) Одесса – Коблево;

2) Херсон – Голая пристань – Железный порт – Лазурное – Скадовск – Вел. Копани – Херсон.

2017: 1) Одесса – Коблево;

2) Коблево – Рыбаковка – Тузлы – Нечаяное – Каменка – Очаков – Кинбурнская коса – Покровка – Василевка – Геройское – Н. Збурьевка – Голая пристань – Херсон.

2018: 1) Одесса – Коблево;

2) Коблево – Одесса – (электричка) – Кодыма – Червона Гребля – Балта – Кривое Озеро – Первомайск – Мигия – Перчуново – Помошная.

2019: 1) Помошная – Новоархангельск – Умань – Бершадь – Кодыма – Подольск;

2) Коблево – Одесса.

И в качестве заключения

Первый Конгресс стал своего рода Big Bang, который породил последующие главные научные события двигателестроительной науки, подготовки кандидатов и докторов наук.

Первый Конгресс стал началом отсчета для более высокого уровня коммуникаций в двигателестроительной науке и технике, в человеческих отношениях.

Первый Конгресс, безусловно, стал точкой творческого роста всех участников всех конгрессов, которые являются эффективным полигоном апробации научных идей, кандидатских и докторских диссертаций.

Всех НАС поздравляем с 25-й годовщиной Конгрессов двигателестроителей!!!

Список литературы:

1. Народная мудрость. 2. Науково-освітні школи Національного аерокосмічного університету ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»: монографія / М. Ф. Бабаков, О. О. Баранов, І. В. Бичков та ін.; за заг. ред. М. В. Нечипорука. – Харків: Нац. аерокосм. ун-т ім. М. С. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2020. – 400 с.
3. http://library.kpi.kharkov.ua/ru/Marchenko_biogr

Bibliography (transliterated):

1. *Narodnaya mudrost*. 2. M. F. Babakov, O. O. Baranov, I. V. Bichkov *ta in.* (2020); *Naukovo-osvitni shkoli natsio-nalnogo aerokosmichnogo universitetu im. M. E. Zhukovskogo «harkivskiy avi-*

atsiyniy institut» : monografiya / za zag. red. M. V. Nechiporuka, Harkiv : Nats. aerokosm. un-t im. M. E. Zhukovskogo «Harkiv. avi-ats. in-t», 400 s.

3. http://library.kpi.kharkov.ua/ru/Marchenko_biogr.

Надійшла до редакції 24.06.2020 р.

Білогуб Олександр Віталійович – доктор техн. наук, проф., професор кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна, e-mail: av.belogub@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-2801-2903>.

Єпіфанов Сергій Валерійович – доктор техн. наук, проф., завідувач кафедри конструкції авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М.С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», Харків, Україна, e-mail: yerif_khai@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0003-0533-9524>.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

ДО XXV МІЖНАРОДНОГО КОНГРЕСУ ДВИГУНОБУДІВНИКІВ

O.V. Bilogub, S.V. Yepifanov, A.P. Marchenko

Ця стаття повинна дати повну багатовимірну картину про те, як 25 років тому у вересні 1996 року після тривалої перерви, пов'язаної з утворенням на території СРСР незалежних держав (26 грудня 1991 г.), почалися щорічні збори вченої братії, що працює в галузі двигунобудування, які названі Міжнародними конгресами двигунобудівників. Наведено статистику за попередні 24 Конгреси. Швидко плине час [1].

Ключові слова: ДВЗ, ГТД, Конгрес двигунобудівників, публікації, велопоходи.

TO XXV ENGINE BUILDERS INTERNATIONAL CONGRESS

O.V. Bilogub, S.V. Yepifanov, A.P. Marchenko

This article should give a complete multidimensional picture of how 25 years ago, in September 1996, after a long hiatus associated with the formation of independent states on the territory of the USSR (December 26, 1991), the annual meetings of the scientific fraternity working in the field of engine building has begun, called the International Engine Engineering Congress. The statistics for the previous 24th Congress are given. Time flies quickly [1].

Key words: ICE, GTE, Engine Builders Congress, publications, cycling trips.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підписано до друку 31.08.2020 р. Формат 60x84 1/8 . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyt. Віддруковано на ризографі.
Умовн. друк арк. 13,5. Обл.-вид арк. 9,81.
Замовлення № 31/08/20. Наклад 100 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Гончаренко С.Ю.
Свідоцтво В02 № 247534 видане виконавчим комітетом
Харківської міської ради 17.08.2007 р.