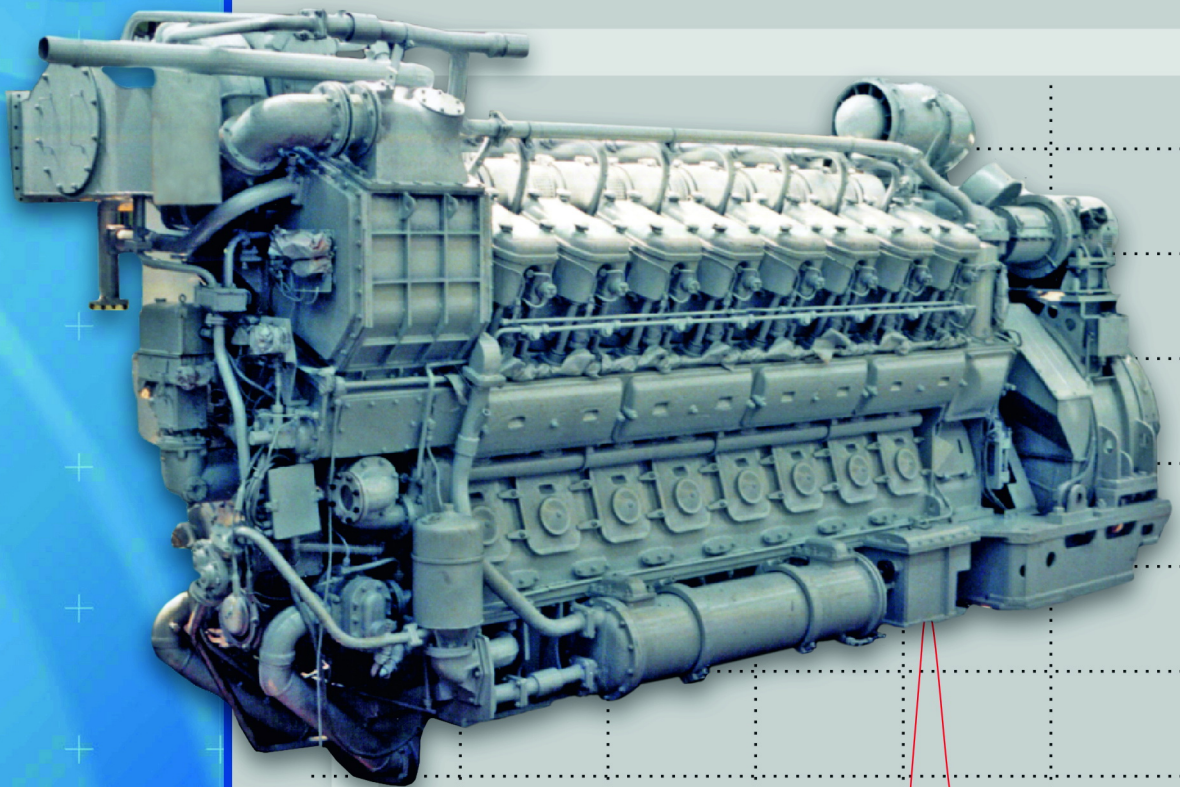


ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2'2015

Всеукраинский
научно-технический журнал



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2015

Издание основано Национальным техническим университетом

"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н., с.н.с.*

С.А. Алехин, *к.т.н.*

У.А. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., доц.*

Д.О. Волонцевич, *д. т. н., доц.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Н.А. Иващенко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренок, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., доц.*

В. Смайлис, *д.т.н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

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

К 85-летию кафедры двигателей внутреннего сгорания. 3

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко

Оптимізація параметрів форкамери стаціонарного газового
двигуна при роботі на низькокалорійних газових паливах. ... 13

A. Marchenko, D. Samoilenko, A.A. Hamzah, O.A. Hamzah

Ways of using waste energy from i.c. engines exhaust gases. 22

Т.М. Колеснікова

Теоретичні дослідження робочого процесу безшатунного дви-
гуна. 26

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

Эффективность энергетической установки на базе двигателя
1Ч 7,5/6 с термохимической утилизацией теплоты отходящих
газов. 30

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

О.М. Клименко, В.О. Пильов, С.В. Обозний, О.М. Ломакин

Експериментальні дослідження можливості покращення еко-
лого-економічних показників та надійності транспортного
дизеля. 35

А.П. Марченко, В.В. Пильов

Моделювання нестационарного височастотного температу-
рного стану поршня ДВЗ з теплоізолюваною поверхнею ка-
мери згоряння. 41

В. А. Пылев, Р. Ариан

Оценка теплонапряженности поршня с учётом конструктив-
ных особенностей в зоне кромки камеры сгорания. 47

В.А. Пылев, С.А. Кравченко, И.А. Нестеренко

Задание граничных условий теплообмена в зоне поршневых
колец поршня транспортного дизеля на начальных стадиях
проектирования. 52

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

П.М. Канило, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов

Тепловая энергетика, ДВС и глобальное потепления климата. 57

І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, І.М. Карягін,

В.О. Хижняк, Д.С. Андросук

Дослідження дизеля з каталітичним покриттям поверхні ка-
мери згоряння. 69

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

dvs@kpi.kharkov.ua

<i>И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук, Е.А. Холкина, Е.А. Гречишкина</i> Исследование выбросов твердых частиц с отработавшими газами на неуставившихся режимах работы автотракторного дизеля	72
--	----

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

<i>П.С. Пензев, В.И. Алёхин, А.В. Грицюк, О.В. Акимов</i> Анализ качества литого блок-картера автомобильного дизеля 4ДТНА1 с использованием инженерного моделирования	78
<i>Л. П. Клименко, А.Е. Головки, В. И. Андреев, Л. М. Дыхта, С. Н. Соловьёв</i> Расчет параметров восстановления внутренней поверхности гильзы цилиндра	82

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

<i>А.Э. Хрулев</i> Применение инженерных методов при экспертном исследовании и определении причины перегрева ДВС	86
<i>Н.М. Луков, О.Н. Ромашкова, А.С. Космодамианский</i> Методика расчета статических и динамических характеристик и параметров дизель - электрической установки локомотива как объекта регулирования частоты вращения вала	95

ГИПОТЕЗЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

<i>В.В. Бушинов</i> Оптимизационный синтез систем топливопитания поршневых двигателей, работающих на металлизированном топливе	102
--	-----

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2015. – №2. – 108 с.

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

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 7 от 03.07.2015 г.

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

К 85-ЛЕТИЮ КАФЕДРЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

«Кто не помнит своего прошлого, у того нет будущего...»

Посвящается генеральным конструкторам, руководителям и организаторам производства, выдающимся ученым, выпускникам кафедры ДВС НТУ «ХПИ», обеспечившим создание и развитие отечественного двигателестроения

На кафедре двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ» есть добрая и давняя традиция – трепетно, с огромным вниманием и признанием относиться к своим учителям и предшественникам.

85-летний юбилей, возможно, не такая уж и круглая дата, но сегодня его можно рассматривать, как повод оглянуться назад и вспомнить о тех, кем гордится кафедра, кто создал ей имидж ведущей в стране по двигателестроению.

Речь идет о выдающихся выпускниках кафедры. Можно много говорить о высоком уровне преподавательской деятельности, созданной научной школе, достигнутых значительных результатах в фундаментальных и прикладных исследованиях. Но конечным «продуктом» этой повседневной кропотливой работы для кафедры являются ее выпускники. Именно выпускники реализуют полученные знания в полезной для общества практической деятельности.

В первую очередь необходимо отметить заведующих кафедрой. За всю историю кафедры их четыре. И это говорит о многом. Кафедру возглавляли признанные известные и авторитетные педагоги и ученые, организаторы учебного процесса и научных исследований, умеющие ставить перед коллективом цели и добиваться их воплощения в реальность. Все они, за исключением, естественно, основателя кафедры В.Т. Цветкова, закончившего механический факультет Харьковского технологического института (так назывался НТУ «ХПИ» в 1911 году), были ее выпускниками.

Проф. В.Т. Цветков многие годы проработал на ХПЗ, ныне завод им. В.А.Малышева, инженером-конструктором по двигателям внутреннего сгорания, начальником цеха, техническим директором. Имея громадный практический опыт по разработке двигателей, при создании кафедры реализовывал концепцию, позволяющую в последствии кафедре стать ведущей в стране. Основой этой концепции было развитие теории и конструкции ДВС на основе экспериментальных исследований и практических разработок. Подтверждением этому может служить тот факт, что создание лабораторий

исследований ДВС в 1929 году предшествовало созданию кафедры.



Цветков В.Т. возглавлял кафедру с 1930 по 1954 г.г. Опытный педагог, подготовил к защите 20 диссертантов, автор книги «Теория двухтактных двигателей», многих монографий. В 1953 году вышел его фундаментальный труд «Двигатели внутреннего сгорания», где обобщен опыт создания и доводки дизелей. Награжден орденом Трудового Красного Знамени, медалью «За доблестный труд в Отечественной войне 1941–1945 г.г.».

С 1954 по 1970 г.г. кафедрой ДВС ХПИ занимался ученик проф. Цветкова В.Т., видный ученый и специалист в области теории и конструирования двигателей внутреннего сгорания **проф. Глаголев Н.М.**

Под его руководством развивается материальная и учебная базы, укрепляются творческие связи с промышленностью, ведутся исследования по разработке, обеспечению выпуска и доводке тепловозных, судовых и тракторных дизелей.

На кафедре создается отраслевая лаборатория тепловозных двигателей, которая в тесном сотрудничестве с заводом имени В.А. Малышева, разрабатывает и подготавливает к производству тепловозный дизель Д -70, превосходящий по своим технико-экономическим показателям лучшие мировые

аналоги. За большие заслуги в подготовке кадров и плодотворную научную и производственную деятельность Н.М. Глаголев в 1960 г. награжден орденом Ленина.



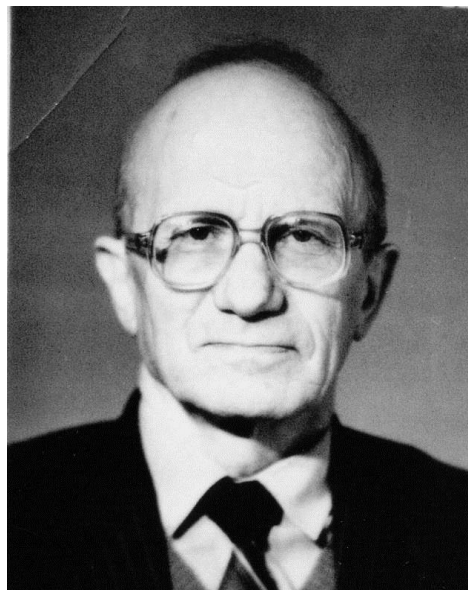
Большое внимание Н.М. Глаголев уделял совершенствованию учебного процесса, качественной подготовке выпускников. На новой научной основе готовятся базовые курсы лекций, выпускаются учебные пособия, методические указания к проведению практических и лабораторных работ.

Большую известность приобретают его работы, посвященные теоретическим методам расчета рабочего процесса четырехтактных двигателей. Ученый издает 11 книг и монографий, часть из которых на иностранных языках, готовит более 40 кандидатов технических наук.

Известный ученый и специалист в области двигателей внутреннего сгорания, талантливый педагог **проф. Шеховцов А.Ф.** возглавлял кафедру с 1970 году по 2001 годы. Он является основателем новых научных направлений в деятельности кафедры, таких как исследования длительной прочности деталей камер сгорания и оптимизация теплообмена.

Под руководством А.Ф. Шеховцова совершенствовалась подготовка специалистов по двигателям внутреннего сгорания. При его участии в учебном процессе задействованы современные информационные технологии, прогрессивные методы решения инженерных задач с использованием САПР и активных методов обучения. Большое внимание уделяется подготовке инженеров из других стран. Среди выпускников кафедры – болгары, поляки, немцы, венгры, чехи, вьетнамцы и китайцы. Он приложил значительные усилия и добился значи-

тельных результатов по расширению научной школы двигателестроителей Харькова, по признанию ее как в стране, так и за рубежом.



За свою многолетнюю творческую работу подготовил 18 кандидатов и 5 докторов технических наук. Участвовал в разработке программ „Кадри”, „Підручник”. Заслуженный деятель науки Украины, лауреат Государственной премии в области науки и техники. Награжден наградой Ярослава Мудрого АН высшей школы Украины, его заслуги отмечены стипендией президента Украины.

С 2001 года кафедру возглавляет лауреат Государственной премии в области науки и техники, заслуженный деятель науки и техники Украины, профессор, доктор технических наук, проректор университета по научной работе – Андрей Петрович Марченко.

Прежде, чем мы перечислим, выпускников, которыми по праву гордится кафедра, хотелось бы напомнить о преподавателях, научных сотрудниках, которые совместно с заведующими кафедрой подготовили этих выпускников, вооружив их практическими и теоретическими знаниями, для получения достигнутых результатов.

Это **Воронкин А.А., Константинов Ю.Б., Моргулис Ю.Б., Ибрагимов А.Б., Крушедольский Б.Д., Мищенко П.П., Кох Г.М., Цветкова Н.И., Друпкин Я.И., Пойда А.Н., Диков В.А., Левкович С.Л., Минак А.Ф., Мотлохов А.В., Рогов Ф.М., Рык Г.М., Сорокотяга А.С., Тринев А.В., Шевченко Л.П., Гоцкало Б. Л., Казачков Р.В., Васильченко И.Д., Тихоненко А.Т., Семенов В.Г., Шпак В.Ф., Кох Г.А., Губин А.И., Цеслинский А.С.** и многие другие.



Челпан Константин Федорович

Окончил Харьковский технологический институт (1924) по специальности двигателя внутреннего сгорания. Инженер дизельного отдела ХПЗ. Одновременно – преподаватель ХТИ (1927). Читал курсы лекций по теплотехнике, ДВС, бескомпрессорным дизель-моторам. Стажировался в Германии, Швейцарии, Англии. Научный сотрудник научно-исследовательской кафедры теплотехники при ХТИ (1929). Главный конструктор двигателя танка Т-34 на ХПЗ. За создание мощных современных конструкций машин был награжден Орденом Ленина (1935). Арестован по обвинению в участии в греческой шпионно-диверсионной антисоветской организации в 1937 году. Расстрелян без суда в 1938 г. Реабилитирован за отсутствием состава преступлений в 90-х годах.



Вихман Яков Ефимович

Окончил Харьковский технологический институт (1924) по специальности двигателя внутреннего сгорания. Начальник специального КБ по разработке танкового дизеля В-2. С 1938 г. – заместитель главного конструктора завода № 75 (завод им. В.А. Малышева). С 1941 г. – заместитель главного конструктора Кировского завода в г. Челябинске. Лауреат Государственной премии. Награжден орденами Ленина (1935, 1945), Отечественной войны 1 степени (1945).



Трашутин Иван Яковлевич

Окончил Харьковский технологический институт (1930) по специальности двигателя внутреннего сгорания. Весной 1931 года направлен в учебную командировку в США (Массачусетский технологический институт). С 1933 года старший инженер-конструктор дизельного отдела ХПЗ. С 1937 года – помощник начальника отдела опытных работ. В 1940 году назначен заместителем главного конструктора Конструкторского бюро по серийному производству. С октября 1941 года И. Я. Трашутин — главный конструктор по моторостроению Кировского завода в г. Челябинске и специального конструкторского бюро № 75, которое он возглавлял 40 лет.

Дважды Герой Социалистического Труда. Награжден четырьмя орденами Ленина. Дважды лауреат государственных премий.



Ивченко Александр Георгиевич

Окончил Харьковский механико-машиностроительный институт по специальности двигатели внутреннего сгорания (1935). Работал на авиамоторном заводе в Запорожье. С 1946 главный конструктор, с 1963 генеральный конструктор. Под руководством Ивченко А.Г. создан ряд поршневых, турбовинтовых и турбореактивных двигателей для самолётов и вертолетов Ан, Ил, Як, Бе, Ми, Ка и др.

Герой Социалистического Труда. Награждён двумя орденами Ленина. Дважды лауреат Государственной премии. Академик АН УССР.



Найш Моисей Наумович

Окончил Харьковский механико-машиностроительный институт по специальности двигатели внутреннего сгорания (1936). Работал на ХПЗ в конструкторском (дизельном) бюро, которым руководил Вихман Я.Е. В 1941—1947 гг. — начальник моторного производства, начальник

танкового производства Кировского завода в г. Челябинске. Под его руководством дизель В-2 был поставлен на серийное производство. В 1947—1953 гг. на Коломенском паровозостроительном заводе организовывал работы по постановке на производство дизелей для военно-морского флота. С 1953 г. — главный инженер Луганского паровозостроительного (тепловозостроительного) завода.

Награжден орденом Ленина. Лауреат Государственной премии.



Симсон Альфред Эдуардович

Выпускник кафедры 1945 г. Работал на ХПЗ, затем в Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта. Заведующий кафедрой теплотехники и тепловых двигателей. Заслуженный деятель науки и техники Украины. Лауреат Государственных премий. Один из инициаторов, научный и идейный вдохновитель внедрения газотурбинного турбонаддува на дизелях массового производства для сельскохозяйственной техники.



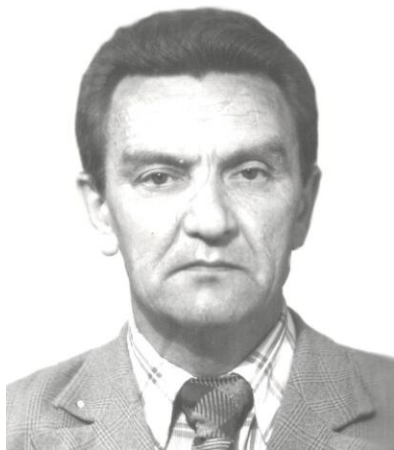
Грунауэр Александр Адольфович

Выпускник кафедры 1948 года. Выдающийся ученый и педагог. Специалист в области проблем регулирования двигателей внутреннего сгорания. Основное направление научной деятельности – регулирование двигателей внутреннего сгорания. На основе исследований подготовил курс «Автоматическое регулирование ДВС». Занимается проблемами разработки аналитических методов в теории механизмов и машин, ориентированных на ЭВМ различных типов. Заведующий кафедрой «Теория механизмов и машин», профессор, д.т.н.



Кваша Николай Иосифович

Окончил Харьковский политехнический в 1953 г. по специальности двигатели внутреннего сгорания (1936). По назначению был направлен на завод «Червоне Сормово» в Нижний Новгород. Работал инженером и начальником конструкторского бюро. Затем переведен во вновь созданное специализированное конструкторское бюро СКБ-112, которое обеспечивало создание и сопровождение строительства подводных лодок (впоследствии ЦКБ «Лазурит»). Генеральный директор - Генеральный конструктор ЦКБ «Лазурит». Генеральный конструктор России по подводным лодкам. Герой России.



Разлейцев Николай Фокеевич

Выпускник кафедры двигателей внутреннего сгорания 1954 года. Крупный ученый и специалист в области исследования и моделирования процессов смесеобразования и сгорания, образования вредных веществ в цилиндре двигателя. Возглавил научное направление по повышению топливно-экологической эффективности дизелей за счет согласования формы камеры сгорания и характеристик топливоподачи. Заместитель заведующего кафедрой по научной работе. Д.т.н., профессор.



Шокотов Николай Константинович

Выпускник кафедры двигателей внутреннего сгорания 1955 года. Крупный ученый и специалист в области термодинамической оптимизации двигателей. Возглавил научное направление по созданию комбинированных двигателей с системами вторичного использования теплоты и модернизации выпускаемых дизелей с целью повышения эксплуатационной топливной экономичности. Заместитель заведующего кафедрой по научной работе. Д.т.н., профессор. Николай Константинович до настоящего времени активно занимается научной деятельностью и сотрудничает с родной кафедрой. В 2014 году вышла монография: Н.К. Шокотов, «Безвыбросные поршневые двигатели и генераторы стимуляторов нефтедобычи на их основе».



Бутов Владимир Иванович

Окончил ХПИ по специальности двигатели внутреннего сгорания в 1957 году. В 1957-1958 гг. – инженер-испытатель Кировского завода (Челябинск). В 1958-1997 гг. – инженер-исследователь, старший инженер-исследователь, руководитель группы, начальник бюро, заместитель главного конструктора, в 1981-1999 гг. – генеральный конструктор головного СКБ по двигателям ОАО «Челябинский тракторный завод». Под его руководством выполнена модернизация двигателей типа В-2: В-84, В-58, В-92.

Удивительно продуктивным выдался выпуск кафедры в 1958 году. Причиной этого, несомненно, явилось и то, что он совпал с бурным развитием двигателестроения. Выпускниками кафедры 1958 года были:



Корзов Михаил Алексеевич

Главный конструктор по двигателям Волжского автомобильного завода, г. Тольятти, к.т.н.



Пархоменко Михаил Давидович

Главный конструктор по двигателям Горьковского автозавода, к.т.н.



Самусь Николай Иванович

Главный конструктор Чугуевского завода топливной аппаратуры, к.т.н.



Тимченко Игорь Иванович

Проректор по учебно-методической работе, заведующий кафедрой ДВС Харьковского нацио-

нального автомобильно-дорожного университета. Лауреат Государственной премии Украины, к.т.н., профессор.



Вместе с перечисленными выпускниками в 1958 году закончил кафедру и ХПИ **Дьяченко Василий Григорьевич** профессор, д.т.н., который начал свой трудовой путь инженером-испытателем на заводе им. В.А. Малышева, а затем был проректором по научной работе Харьковского института механизации и электрификации сельского хозяйства и длительное время профессором кафедры ДВС НТУ «ХПИ», отдавая свой опыт и знания студентам и аспирантам, оптимизируя и разрабатывая оригинальные схемы работы двигателей внутреннего сгорания.



Рязанцев Николай Карпович

В 1954-1959 г.г. учился на кафедре двигателей внутреннего сгорания ХПИ. Трудовой путь начал в 1959 г. инженером на заводе им. В.А. Малышева. С 1973 года – главный конструктор, генеральный конструктор ХКБД. Под руководством М.К. Рязанцева создано новое направление в развитии тан-

ковых дизелей, разработаны и внедрены в серийное производство танковые двигатели типа БТД, которые по своим показателям не имеют аналогов в мировом танкостроении. Значительным является вклад проф. М.К. Рязанцева в создание конверсионных и малолитражных дизелей. Заслуженный деятель науки и техники, лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники профессор Н.К. Рязанцев является ведущим ученым в области двигателестроения, научные разработки которого хорошо известны в мире. Почетный доктор НТУ «ХПИ». Д.т.н., профессор.



Ерошенко Станислав Аркадьевич

Выпуск 1959 г. Заведующий кафедрой теплотехники и тепловых двигателей Украинской Государственной Академии железнодорожного транспорта, г. Харьков. Внес существенный вклад в повышение эксплуатационной топливной экономичности тепловозных дизелей. Почетный железнодорожник Украины. Д.т.н., профессор.



Кинжалов Олег Степанович

Выпуск 1960 г. Глав. конструктор Первомайского Машиностроительного завода им. 25 Октября (ОАО «Первомайскдизельмаш»). Под руководством Кинжалова О.С. разработаны и внедрены технические решения по повышению качества и показателей судовых дизелей. К.т.н., доцент.



Бородин Юрий Семенович

Выпуск 1964 г. Заслуженный машиностроитель Украины. Первый заместитель Генерального конструктора ХКБД. Внес существенный вклад в создание, постановку на производство и серийный выпуск дизелей для бронетанковой техники. К.т.н., доцент.



Волошин Юрий Петрович

Выпуск 1964 г. Заместитель Председателя Кабинета Министров- министр промышленности и энергетики Чувашской республики. Генеральный директор Шумерлинского завода спецавтомобилей. Вице-президент-главный конструктор ОАО «Дизельпром», г. Чебоксары. Кандидат технических наук.



Третьяк Евгений Иванович

Выпуск 1967 года. Известный ученый и специалист в области оптимизации процессов и моделирования теплопередачи в форсированных дизелях. Д.т.н.



Строков Александр Петрович

Выпуск 1971 г. Генеральный конструктор ГСКБД. Разработал и реализовывал на практике концепцию повышения технического уровня дизелей в условиях массового производства. Заведующий отделом ИПМаш НАН Украины им. А.Н. Подгорного. Член-корреспондент инженерной Академии Украины. Д.т.н., профессор.



Абрамчук Федор Иванович

Выпуск 1972 г. Зав. каф. ДВС ХНАДУ. Видный специалист в области повышения термоустойчивой прочности поршней двигателей внутреннего сгорания. Лауреат Государственной премии Украины. Д.т.н., профессор.



Белогуб Александр Витальевич

Выпуск 1976 г. Главный конструктор АОЗТ «Украинские моторы». Известный ученый и организатор производства в области двигателестроения. Технический директор ОАО «Автрамат». Д.т.н., профессор кафедры конструкции двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ».



Грийок Александр Васильевич

Выпуск 1979 г. Заместитель Генерального конструктора ХКБД. Под его руководством разработаны научные основы и реализованы методы создания малолитражного дизеля многоцелевого назначения. Д.т.н., старший научный сотрудник.



Литвин Сергей Николаевич

Выпуск 1980 г. Заместитель директора по научной работе, заведующий кафедрой «ДВС и технология машиностроения» Первомайского политехнического института НУК имени адмирала Макарова. К.т.н., доцент

Сегодня кафедра двигателей внутреннего сгорания является ведущей среди украинских высших учебных заведений. На кафедре работают 5 докторов и 12 кандидатов технических наук, 3 сотрудника имеют звание профессора, 7 – доцента, 3 – звание старшего научного сотрудника. Среди преподавателей кафедры 3 лауреата Государственной премии Украины, 2 лауреата премии Кабинета Министров для молодых ученых. За последние 15 лет ученые кафедры опубликовали 3 монографии и выпустили серию учебников в 6-ти томах под общим названием «Двигатели внутреннего сгорания» с грифом Министерства образования и науки Украины. С этого года кафедра готовит специалистов по трем специализациям: компьютерные технологии проектирования двигателей внутреннего сгорания, эксплуатация, диагностирование и организация ремонта двигателей внутреннего сгорания, экологизация транспортных двигателей.

На кафедре создана научная школа по ресурсосбережению и экологизации ДВС, которую возглавляет профессор Марченко А.П. Деятельность этой школы связана с фундаментальными и прикладными исследованиями физико-химических характеристик процессов смесеобразования и сгорания в ДВС. В круг проблем, которые решают специалисты кафедры, входят перспективные направления двигателестроения: исследование и улучшение процессов смесеобразования и сгорания, улучшение экологических и экономических показателей, использование альтернативных топлив и многотопливность, повышение ресурсных характеристик ДВС, применение перспективных материалов и технологий; разработка САПР, мето-

дик, математических моделей, программного обеспечения. Возглавляют научные направления про-

фессора Парсаданов И.В., В.А. Пылев В.А., Прохоренко А.А., Поливянчук А.П.



В 2001 году на базе кафедры ДВС создан Специализированный ученый совет по защите докторских и кандидатских диссертаций по специальности 05.05.03 – тепловые двигатели. С 2001 г. совет рассмотрел 43 диссертации (10 докторских и 33 кандидатских).

Ежегодно кафедра выпускает два номера Всеукраинского научно-технического журнала «Двигатели внутреннего сгорания», единственного специализированного журнала по двигателестроению в Украине. Ученые кафедры принимают активное участие в международных конференциях. С 1996 года совместно с НАУ «ХАИ» кафедра организует международные конгрессы двигателестроителей.

В сфере научной деятельности кафедра активно сотрудничает с отечественными и зарубежными вузами. Во многих этих организациях работают выпускники кафедры.

За годы своего существования кафедра ДВС

НТУ «ХПИ» выпустила около 4000 специалистов, из них более 250 – с красными дипломами. Около 140 выпускников защитили диссертации кандидатов технических наук, 16 – стали докторами технических наук.

Выпускниками кафедры являются видные ученые, крупные специалисты-практики, талантливые педагоги. Генеральные конструкторы, руководители конструкторских бюро, крупных предприятий, фирм. Не все из них стали руководителями и главными конструкторами, известными учеными, лауреатами и кавалерами различных наград. Но подавляющее большинство выпускников кафедры работали на предприятиях, которые производили и эксплуатировали ДВС и их агрегаты, в научно-исследовательских и учебных институтах и в конструкторских организациях и, несомненно, то, что совместно все они причастны к получившему мировое признание харьковскому двигателестроению.

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ФОРКАМЕРИ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА ПРИ РОБОТІ НА НИЗЬКОКАЛОРИЙНИХ ГАЗОВИХ ПАЛИВАХ

Робота присвячена оптимізації конструктивних параметрів форкамери і налаштувань газової апаратури стаціонарного газового двигуна 11ГД100М при використанні в ньому низькокалорійних газових палив. Показано, що при використанні цих палив в серійній форкамері утворюється збіднена паливо-повітряна суміш, зменшується енергія форкамерного факела та збільшується мінімальна енергія запалювання паливо-повітряної суміші. Означене може призвести до пропусків запалювання суміші у форкамері та циліндрі. Виконане оптимізаційне дослідження дозволило визначити параметри форкамери і налаштування газової апаратури, що забезпечують суттєве покращення обраних критеріїв якості.

Вступ

Широке споживання двигунами внутрішнього згоряння традиційних палив призвело до загострення низки глобальних світових проблем, таких як парниковий ефект, виснаження нафтових і газових родовищ, погіршення екологічної ситуації. Тому велика увага в сучасному двигунобудуванні приділяється розробці технологій використання альтернативних джерел енергії, зокрема низькокалорійних газових палив (НГП).

До НГП відносять такі палива, як шахтний газ, коксовий газ, піролізний газ, синтез-газ, біогаз та інші, що мають відносно низьку теплоту згоряння порівняно з традиційними паливами. В Україні ці гази, як правило, викидаються в атмосферу або спалюються і забруднюють навколишнє середовище. Проте аналіз світового досвіду показує, що НГП можна ефективно використовувати в стаціонарних установках з двигунами внутрішнього згоряння [1-6].

В Україні накопичений великий досвід виробництва та експлуатації газових двигунів 11ГД100М, що працюють на природному газі. В робочому циклі таких двигунів реалізована концепція спалювання збіднених паливо-повітряних сумішей при високих значеннях коефіцієнту надлишку повітря. Форкамерно-факельне запалювання дозволяє забезпечити якісне регулювання потужності в широкому діапазоні режимів роботи двигуна, отже отримати високі показники паливної економічності та екологічності. Таким чином, стаціонарні газові двигуни 11ГД100М мають великі перспективи їх конвертації для роботи на НГП.

Важливим конструктивним елементом двигунів 11ГД100М є форкамера. Робочий процес форкамери визначає якість процесів запалювання суміші і згоряння у циліндрі двигуна. Отже вибір параметрів форкамери є одним з основних етапів модернізації конструкції двигуна для використання низькокалорійних газових палив.

Аналіз публікацій

Відмінність властивостей низькокалорійних

газових палив від природного газу призводить до зміни протікання робочого процесу та, в деяких випадках, унеможливує роботу двигуна. При використанні НГП збільшується коефіцієнт надлишку повітря α в циліндрі, в деяких випадках зменшується повнота згоряння, виникають пропуски запалювання в форкамері та/або циліндрі двигуна, спостерігається збільшення максимального тиску в циліндрі, підвищується жорсткість циклу, збільшується об'ємна витрата палива та інше [1,3,6]. Означене вимагає зміни конструктивних параметрів елементів і налаштувань двигуна.

Аналіз літературних джерел [1-6] показує, що при зміні виду газового палива можливі випадки, коли запалювання газової суміші від свічки запалювання при базових конструктивних параметрах форкамери є неможливим або енергія газового факела є недостатньою для забезпечення запалювання суміші у циліндрі. В роботі [7] показано, що конструктивні та регульовальні параметри форкамери газового двигуна 8ГЧН22/28 визначають енергетичні параметри факела, які, в свою чергу, впливають на протікання робочого процесу і надійність двигуна. Стверджується, що найбільша енергія факела потрібна для стійкої роботи двигунів при найбільшому збідненні суміші в циліндрі, особливо це стосується газових двигунів з якісним регулюванням потужності. Проте займання збагачених сумішей від потужного факела може призвести до небажаного збільшення тиску згоряння і жорсткої роботи двигуна. Отже при зміні виду газового палива потрібно змінювати конструкцію форкамери і налаштування її газової апаратури.

Для двигуна 11ГД100М проведені широкі експериментальні дослідження з вибору параметрів форкамери [8] для випадку використання природного газу. Проаналізовано вплив означених параметрів на показники робочого процесу форкамери та двигуна в цілому. Показано, що в форкамері утворюється легкозаймиста і високоенергетична суміш. Це сприяє надійному запалюванню та згорянню палива в циліндрі двигуна. Отримані у ро-

боті [8] дані дозволили виконати математичне моделювання робочого процесу форкамери і обґрунтувати її параметри для випадків використання НГП.

Метою роботи є оптимізація параметрів форкамери газового двигуна 11ГД100М при використанні в якості палива низькокалорійних газових палив.

Особливості конструкції форкамери

На двигунах 11ГД100М форкамера (рис. 1) встановлюється радіально в різьбовий отвір у гільзі циліндра. Охолодження форкамери здійснюється охолоджувальною рідиною з системи охолодження двигуна. Горюча суміш запалюється свічкою запалювання. Відмінністю системи форкамерно-факельного запалювання двигунів 11ГД100М від подібних систем газових двигунів є заповнення форкамери газом під тиском 0,15-0,45 МПа через некерований автоматичний клапан. Введення газу в форкамеру під тиском сприяє її очищенню від залишкових газів.

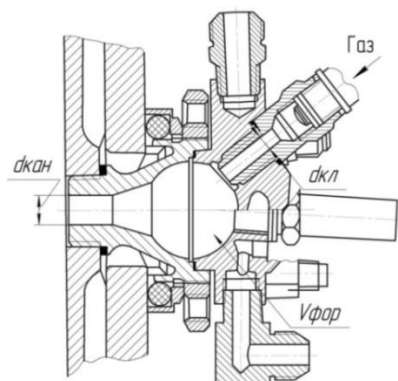


Рис.1. Схематичне зображення форкамери двигуна 11ГД100М

Критерії якості робочого процесу форкамери

Для забезпечення можливості запалювання і стійкого згорання збіднених газоповітряних сумішей в циліндрі на усіх режимах роботи двигуна потрібно утворити в форкамері високотемпературний енергетичний заряд продуктів згорання. Отже першим критерієм якості робочого процесу форкамери при використанні НГП прийнято енергію факела, яка повинна бути як можна більшою.

З іншого боку потрібно забезпечити надійне запалювання і згорання паливо-повітряної суміші у форкамері від іскрового розряду свічки запалювання, що характеризується мінімальною енергією запалювання (МЕЗ). Таким чином, цей параметр прийнято у якості другого оптимізаційного критерію, який потрібно мінімізувати для різних НГП.

Обидва вказані критерії залежать від виду використовуваного газового палива і складу паливо-повітряної суміші в форкамері. Результати розра-

хунку коефіцієнту надлишку повітря в форкамері залежно від тиску форкамерного газу при використанні НГП наведені на рис.2. Видно, що використання в двигунах 11ГД100М низькокалорійних газових палив призводить до суттєвого збільшення коефіцієнту надлишку повітря $\alpha_{фор}$ в форкамері.

Оскільки усі розглянуті НГП мають меншу об'ємну теплоту згорання порівняно з природними газом, отже збільшення коефіцієнту надлишку повітря у форкамері призведе до зменшення енергії факела.

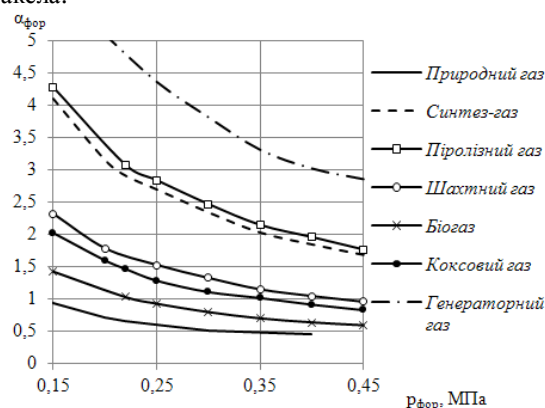


Рис.2. Залежність коефіцієнту надлишку повітря в форкамері від тиску форкамерного газу (при $N_e = 1100$ кВт, $p_s = 0,127$ МПа)

Ще одним критерієм прийнято коефіцієнт продувки форкамери, що характеризує втрати форкамерного газу у випускний колектор при продувці, отже паливну економічність двигуна. Потрібно прагнути до мінімізації вказаного критерію.

Розглянемо методику визначення прийнятих критеріїв.

Перший оптимізаційний критерій: мінімальна енергія запалювання

Для виникнення стійкого запалювання паливо-повітряної суміші в форкамері потрібні бути забезпечені певні умови [9,10].

Дотримання умови здійснення іскрового запалювання визначається, з одного боку, властивостями і станом горючої суміші, від яких залежать критичний об'єм і температура, а з іншого боку - потужністю іскрового розряду [9].

Мінімальну енергію запалювання можна визначити за залежністю [11]:

$$E_{\min} = 12,6 \cdot \rho_{см} \cdot R_{см} \cdot T_{см} \cdot \left(\frac{C_p}{R_b} \right) \cdot \left(\frac{T_b - T_{см}}{T_b} \right) \cdot \left(\frac{a}{U_n} \right)^2 \cdot L,$$

де $\rho_{см}$, $R_{см}$, $T_{см}$ – густина, газова постійна, температура паливо-повітряної суміші, відповідно; C_p , R_b , T_b – середня ізобарна теплоємність, газова постійна та температура продуктів згорання, відповідно; L – відстань між електродами свічки запалювання; a – коефіцієнт температуропровідності паливо-повітряної суміші; U_n – нормальна швидкість розповсюдження полум'я.

Другий оптимізаційний критерій: енергія факела

Як зазначалося вище, основним критерієм удосконалення конструкції форкамери є отримання факела продуктів згоряння з енергією, величина якої пропорційна масі паливо-повітряної суміші:

$$E_{\text{фак}} = M_{\phi} \cdot Q_{\text{н.см.}} \cdot \text{pol},$$

де M_{ϕ} – маса паливо-повітряної суміші в форкамері; pol – повнота згоряння палива; $Q_{\text{н.см.}}$ – теплота згоряння паливо-повітряної суміші:

$$Q_{\text{н.см.}} = \frac{Q_{\text{н.}}}{1 + \alpha_{\phi} \cdot m_0},$$

де $Q_{\text{н.}}$ – нижча теплота згоряння палива; α_{ϕ} – коефіцієнт надлишку повітря в форкамері; m_0 – теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння палива.

Таким чином, енергію факела можна визначити за залежністю:

$$E_{\text{фак}} = M_{\phi} \cdot \frac{Q_{\text{н.}} \cdot \text{pol}}{1 + \alpha_{\phi} \cdot m_0},$$

Енергія факела у випадку використання НГП в ході оптимізації параметрів форкамери не повинна перевищувати відповідну енергію при використанні природного газу. Збільшення енергії факела може призвести до збільшення далекобійності факела і, як наслідок, перегріву стінки циліндра двигуна [7, 8].

З іншої сторони зменшення енергії факела може призвести до пропусків запалювання суміші у циліндрі та погіршення повноти згоряння у циліндрі. Відомо, що для запалювання і надійного згоряння багатьох НГП потрібна енергія факела меша ніж для природного газу, оскільки вони мають меншу потрібну МЕЗ. Оскільки, згідно теорії іскрового розряду Я.Б. Зельдовича необхідна енергія запалювання залежить від нормальної швидкості згоряння $U_{\text{н}}$ для визначення мінімально припустимої енергії факела у випадку використання НГП запропоновано залежність, яка пов'язана з $U_{\text{н}}$:

$$E_{\text{фак.мін}} = E_{\text{фак.ПГ}} \frac{U_{\text{нПГ}}}{U_{\text{нНГП}}},$$

де $E_{\text{фак.ПГ}}$ – мінімальна енергія факела при використанні природного газу ($E_{\text{фак.ПГ}} = 2 \text{кДж}$); $U_{\text{нПГ}}$, $U_{\text{нНГП}}$ – нормальні швидкості згоряння, відповідно, для природного газу та НГП

Оптимізовані параметри форкамери повинні забезпечувати максимально можливу енергію факела в припустимих діапазонах.

Третій оптимізаційний критерій: коефіцієнт продувки форкамери.

В дослідному двигуні газ надходить до форкамери протягом процесу продувки циліндрів повітрям, тобто в період, коли відкриті випускні вікна. Очевидно, частина форкамерного газу, що прохо-

дить транзитом через форкамеру, втрачається при продувці циліндра, отже потрібно прагнути до зменшення означеного критерію.

В роботі запропоновано визначати коефіцієнт продувки форкамери за залежністю:

$$\psi = \frac{M_{\text{фор.кл.}}}{M_{\phi, \text{мін}}},$$

де $M_{\text{фор.кл.}}$ – кількість паливного газу, що проходить через форкамерний клапан; $M_{\phi, \text{мін}}$ – кількість паливного газу в форкамері за умови рівності тиску у форкамері і циліндрі на початку стиснення ($p_{\text{фор}} \approx p_{\text{а}}$), та повного її очищення від продуктів згоряння.

Таким чином, наведені вище залежності дозволяють розрахувати обрані критерії якості робочого процесу форкамери і визначити вплив на них конструктивних параметрів форкамери і налаштувань газової апаратури.

Вплив конструктивних параметрів форкамери і налаштувань газової апаратури на критерії якості робочого процесу форкамери

Означені критерії якості робочого процесу форкамери визначаються конструктивними параметрами форкамери і налаштуваннями газової апаратури. Основними параметрами, що визначають робочий процес форкамери, є її об'єм $V_{\text{фор}}$, діаметри форкамерного каналу та газового клапану, відповідно $d_{\text{кан}}$ і $d_{\text{кл}}$ (рис. 1), а також тиск у газовій магістралі перед некерованим газовим клапаном $p_{\text{фор}}$. Отже потрібно проводити їх обґрунтований вибір при зміні виду газового палива.

На рис. 3 показано вплив тиску форкамерного газу на енергію факела, мінімальну енергію запалювання паливо-повітряної суміші та коефіцієнт продувки форкамери газом при використанні природного газу та НГП. З рис.3, а видно, що при збільшенні тиску форкамерного газу для більшості випадків використання НГП (окрім коксового газу) зростає енергія факела. Це пояснюється збільшенням тривалості наповнення форкамери газом і, як наслідок, збільшенням маси газу, що потрапляє до форкамери. У випадку використання природного газу в форкамері утворюється збагачена паливо-повітряна суміш. При підвищенні тиску газу від 0,15 до 0,25 МПа коефіцієнт надлишку повітря в форкамері зменшується до $\alpha_{\text{фор}}=0,6$ (рис.2), що призводить до збільшення неповноти згоряння паливо-повітряної суміші та зменшення енергії факела. Подібне спостерігається при використанні коксового газу в серійній форкамері за умови $p_{\text{фор}} > 0,35$. Для більшості НГП енергія факела в усьому діапазоні зміни тиску форкамерного газу є достатньою для ефективного запалювання паливо-повітряної суміші. Виключенням є шахтний газ і біогаз, для яких збільшення $p_{\text{фор}}$ як самостійний захід не дозволяє досягти потрібної енергії факела для запалювання суміші.

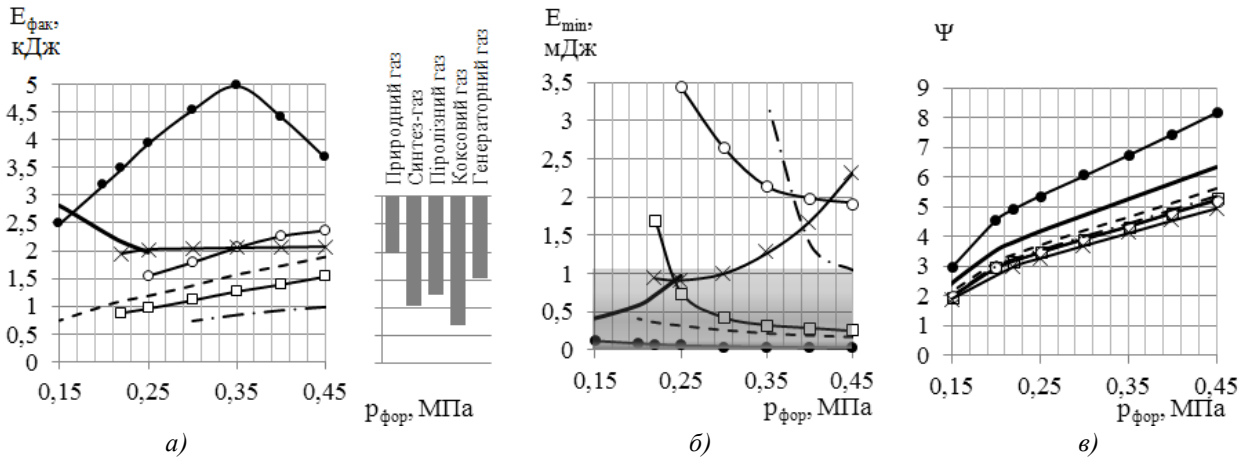


Рис. 3. Залежність енергії форкамерного факела (а), МЕЗ паливо-повітряної суміші в форкамері (б) та коефіцієнту продувки газу (в) від тиску газу, що надходить до форкамери ($V_{\text{фор}}=46\text{см}^3$, $d_{\text{кан}}=12\text{ мм}$, $d_{\text{кл}}=7,5\text{ мм}$):

— — — — — Природний газ; — — — — — Синтез-газ; □ — Піролізний газ; ○ — Шахтний газ; * — Біогаз;
● — Коксовий газ; — . — — — — Генераторний газ; [шaded area] — зона ефективного запалювання суміші

З рис. 3, б видно, що для всіх НГП (окрім біо-газу) підвищення тиску форкамерного газу призводить до зменшення МЕЗ. Це пояснюється збагаченням паливо-повітряної суміші та збільшенням нормальної швидкості згоряння палив.

При використанні шахтного газу в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням можливі пропуски запалювання паливо-повітряної суміші в форкамері, оскільки мінімально-необхідна енергія запалювання шахтного газу в 4,5 – 5 разів вища, ніж для природного газу. При використанні серійної форкамери МЕЗ знаходиться в припустимому діапазоні для піролізного газу при $p_{\text{фор}} = 0,22\text{--}0,45\text{МПа}$, для біогазу при $p_{\text{фор}} = 0,2\text{--}0,3\text{МПа}$, для генераторного газу при $p_{\text{фор}} \geq 0,45\text{МПа}$. Для синтез-

газу та коксового газу суміш запалюється в усьому діапазоні зміни $p_{\text{фор}}$.

Аналіз впливу тиску форкамерного газу на обрані критерії якості показує, що для більшості НГП підвищення $p_{\text{фор}}$ позитивно впливає на $E_{\text{фак}}$ і E_{min} . Проте при цьому збільшується коефіцієнт продувки (рис. 3, в), що може призвести до збільшення втрат палива.

На рис. 4 наведено результати розрахункового дослідження впливу об'єму форкамери на обрані критерії. Як правило, об'єм форкамери складає 2–7% від об'єму камери стиску [7,8,10]. Тому в розрахунковому дослідженні $V_{\text{фор}}$ змінювали в межах 45–85 см^3 .

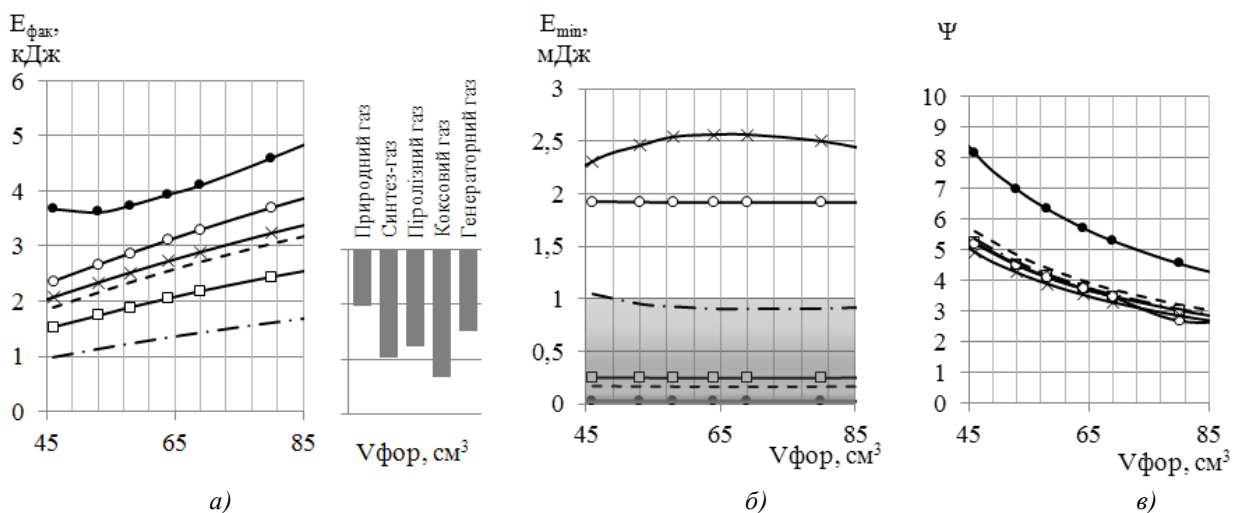


Рис. 4. Вплив об'єму форкамери на енергію форкамерного факела (а), МЕЗ паливо-повітряної суміші в форкамері (б) та коефіцієнт продувки газу (в) при використанні НГП ($p_{\text{фор}} = 0,45\text{ МПа}$, $d_{\text{кан}}=12\text{ мм}$, $d_{\text{кл}}=7,5\text{ мм}$):

[шaded area] — зона ефективного запалювання паливо-повітряної суміші; — — — — — Синтез-газ; □ — Піролізний газ; ○ — Шахтний газ; * — Біогаз; ● — Коксовий газ; — . — — — — Генераторний газ

Видно, що збільшення об'єму форкамери призводить до зростання енергії факела, що пояснюється зростанням маси газового палива на момент подачі іскри. $E_{фак}$ для більшості НГП (за виключенням шахтного газу і біогазу) перевищує мінімально припустиму енергію факела, отже забезпечує надійне запалювання і згоряння паливо-повітряної суміші в циліндрі.

Збільшення $V_{фор}$ майже не впливає на мінімальну енергію запалювання (рис. 4, б), оскільки якість суміші при цьому практично не змінюється. При цьому МЕЗ для більшості НГП (за виключенням шахтного газу і біогазу) знаходиться у припустимих межах.

Коефіцієнт продувки зі збільшенням $V_{фор}$ зменшується, оскільки більше газу залишається в форкамері за інших незмінних умов (рис. 4, в).

Аналіз рис. 4 показує, що збільшення $V_{фор}$ до певних значень позитивно впливає на $E_{фак}$ і ψ . Проте з однієї сторони зростання об'єму форкамери може призвести до перегріву стінки циліндра факелом, а з іншої сторони призводить до збільшення витрат теплоти у стінки, а отже зниження ККД двигуна.

На рис. 5 показано вплив зміни діаметра газового клапана на енергію факела, МЕЗ та коефіцієнт продувки. Видно, що збільшення $d_{кл}$ для більшості НГП призводить до незначного підвищення енергії

факела внаслідок зростання кількості газу, який надходить до форкамери. Для коксового газу, навпаки, зі збільшенням $d_{кл}$ енергія форкамерного факела зменшується, що пояснюється збагаченням паливо-повітряної суміші і зростанням неповноти згоряння.

Енергія факела для більшості НГП (за виключенням біогазу і шахтного газу) знаходиться в припустимих межах. Слід відзначити, що підвищення $d_{кл}$, як самостійний захід, не дозволяє досягти потрібних значень $E_{фак}$ у випадку використання біогазу і шахтного газу.

Діаметр клапана майже не впливає на мінімальну енергію запалювання (рис.5,б), і лише в окремих випадках (для біогазу) зменшення $d_{кл}$ призводить до зменшення E_{min} . Для більшості НГП (за виключенням шахтного газу і біогазу) МЕЗ знаходиться у припустимих межах.

З рис.5, в видно, що збільшення діаметра клапана призводить до значного зростання коефіцієнту продувки ψ , а отже до збільшення витрат паливного газу.

Таким чином, з огляду на незначний вплив діаметра газового клапана на критерії E_{min} і $E_{фак}$, а також суттєвий негативний вплив збільшення $d_{кл}$ на коефіцієнт продувки ψ , вважаємо, що діаметр газового клапана доцільно зменшувати.

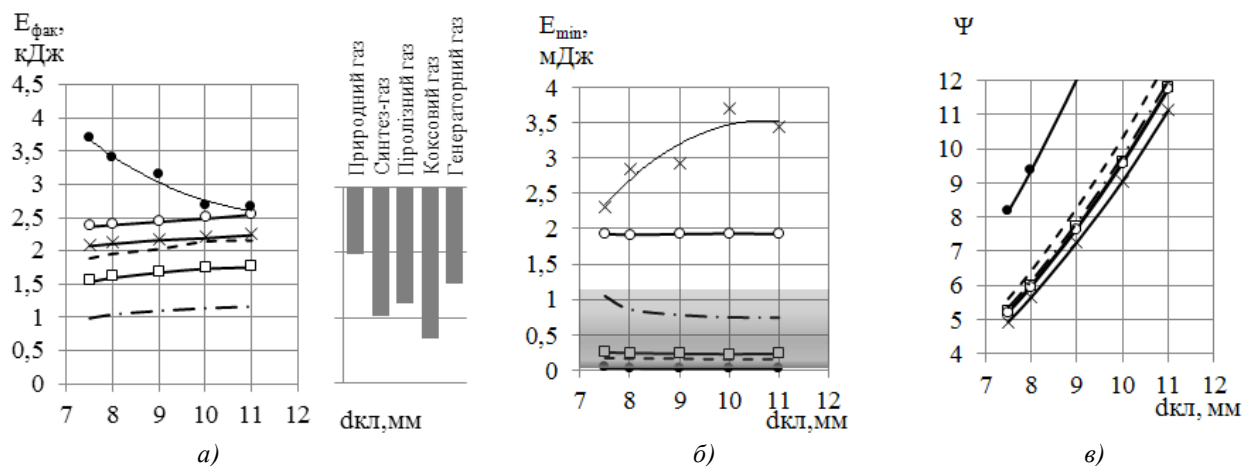


Рис. 5. Вплив діаметра газового клапана на енергію факела (а), мінімальну енергію запалювання паливо-повітряної суміші (б) та коефіцієнт продувки газу через форкамеру (в) при використанні НГП ($p_{фор} = 0,45 \text{ МПа}$ та $V_{фор} = 46 \text{ см}^3$):

■ – зона ефективного запалювання паливо-повітряної суміші; — — — Синтез-газ; □ – Піролізний газ; ○ – Шахтний газ; * – Біогаз; ● – Коксовий газ; — . — — Генераторний газ

На рис. 6 показано вплив зміни діаметра форкамерного каналу на обрані критерії якості робочого процесу форкамери. Видно, що цей вплив на значення критеріїв $E_{фак}$ і E_{min} є незначним для більшості НГП і носить протилежний характер зміни відносно впливу діаметра газового клапана. При цьому зміна діаметра каналу майже не впливає на

коефіцієнт продувки. Враховуючи те, що зі зменшенням діаметра форкамерного каналу зростає далекобійність факела і вірогідність перегріву стінки циліндра вважаємо, що параметр $d_{кан}$ доцільно збільшувати.

Слід зазначити, що далекобійність факела визначається не тільки діаметром каналу $d_{кан}$, а у зна-

чний мірі відношенням об'єму форкамери до діаметра каналу $V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}}$ [12]. В існуючих газових двигунах з форкамерно-факельним запалюванням це

відношення знаходиться в межах $V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}} = 15-70$ [7,12] та уточнюється при доведенні робочого процесу.

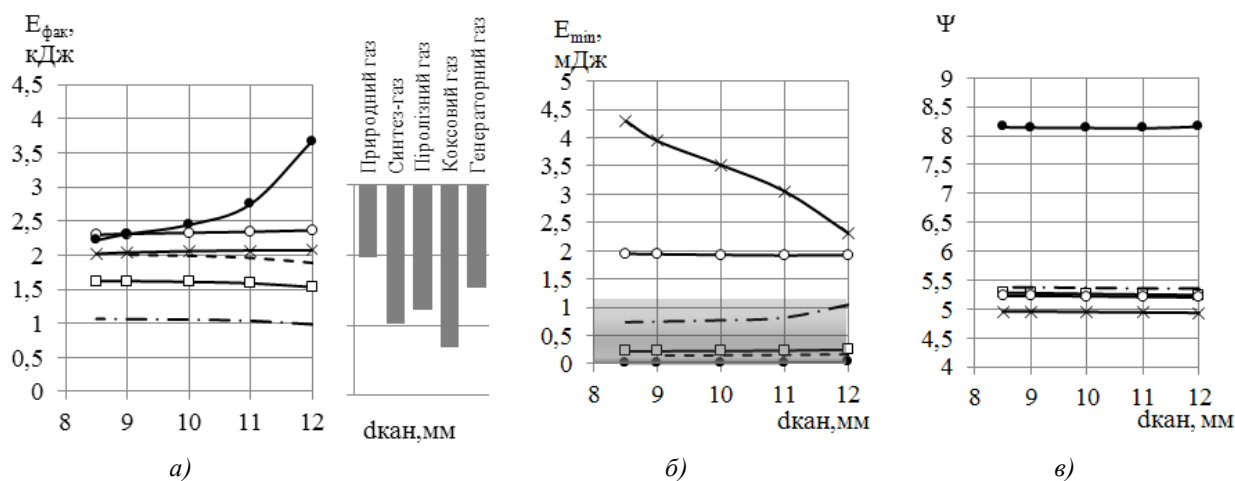


Рис. 6. Вплив діаметра каналу на енергію факела (а), мінімальну енергію запалювання паливо-повітряної суміші (б) та коефіцієнт продукції газу через форкамеру (в) при використанні НГП ($p_{\text{фор}} = 0,45 \text{ МПа}$ та $V_{\text{фор}} = 46 \text{ см}^3$):

■ – зона ефективного запалювання паливо-повітряної суміші; — — — Синтез-газ; □ – Піролізний газ; ○ – Шахтний газ; * – Біогаз; ● – Коксовий газ; — . — — Генераторний газ

При надто великому значенні відношення $V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}}$ далекобійність факела зростає настільки, що виникає місцевий перегрів стінки циліндра проти сопла форкамери, в результаті чого в циліндрі двигуна може виникнути самозаймання. Так, за результатами експериментальних досліджень роботи двигуна 11ГД100М на природному газі при $V_{\text{фор}} = 53 \text{ см}^3$ і $d_{\text{кан}} = 9 \text{ мм}$ ($V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}} = 83,5$) було встановлено, що нормальна робота двигуна виявилася неможливою при навантаженнях більше 75% внаслідок різкого зростання температури стінки циліндра проти форкамери [8]. При малому значенні відношення $V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}}$ ефективність факельного запалювання знижується. Тому в роботі [8] на основі експериментальних даних для газового двигуна 11ГД100М було рекомендовано відношення $V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}}$ обмежувати значеннями 30...45. В даному дослідженні рекомендовані значення відношення $V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}}$ були прийняті у якості обмежень при варіюванні конструктивних параметрів форкамери.

Аналіз впливу зміни параметрів форкамери на обрані критерії показав, що одночасно з покращенням одних критеріїв, як правило, спостерігається погіршення інших. Тому, для кожного окремого випадку використання НГП потрібно проводити оптимізаційне дослідження з вибору параметрів форкамери і налаштувань газової апаратури.

При використанні шахтного газу і біогазу оптимізація параметрів форкамери не дозволить забезпечити надійну роботу двигуна внаслідок великої потрібної енергії запалювання суміші. В цьому

випадку окрім оптимізації параметрів форкамери і налаштувань газової апаратури потрібно збільшувати енергію іскрового розряду. Можливо також подавати до форкамери природний газ в якості додаткового палива, що успішно використовують провідні виробники стаціонарних газових двигунів при переведенні їх на живлення низькокалорійними газовими паливами [5,7].

Методика та результати оптимізаційного дослідження

Основною метою даного дослідження є пошук сполучень параметрів, що забезпечують мінімальні значення МЕЗ E_{min} та максимальні значення енергії факела $E_{\text{фак}}$. Критеріальними обмеженнями є забезпечення коефіцієнта продукції форкамери ψ не більше 4,5, максимальної енергії факела не більше 3 кДж (при параметричному обмеженні відношення $V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}}$ в межах 30...45) та мінімальної енергії запалювання не більше 1 мДж.

В роботі виконано оптимізацію параметрів форкамери двигуна за методом дослідження простору параметрів І.М. Соболя та Р.Б. Статнікова [13], так званим ЛП-пошуком. В цьому методі за математичною моделлю проводять розрахунковий експеримент і знаходять обрані критерії якості при сполученнях дослідних параметрів, що задаються за ЛП-последовностями. Ці последовності забезпечують краще представлення функції порівняно з кубічною решіткою [13]. За результатами розрахункового експерименту знаходять паретівські точки, в яких досягаються найкращі значення обраних

критеріїв. Аналіз результатів розрахункового експерименту з урахуванням прийнятих параметричних і критеріальних обмежень дозволяє визначити оптимальні сполучення дослідних параметрів.

Сполучення параметрів, що обираються для розрахункового експерименту, задаються за допомогою генератора ЛПт-последовательностей в одиничному багатовимірному кубі. Кількість вимірів куба n відповідає числу досліджуваних параметрів, а кількість експериментальних точок N визначається потрібною точністю визначення оптимуму і можливостями обчислювальної техніки. Число експериментів обирають за формулою $N = 2^l$, де l – будь-яке натуральне число. В більшості випадків вважають достатнім проведення експерименту в 512 пробних точках [13], тобто $l=9$ ($N=2^9=512$).

Поточні абсолютні значення j -го параметру в i -тій точці n -вимірному куба визначають за формулою:

$$\alpha_{i,j} = q_{i,j}(\alpha_{j \max} - \alpha_{j \min}) + \alpha_{j \min},$$

де $\alpha_{j \max}$, $\alpha_{j \min}$, відповідно, максимальні та мінімальні значення j -го параметру; $q_{i,j}$ – відносне значення j -го параметру в i -тій точці.

Відносне значення параметру

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^m 2^{-k+1} \cdot \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^m [2\{r_{j,l} \cdot 2^l\}] \cdot [2\{r_{j,l} \cdot 2^{k-l-1}\}] \right\},$$

де m – границя суми:

$$m = 1 + [\ln(i) / \ln(2)],$$

де, $r_{j,l}$ – значення чисельника, що задаються за даними роботи [13].

В формулах квадратні дужки $[]$ і фігурні дужки $\{ \}$ позначають відповідно цілу і дробову частини вмісту цих дужок.

Максимальні та мінімальні значення варіюваних параметрів наведені в табл. 1.

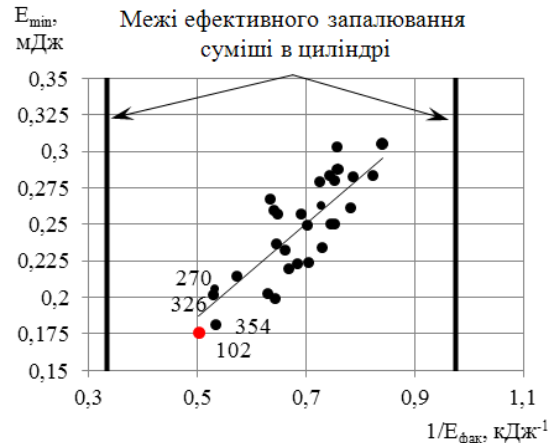
Таблиця 1. Діапазон варіювання параметрів форкамери

	$V_{\text{фор}},$ см ³	$d_{\text{кл}},$ мм	$d_{\text{кан}},$ мм	$P_{\text{фор}},$ мм
max	80	12	12	0,45
min	40	6,5	9	0,2

Для кожного НГП проводилися розрахункові експерименти в 512 точках. За прийнятими обмеженнями були відсіяні неефективні точки, а точки що залишилися, наносили на графіки в системах критеріїв $1/E_{\text{фак}} - E_{\text{мін}}$ і $1/E_{\text{фак}} - \psi$, таким чином, що кращі точки розташовувалися ближче до початку координат. На графіку вертикальними прямими показано межі ефективного спалювання паливоповітряної суміші. Приклад результатів оптиміза-

ційного дослідження при використанні в якості палива синтез-газу наведений на рис.7.

З рис 7, а видно, що залежність $E_{\text{фак}}$ від $E_{\text{мін}}$ близька до лінійної: з покращенням одного критерію якість покращується інший і навпаки. Найкращим значенням критеріїв якості $E_{\text{фак}}$ та $E_{\text{мін}}$ відповідають точки з № 102, 354, 270 і 326. В свою чергу точки, що відповідають найкращим значенням коефіцієнта продукції форкамери газом, лежать на так званій компромісній кривій, оскільки з покращенням одного критерію погіршується інший (ψ). Рухаючись по компромісній кривій, дослідник вибирає одну із багатьох паретівських точок з урахуванням значимості того чи іншого критерію. З рис. 7, б видно, що точка №102, яка відповідає кращим критеріям $E_{\text{фак}}$ або $E_{\text{мін}}$ лежить на компромісній кривій, тобто ця точка є шуканим оптимумом. Подібним чином виконано оптимізаційне дослідження параметрів форкамери для інших НГП.



а)



б)

Рис.7. Результати розрахунку знаходження оптимуму значень критеріїв якості (для випадку використання синтез-газу)

В табл. 2 наведені значення рекомендованих параметрів форкамери і налаштувань газової апаратури.

тури для випадків використання НГП.

В табл. 3 порівнюються критерії якості за рекомендованих параметрів із критеріями якості за серійних параметрів.

Таблиця 2. Основні конструктивні параметри форкамери, що рекомендуються при використанні НГП

Газ	Рекомендовані параметри форкамери			
	$V_{\text{фор}}, \text{см}^3$	$d_{\text{кан}}, \text{мм}$	$d_{\text{кл}}, \text{мм}$	$P_{\text{фор}}, \text{МПа}$
Синтез-газ	52	11,5	7	0,45
Піролізний газ	52	11,5	7	0,45
Коксовий газ	41	11,5	6,5	0,2
Генераторний газ*	80	11,5	9	0,45
Біогаз	52	12	8	0,275
Шахтний газ	54	12	7,5	3,5

Таблиця 3. Порівняння критеріїв якості при оптимізованих (табл.2) та базових параметрах форкамери ($V_{\text{фор}} = 46 \text{ см}^3$; $d_{\text{кан}} = 12 \text{ мм}$; $d_{\text{кл}} = 7,5 \text{ мм}$; $P_{\text{фор}} = 0,25 \text{ МПа}$)

Газ	Значення критеріїв якості					
	При базових параметрах форкамери			При оптимізованих параметрах форкамери		
	$E_{\text{фак}}, \text{кДж}$	$E_{\text{мін}}, \text{мДж}$	Ψ	$E_{\text{фак}}, \text{кДж}$	$E_{\text{мін}}, \text{мДж}$	Ψ
Синтез-газ	1,19	0,32	3,7	2,07	0,17	4,28
Піролізний газ	0,96	0,76	3,46	1,67	0,25	4,02
Коксовий газ	3,96	0,06	5,4	2,67	0,09	3,96
Генераторний газ	0,64	0,63	3,53	1,78	0,78	4,4
Біогаз	2	0,91	3,25	2,3	0,94	3,4
Шахтний газ	1,55	3,43	3,45	2,35	2,14	3,6

На рис. 8 показано, як змінюються критерії якості для оптимізованих параметрів порівняно з базовими. Видно, що в усіх випадках (за винятком початкових точок, що знаходяться у зоні критеріальних обмежень) положення точок зміщується в напрямку початку координат, тобто відбувається суттєве покращення критеріїв.

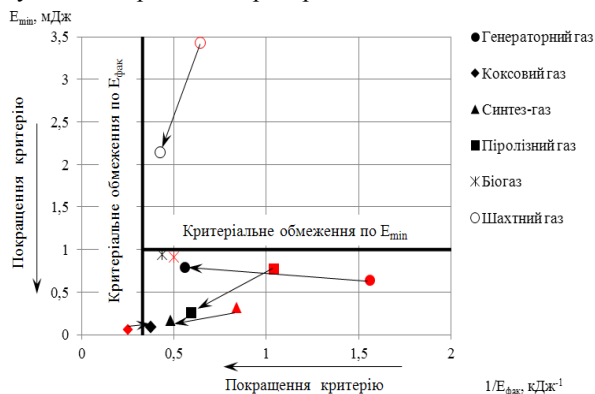


Рис. 8. Порівняння критеріїв якості при базових та оптимізованих параметрах форкамери

Слід відзначити, що забезпечити потрібну енергію факела при використанні генераторного газу вдається лише виходячи за межі параметричного обмеження $V_{\text{фор}}/d_{\text{кан}} \approx 70$, що за даними роботи [8] може викликати перегрів стінки циліндра на протилежній форкамері та самозаймання паливо-повітряної суміші. Проте, енергія факела при даному відношенні є набагато нижчою ніж для природного газу, що дає можливість розширити вказане обмеження для генераторного газу.

При використанні в якості палива шахтного газу в форкамері утворюється паливо-повітряна суміш, значення МЕЗ якої перевищують припустимі значення навіть при оптимізованих параметрах. В цьому випадку рекомендується до форкамери подавати природний газ.

Висновки

В результаті виконаного оптимізаційного дослідження запропоновані конструктивні параметри форкамери і налаштування форкамерної газової апаратури стаціонарного газового двигуна 11ГД100М при використанні в ньому НГП. При цьому вирішені наступні задачі:

1. Обґрунтовано в якості критеріїв ефективності надійного запалювання паливо-повітряної суміші в форкамері та циліндрі двигуна використання МЕЗ суміші, енергії форкамерного факела та коефіцієнту продувки форкамери.

2. Досліджено вплив зміни конструктивних параметрів форкамери і налаштувань ГА на обрані критерії якості. Показано, що з покращенням одних критеріїв якості відбувається погіршення інших.

3. При використанні шахтного газу оптимізація параметрів форкамери не дозволить забезпечити надійну роботу двигуна внаслідок великої потрібної енергії запалювання суміші. В цьому випадку окрім оптимізації параметрів форкамери і налаштувань ГА потрібно збільшувати енергію іскрового розряду та/або подавати до форкамери природний газ в якості додаткового палива.

4. Запропоновані значення параметрів форкамери дозволяють забезпечити суттєве покращення обраних критеріїв якості для усіх випадків використання НГП.

Список літератури:

1. Goto S. Developmen of Hight Density Gas Engine 22AG / S. Goto, H. Nishi, S. Nakayama, S. Takahashi // IHI Engineering Review. – 2004. – Vol.37, №3. – P. 104-107.
2. Yamasaki Y. Combustion Characteristics of Low-Calorific-Value Gaseous Fuels in Small Gas Engine / Y. Yamasaki, G. Tomatsu, Y. Nagata. S. Kaneko // Journal of Environment and Engineering/ - 2009. – vol.4, №1. – P. 188-197.
3. Md. Ehsan. Performance of a Biogas Run Petrol Engine for Small

Scale Power Generation / Md. Ehsan, N. Nazhin // Journal of Energy & Environment. – 2005. Vol.4. – P. 1-9. 4. Roubaud A. Lean-Burn Cogeneration Biogas Engine with Unscavenged Combustion Prechamber: Comparison with Natural Gas / A. Roubaud, R. Rothlisberger, D. Favrat // Int.J. Applied Thermodynamics. – 2002. – Vol. 5, №4. – P. 169-175. 5. Mueller G. P. Landfill Gas Application Development of the Caterpillar G3600 Spark-Ignited Gas Engine / G. P. Mueller // J. Eng. Gas Turbines Power. – 1995. – Vol.117, №4. – P. 820-825. 6. Марченко А. П. Моторные свойства низкокалорийных газовых топлив и их влияние на показатели двигателей внутреннего сгорания / А.П. Марченко, А.А. Осетров, С.С. Кравченко, О. А. Хамза // Энерготехнологии и ресурсосбережения. – 2014. – № 5,6. – С.3 – 12. 7. Лимонов А.К. Совершенствование рабочего процесса газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием / А.К. Лимонов, А.В. Сеземин // Двигателестроение. – 2013. – №1 (251). – С.20-23. 8. Генкин, К.И. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе / К.И. Генкин, Д.Т. Аксенов, Б.Н. Струнзе. – Л.: Недра, 1970. – 328 с. 9. Генкин К.И. Газовые двигатели / К.И. Генкин. – М.: Машиностроения, 1977. – 196с. 10. Зельдович, Я.Б. К теории искрового воспламенения газовых взрывчатых смесей / Я.Б. Зельдович, Н.Н. Симонов // Журнал физической химии. – 1949. – Т.23, № 11. – С.1361–1374. 11. Sally P. M. Bane, Spark Ignition: Experimental and Numerical Investigation With Application to Aviation Safety / California Institute of Technology Pasadena, California. – 2010. – 260 p. 12. Васильев Ю.Н., Гриценко А.И., Золоторевский Л.С. Транспорт на газе. – М.: Недра, 1992. – 342с. 13. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников – М.: Наука. 1985. – 110 с.

Bibliography (transliterated):

1. Goto S. Development of High Density Gas Engine 22AG / S. Goto, H. Nishi, S. Nakayama, S. Takahashi // IHI Engineering Review. – 2004. – Vol.37, №3. – P. 104-107. 2. Yamasaki Y. Combustion Characteristics of Low-Calorific-Value Gaseous Fuels in Small Gas Engine / Y. Yamasaki, G. Tomatsu, Y. Nagata, S. Kaneko // Journal of Environment and Engineering / - 2009. – vol.4, №1. – P. 188-197. 3. Md. Ehsan. Performance of a Biogas Run Petrol Engine for Small Scale Power Generation / Md. Ehsan, N. Nazhin // Journal of Energy & Environment. – 2005. Vol.4. – P.1-9. 4. Roubaud A. Lean-Burn Cogeneration Biogas Engine with Unscavenged Combustion Prechamber: Comparison with Natural Gas / A. Roubaud, R. Rothlisberger, D. Favrat // Int.J. Applied Thermodynamics. – 2002. – Vol. 5, №4. – P. 169-175. 5. Mueller G. P. Landfill Gas Application Development of the Caterpillar G3600 Spark-Ignited Gas Engine / G. P. Mueller // J. Eng. Gas Turbines Power. – 1995. – Vol.117, №4. – P. 820-825. 6. Marchenko A. P. Motornye svoystva nizkokaloriynykh gazovykh topliv i ih vliyanie na pokazateli dvigatelej vnutrennego sgoraniya / A.P. Marchenko, A.A. Osetrov, S.S. Kravchenko, O. A. Hamza // Jenergotekhnologii i resursosberezheniya. – 2014. – № 5,6. – С.3 – 12. 7. Limonov A.K. Sovershenstvovanie rabocheho processa gazovogo dvigatelja s forkamerno-fakel'nyh zazhiganiem / A.K. Limonov, A.V. Sezemin // Dvigatelistroenie. – 2013. – №1 (251). – С.20-23. 8. Genkin, K.I. Gazovye dvigateli GD100 i agregaty na ih baze / K.I. Genkin, D.T. Aksenov, B.N. Strunge. – L.: Nedra, 1970. – 328 s. 9. Genkin K.I. Gazovye dvigateli / K.I. Genkin. – M.: Mashinostroeniya, 1977. – 196s. 10. Zeldovich, Ya.B. K teorii iskrovogo vosplamneniya gazovykh vzryvchatykh smesey / Ya.B. Zeldovich, N.N. Simonov // Zhurnal fizicheskoy khimii. – 1949. – T.23, № 11. – S.1361–1374. 11. Sally P. M. Bane, Spark Ignition: Experimental and Numerical Investigation With Application to Aviation Safety / California Institute of Technology Pasadena, California. – 2010. – 260 p. 12. Vasil'ev Ju.N., Gricenko A.I., Zolotorevskij L.C. Transport na gaze. – M.: Nedra, 1992. – 342s. 13. Sobol' I.M. Vybora optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami / I.M. Sobol', R.B. Statnikov – M.: Nauka. 1985. – 110 s.

Надійшла до редакції 12.06.2015 р.

Марченко Андрій Петрович – докт. техн. наук, професор, зав. кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Осетров Александр Александрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

Кравченко Сергій Сергійович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: skyler-tm@yandex.ru.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ФОРКАМЕРЫ СТАЦИОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА НИЗКОКАЛОРИЙНЫХ ГАЗОВЫХ ТОПЛИВАХ

А.П. Марченко, А.А. Осетров, С.С. Кравченко

Работа посвящена оптимизации конструктивных параметров форкамеры и настроек газовой аппаратуры стационарного газового двигателя 11ГД100М при использовании в нем низкокалорийных газовых топлив. Показано, что при использовании этих топлив в серийной форкамере образуется обедненная топливно-воздушная смесь, уменьшается энергия форкамерного факела и увеличивается минимальная энергия зажигания топливно-воздушной смеси. Указанное может привести к пропускам зажигания смеси в форкамере и цилиндре. Выполнено оптимизационное исследование позволило определить параметры форкамеры и настройки газовой аппаратуры, обеспечивающих существенное улучшение выбранных критериев качества.

OPTIMIZATION OF PARAMETERS PRECHAMBER STATIONARY GAS ENGINES WHEN OPERATING ON THE LOW CALORIE GAS FUELS

A. Marchenko, A. Osetrov, S. Kravchenko

The work is dedicated to the optimization of design parameters and settings prechamber gas equipment 11GD100M stationary gas engine using low calorie gas in its fuel. It is shown that by using low calorie gas as fuel in the settling chamber is formed of lean fuel-air mixture, reduced energy pre-chamber flare and increases the minimum ignition energy of the fuel-air mixture. This may result in misfire mixture in the cylinder. It is shown that the impact of changing design parameters and settings prechamber gas equipment to the selected criteria of quality is ambiguous. Achieved optimization study showed that the proposed values of parameters for all cases of use of the LCG allow a significant improvement in the quality of the selected criteria.

A. Marchenko, D. Samoilenko, A.A. Hamzah, O.A. Hamzah

WAYS OF USING WASTE ENERGY FROM I.C. ENGINES EXHAUST GASES

In present study the power conversion methods was investigated which could be applied as a bottoming cycle in combination with the WHR systems of diesel and gas engines to produce additional electrical power from the excess heat. It has been identified that there are large potentials of energy savings through the use of waste heat recovery technologies. Waste heat recovery defines capturing and reusing the waste heat from internal combustion engine for heating, generating mechanical or electrical work and refrigeration system.

Introduction

Out of all the available sources, the internal combustion engines are the major consumer of fossil fuel around the globe. Out of the total heat supplied to the engine in the form of fuel, approximately, 30 to 40% is converted into useful mechanical work.

The remaining heat is expelled to the environment through exhaust gases and engine cooling systems, resulting in to entropy rise and serious environmental pollution, so it is required to utilized waste heat into useful work. The recovery and utilization of waste heat not only conserves fuel, usually fossil fuel but also reduces the amount of waste heat and greenhouse gases damped to environment. It is imperative that serious and concrete effort should be launched for conserving this energy through exhaust heat recovery techniques. Such a waste heat recovery would ultimately reduce the overall energy requirement and also the impact on global warming.

Presently, high fuel costs and concerns about foreign oil dependence have resulted in increasingly complex engine designs to decrease fuel consumption. For example, engine manufacturers have implemented techniques such as enhanced fuel-air mixing, turbocharging, and variable valve timing in order to increase thermal efficiency. However, around 60-70% of the fuel energy is still lost as waste heat through the coolant or the exhaust. On the other hand, legislation of exhaust emission levels has focused on carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NO_x), and particulate matter (PM).

Energy conservation on engine is one of best ways to deal with these problems since it can improve the energy utilization efficiency of engine and reduces emissions [1]. Given the importance of increasing energy conversion efficiency for reducing both the fuel consumption and emissions of engine, scientists and engineers have done lots of successful research aimed to improve engine thermal efficiency, including supercharge, lean mixture combustion, etc.

However, in all the energy saving technologies studied. Engine exhaust heat recovery is considered to be one of the most effective. Many researchers recognize that Waste Heat Recovery from engine exhaust

has the potential to decrease fuel consumption without increasing emissions, and recent technological advancements have made these systems viable and cost effective [2].

Possibility of heat recovery from internal combustion engines

Waste heat is heat, which is generated in a process by way of fuel combustion or chemical reaction, and then “dumped” into the environment even though it could still be reused for some useful and economic purpose. This heat depends in part on the temperature of the waste heat gases and mass flow rate of exhaust gas. Waste heat losses arise both from equipment inefficiencies and from thermodynamic limitations on equipment and processes. For example, consider internal combustion engine approximately 30 to 40% is converted into useful mechanical work. The remaining heat is expelled to the environment through exhaust gases and engine cooling systems [3]. It means approximately 60 to 70% energy losses as a waste heat through exhaust (30% as engine cooling system and 30 to 40% as environment through exhaust gas).

Exhaust gases immediately leaving the engine can have temperatures as high as [450-600°C]. Consequently, these gases have high heat content, carrying away as exhaust emission. Efforts can be made to design more energy efficient reverberatory engine with better heat transfer and lower exhaust temperatures; however, the laws of thermodynamics place a lower limit on the temperature of exhaust gases [4]. Total energy distributions from internal combustion engines is shown on Fig.1

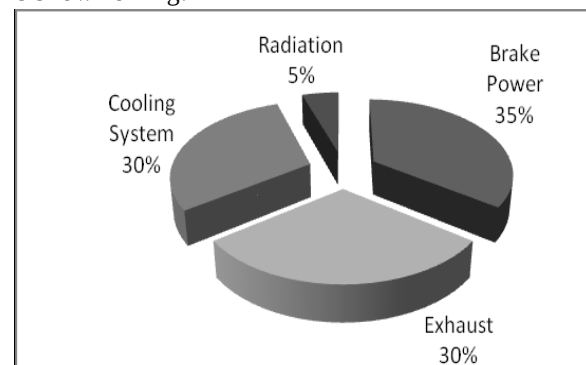


Fig. 1. Total energy distributions from internal combustion engines

Benefits of 'waste heat recovery' are:

1. Direct Benefits:

Recovery of waste heat has a direct effect on the combustion process efficiency. This is reflected by reduction in the utility consumption and process cost.

2. Indirect Benefits:

a) Reduction in pollution: A number of toxic combustible wastes such as carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NOx), and particulate matter (PM) etc, releasing to atmosphere. Recovering of heat reduces the environmental pollution levels.

b) Reduction in equipment sizes: Waste heat recovery reduces the fuel consumption, which leads to reduction in the flue gas produced. This results in reduction in equipment sizes.

c) Reduction in auxiliary energy consumption: Reduction in equipment sizes gives additional benefits in the form of reduction in auxiliary energy consumption [5].

Heat recovery in diesel engines

In general, diesel engines have an efficiency of about 35% and thus the rest of the input energy is wasted. Despite recent improvements of diesel engine efficiency, a considerable amount of energy is still expelled to the ambient with the exhaust gas. In a water-cooled engine about 35 kW and 30-40% of the input energy is wasted in the coolant and exhaust gases respectively.

The amount of such loss, recoverable at least partly, greatly depends on the engine load [6]. the wasted energy represents about two-thirds of the input energy and for the sake of a better fuel economy, exhaust gas from Internal Combustion engines can provide an important heat source that may be used in a number of ways to provide additional power and improve overall engine efficiency. These technical possibilities are currently under investigation by research institutes and engine manufacturers. For the heavy duty diesel engines, one of the most promising technical solutions for exhaust gas waste heat utilization appears to be the use of a useful work.

Availability of Waste Heat from I.C. Engine The quantity of waste heat contained in a exhaust gas is a function of both the temperature and the mass flow rate of the exhaust gas:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T, \quad (1)$$

where, $\dot{Q}$ is the heat loss (kJ/min); $\dot{m}$ is the exhaust gas mass flow rate (kg/min); C_p is the specific heat of exhaust gas (kJ/kg $^{\circ}$ K); and ΔT is temperature gradient in $^{\circ}$ K. In order to enable heat transfer and recovery, it is necessary that the waste heat source temperature is higher than the heat sink temperature. Moreover, the

magnitude of the temperature difference between the heat source and sink is an important determinant of waste heat's utility or "quality".

The source and sink temperature difference influences the rate at which heat is transferred per unit surface area of recovery system, and the maximum theoretical efficiency of converting thermal from the heat source to another form of energy (i.e., mechanical or electrical). Finally, the temperature range has important function for the selection of waste heat recovery system designs [7-8].

Types of recovery system for internal combustion engines

Large quantity of hot flue gases is generated from internal combustion engine etc. If same of this waste heat could be recovered, a considerable amount of primary fuel could be saved. It is depends upon mass flow rate of exhaust gas and temperature of exhaust gas. The internal combustion engine energy lost in waste gases cannot be fully recovered. However, much of the heat could be recovered and losses be minimized by adopting certain measures. There are different methods of the exhaust gas heat recovery namely for space heating, refrigeration and power generation. The mass flow rate of exhaust gas is the function of the engine size and speed, hence larger the engine size and higher the speed the exhaust gas heat is larger. So heat recovery system will be beneficial to the large engines comparatively to smaller engines. The heat recovery from exhaust gas and conversion in to mechanical power is possible with the help of Rankine, Stirling and Brayton thermodynamic cycles, vapour absorption cycle.

These cycles are proved for low temperature heat conversion in to the useful power. Engine exhaust heat recovery is considered to be one of the most effective means and it has become a research hotspot recently.

For example, Doyle and Patel [9] have designed a device for recovering exhaust gas heat based on Rankine cycle on a truck engine. The commissioning experiment of 450 kilometers showed that this device could save fuel consumption by 12.5%. Cummins Company has also done some research on waste heat recovery on truck engines, and the results showed that engine thermal efficiency could improve by 5.4% through exhaust heat recovery. James C. Conklin and James P. Szybist [10] have designed a six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery which has the potential to significantly improve the engine efficiency and fuel economy. R. Saidur et al [11] Rankine bottoming cycle technique to maximize energy efficiency, reduce fuel consumption and green house gas emissions.

Recovering engine waste heat can be achieved via numerous methods. The heat can either be reused with-

in the same process or transferred to another thermal, electrical, or mechanical process.

Waste heat can be utilized for some useful works and it reduces pollution. The diesel engine exhaust gas waste heat recovery rate increases with increasing diesel engine exhaust gas emission rate.

The increasing fuel costs and diminishing petroleum supplies are forcing governments and industries to increase the power efficiency of engines. A cursory look at the internal combustion engine heat balance indicates that the input energy is divided into roughly three equal parts: energy converted to useful work, energy transferred to coolant and energy lost with the exhaust gases. There are several technologies for recovering this energy on an internal combustion engine, whereas the dominating ones are: Waste heat can be utilized for heating purpose, power generation purpose, refrigeration purpose, etc.

Using of exhaust gas for heating purpose

Waste heat can be utilized for the heating purpose like space heating, Preheating intake air and fuel, dryer etc. Typical examples of use would be preheating of combustion air, space heating, or pre-heating boiler feed water or process water etc. waste heat recovery system can be utilized for pre heating intake air and intake fuel.[12]

Heat energy is recovered from the exhaust gases, which causes lower heat addition, thus improving engine thermal efficiency. Low grade fuel, such as, kerosene can be used in diesel engine by blending with conventional diesel fuel. Using the air preheating system and 10% kerosene blend as fuel, the thermal efficiency is improved and exhaust emissions (NO_x and CO) is reduced as compared to neat diesel fuel without using air preheating system [13].

Waste heat recovery is useful for preheating alternative fuel so reduce viscosity of fuel, better fuel atomization and low volatility of fuel.

Using of exhaust gas for Power Generation Purpose

Waste heat can also be utilized indirectly for the power generation using Rankine cycle, Bryton cycle, Stirling cycle and directly used for thermoelectric generator etc

Comparisons between steam Rankine, ORC, Kalina and TFC cycles

The differences between Kalina-type bottoming cycle configurations designed for different gas engine and gas diesel engine types have been studied in [13]. One of their key focuses was to demonstrate the potential of the Kalina cycle to produce more power than the Rankine cycle as an engine bottoming cycle. Four different power plant configurations were studied, all based on Wärtsilä engines with gas engine models 16V25SG

and 18V34SG and gas diesel engine models 18V32GD and 18V46GD.

The characteristics of the heat sources differ for the four engine models and the optimal Kalina cycle configuration is unique to the engine. Cycle configurations that use all engine heat sources are complex and include many heat exchangers. Low heat source temperatures should be to the advantage of the Kalina cycle relative to the Rankine cycle. In most cases the gas engine with a Kalina bottoming cycle produces more power compared to the Rankine cycles than the gas diesel engine. The Kalina cycle can use more of the heat in the exhaust gas stream than the Rankine cycle.

In [14] has compared the Kalina and ORC cycles. The ORC model is based on a system without regeneration. Isopentane is assumed as the working fluid. A saturated vapor Kalina cycle is used. As a result, the maximum power generated for a given source is greater for the Kalina cycle. The Kalina cycle is well positioned against an ORC for a base load application. The Kalina is better than the ORC when the heat source stream has finite heat capacity, but similar when the source is condensing steam (constant temperature). In [14] compared the thermodynamic performance of the Kalina cycle and ORC (hexamethyldisiloxane as working fluid) in the case of heat recovery from two Wärtsilä 20V32 8.9 MW diesel engines with exhaust gas mass flow of 35 kg/s for both engines, at 346°C. In order to facilitate the comparison, only the heat recovery from the exhaust gases was considered. An almost equal net electric power of 1615 kW (with a cycle efficiency of 19.7 %) and of 1603 kW (with cycle efficiency of 21.5 %) for the Kalina and ORC cycles was calculated, respectively. In this case, the Kalina cycle requires a very high maximum pressure in order to obtain high thermodynamic performances: 100 bar against the about 10 bar of the ORC cycle. The turbine design also favours the ORC cycle, as the isentropic enthalpy drop is definitely higher for the Kalina (575 kJ) than for the ORC (92 kJ). For the Kalina cycle, the required turbine rotational speed is very high (> 60000 rpm) thus requiring a gear box, and therefore adding gearbox losses. The use of the Kalina cycle for medium and high temperature thermal sources seems unjustified because there is no gain in performance instead, a complicated plant scheme, large surface heat exchangers and corrosion resistant materials, such as titanium in the turbine, result.

In [15] have compared the TFC, four ORCs and a Kalina cycle, all operating under the same conditions in the both heat sink and source. The same flow rate and temperature at source inlet and an isentropic efficiency of 70 % for the expander were assumed. Cycle pressures were selected to maximize exergy efficiency

for each fluid. The cycle efficiencies (η), power outputs (P) and heat inputs (Q) are listed in Table 1[115].

Table 1. Comparison of TFC, four ORCs and a Kalina cycle

Cycle (fluid)	η (%)	P (kW)	Q (kW)
ORC (R141b)	10	13	132
ORC (R123)	9	17	179
ORC (R245ca)	9	18	189
ORC (R21)	9	18	198
Kalina (NH ₃ -H ₂ O)	3	13	373
TFC (NH ₃ -H ₂ O)	8	38	477

An ORC with R141b has the highest efficiency of 10 %, but extracts the least heat from the source, while the trilateral flash cycle receives the most, i.e., 3.6 times more. The TFC uses the most of the source's exergy because both the source fluid (water) and the working fluid (ammonia–water) are in liquid state and have similar specific heats, and thus the temperature difference in the heat exchanger is minimized. Since the source stream exergy is fixed, the cycle that converts the most of it into work (or useful exergy) is the best. The TFC recovers the most of the source's exergy (93 %), the Kalina cycle being the second best (76 %).

Conclusions

In present study the power conversion methods was investigated which could be applied as a bottoming cycle in combination with the WHR systems of diesel and gas engines to produce additional electrical power from the excess heat. Next crucial conclusions were made:

1. The steam Rankine cycle is a well-known, and the most developed and widespread bottoming cycle, typically combined with a gas turbine. It is most suitable for plant sizes of several hundreds of megawatts of electrical power. The steam Rankine cycle can also be applied with diesel engines, however, with less efficiently due to the lower exhaust gas temperature and flow.

3. Ranking cycle is offered in present study as waste heat utilisation unit to get more electricity from Hyundai power plant of total power output 2.7 mW.

2. The organic Rankine cycle (ORC) applies the principle of the steam Rankine cycle but uses organic working fluids instead of water. Among low-grade heat bottoming cycles, the ORC is so far the most commercially developed one. It is simpler and economically more feasible than the steam Rankine cycle.

3. Kalina cycle is a 'modified' Rankine cycle using mixtures as the working fluid, typically water-ammonia. The use of a mixture having a varying boiling point results a good thermal match in the waste heat boiler, but requires a recuperator after the turbine and distillation condensation subsystem to avoid exergy loss at the heat sink. This makes the plant scheme more complex.

4. The Kalina Cycle is reported to achieve better performance and smaller plant size than a steam Rankine plant with equal output. Order of superiority between the Kalina Cycle and the ORC is contradictory. Ammonia is toxic and highly corrosive, which has to be taken into account in material selection.

5. The Kalina Cycle has some references in waste heat and geothermal power plants. In the trilateral flash cycle (TFC) the working fluid is heated under pressure to a temperature above boiling point. The expansion phase in the expander starts from saturated liquid state and flashes to the condenser pressure. The power recovery potential of the TFC highly depends on the two-phase expansion inside the expander. The lack of a suitable expander with high adiabatic efficiency is the main obstacle for the TFC in becoming reality. A twin screw expander is predicted to have sufficient adiabatic efficiency.

10. It has been identified that there are large potentials of energy savings through the use of waste heat recovery technologies. Waste heat recovery defines capturing and reusing the waste heat from internal combustion engine for heating, generating mechanical or electrical work and refrigeration system.

Bibliography:

1. K. Nantha Gopal. *Thermodynamic analysis of a diesel engine integrated with a PCM based energy storage system* / K. Nantha Gopal, Rayapati Subbarao, V. Pandiyarajan, R. Velraj // *International Journal of Thermodynamics*. – 2010. – №13 (1). – P.15-21.
2. Hakan Özcan. *Thermal balance of a LPG fuelled, four stroke SI engine with water addition* / Hakan Özcan, M.S. Söylemez // *Energy Conversion and Management* – 2006. – № 47 (5). P. 570-581.
3. Sathiamurthi P. *Design and Development of Waste Heat Recovery System for air Conditioning* / P. Sathiamurthi // *Unit European Journal of Scientific Research*. – 2011. – Vol.54. No.1 – P.102-110.
4. Karellasa S. *Energetic And Exergetic Analysis Of Waste Heat Recovery Systems In The Cement Industry* / S. Karellasa, A.-D. Leontaritisa, G. Panousisa, E. Bellos A, E. Kakaras // *Proceedings of ECOS 2012 - The 25th International Conference On Efficiency, Cost, Optimization, Simulation And Environmental Impact Of Energy Systems* June 26-29, 2012, Perugia, Italy.
5. Teng H. *Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines* / H. Teng, G. Regner, C. Cowland // *SAE Int. Publication*. – 2007-01-0537 (2007).
6. Hatazawa M. *Performance of a thermo acoustic sound wave generator driven with waste heat of automobile gasoline engine* / M. Hatazawa // *Trans-*

actions of the Japan Society of Mechanical Engineers. – 2004. – № 70 (689). Part B. – P. 292–299. 7. John B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamental / John B. Heywood. – Tata McGraw Hill Education Private Limited, Edition, 2011. – 481p. 8. Ganeshan V. Internal Combustion Engine / V. Ganeshan. – Tata McGraw Hill Publishing Company Limited, Second Edition. – 670 p. 9. Doyle E.F. Compounding the truck diesel engine with an organic rankine cycle system / E.F. Doyle, P.S. Patel // Society of Automotive Engineers (SAE). – 1976. – № 760343. 10. C. James Conklin. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery / C. James Conklin, P. James Szybist // Energy. – 2010. – № 35 (4). – P. 1658–1664. 11. Saidur R. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. / R. Saidur, M. Rezaei, W.K. Muzammil, M.H. Hassan, S. Paria, M.

Hasanuzzaman // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2012. – №16. – P. 5649–5659. 12. Mhia Md. Zaglul Shahadat. Diesel Nox Reduction By Preheating Inlet Air / Mhia Md. Zaglul Shahadat, Md. Nurun Nabi And Md. Shamim Akhter // Proceedings Of The International Conference On Mechanical Engineering. – 2005. 13. Karaosmanoglu F. Vegetable oil fuels: a review / F. Karaosmanoglu // Energy Sources. – 1999. – № 21. – P. 221–231. 14. Vlaskos, I. Exhaust gas Heat Recovery on Large Engines, Potential, Opportunities, Limitations / Vlaskos, I., Feulner, P., Alizadeh, A. & Kraljevic, I. // CIMAC Congress. – Bergen, 2010. – Paper no. 256. 15. Zamfirescu C. Thermodynamic analysis of a novel ammonia– water trilateral Rankine cycle / C. Zamfirescu, I. Dincer // Thermochimica Acta. – 2008. № 477. –P. 7–15.

Поступила в редакцию 21.07.2015 г.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Али Адель Хамза – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Омар Адель Хамза – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Самойленко Дмитрий Евгеньевич – канд. техн. наук, с.н.с., докторант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета “Харьковский политехнический институт”, Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

ОСНОВНЫЕ СПОСОБЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВС

А. Марченко, Д. Самойленко, А.А. Хамзах, О.А. Хамзах

В статье рассмотрены основные способы использования энергии отработавших газов для генерации электрической энергии. Определено, что за счет применения полезной энергии отработавших газов возможно в значительной степени улучшить энергоэффективность установки на базе ДВС.

ОСНОВНІ СПОСОБИ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВЗ

А. Марченко, Д. Самойленко, А.А. Хамзах, О.А. Хамзах

В статті розглянуті основні способи використання енергії відпрацьованих газів для виробництва електричної енергії. Визначено, що за рахунок використання корисної енергії відпрацьованих газів можливо значною мірою покращити енергоефективність установки на базі ДВЗ.

УДК 621.43

Т.М. Колеснікова

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БЕЗШАТУННОГО ДВИГУНА

Приведена математична модель робочого циклу бензинового чотиритактного двигуна з урахуванням кінематики силового механізму та змінного ступеня стискування на часткових режимах.

Модель впускної системи заснована на рівняннях втрат тиску в елементах впускної системи і дозволяє визначати температуру та тиск перед впускним клапаном в залежності від навантаження та частоти обертання колінчастого валу.

По точності розрахунків дана математична модель не поступається відомим програмам, але значно простіша, менш трудомістка й вимагає меншого машинного часу. Модель дозволяє оцінювати заходи, що направлені на оптимізацію конструкції двигуна й підвищення його паливної економічності.

Вступ

Сучасні автомобільні двигуни внутрішнього згоряння зберігають тенденцію до подальшого їх удосконалення для вирішення проблеми зниження

витрати палива і зменшення токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Однак існуючі на сьогодні методи вирішення цієї проблеми, з одного боку, значно ускладнюють конструкцію ДВЗ, а з іншого

– не можуть значною мірою задовольнити вимоги підвищення паливної економічності та зниження токсичності ВГ в умовах експлуатації автомобілів. Усім цим вимогам найкраще відповідають теплові двигуни нетрадиційної конструкції, серед яких можна виділити перспективним для легкового автомобіля поршневий двигун з безшатунним кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) [1].

На сьогодні є велика різноманітність програм розрахунків робочого циклу в циліндрі ДВЗ, причому найбільше число робіт відноситься до моделювання процесу згоряння [2].

У статті пропонується уточнена методика розрахунку робочого процесу безшатунного двигуна, що включає в основному модель впускного трубопроводу.

Уточнення математичної моделі робочого процесу двигуна

Модель двигуна можна представити складеною з декількох підмоделей:

- модель впускної системи (повітроочисник, карбюратор або дросельна заслінка, впускний трубопровід, головка циліндрів, впускний клапан);
- модель циліндра (процеси наповнення, стискування, згоряння й розширення);
- модель випускної системи (випускний клапан, випускний трубопровід, глушник).

У розрахунковій моделі робочого циклу двигуна будемо розглядати порівняльний аналіз процесів, що протікають при різній кінематиці силового механізму в умовах регулювання навантаження й ступеня стискування. Тому при газообміні приймаємо тиск перед впускним і за випускним клапанами постійним й рівним середньому умовному тиску, відповідно, у впускному й випускному трубопроводах. Тиск у впускному тракті будемо визначати при атмосферних умовах на певній ділянці з урахуванням гідравлічних опорів.

Приймаємо, що тепловий режим свіжого заряду – сталий, а температура й густина заряду по довжині трубопроводу є постійними.

З урахуванням зазначених вище допущень складена розрахункова схема моделювання робочого циклу двигуна. Газообмін і термодинамічні процеси в циліндрі моделюються роздільно. Відмінність дійсного циклу від розрахункового враховується відповідними коефіцієнтами.

Модель впускної системи

На рис. 1 зображена розрахункова впускна система, що складається із повітроочисника (на рисунку не зображено) і впускного трубопроводу 2, у якому розташовані дросельна заслінка 3 і дифузор 1.

Виберемо в розглянутій впускній системі три характерних перерізи: переріз 0-0 вибираємо на достатній відстані від вхідного отвору повітроочисника, де швидкість повітря може бути прийнята рівною нулю $v_0 = 0$, а тиск дорівнює атмосферному p_0 ; переріз 1 - 1 приймаємо безпосередньо перед впускним клапаном, а переріз $a - a$ розташовуємо в площині положення поршня в НМТ (наприкінці впуску).

Визначаємо параметри потоку свіжого заряду $p_{вп}$ і $T_{вп}$ перед впускним клапаном (на вході в циліндр) у функції $\phi_{др}$ і n .

Потім по відомих параметрах потоку перед впускним клапаном знаходимо термодинамічні параметри й масу суміші в циліндрі двигуна, застосувавши рівняння першого закону термодинаміки, рівняння збереження маси, рівняння стану газу й рівняння теплообміну.

Температура суміші у впускному трубопроводі

На ділянці трубопроводу між перерізом 0-0 і дросельною заслінкою (рис.1) температуру повітря будемо вважати рівній температурі на вході в повітроочисник T_0 . На ділянці ж між дросельною заслінкою й перерізом 1-1 відбувається підігрів суміші від стінок впускного трубопроводу і головки циліндрів до температури $T_{вп}$. Температура суміші $T_{вп}$ перед впускним клапаном (у перерізі 1-1) буде вище температури T_0 .

Експериментальні дані температури суміші у впускному трубопроводі в момент її надходження в циліндр, апроксимовані для сучасних ДВЗ в залежності від ступеня дроселювання. За використання цих даних отримано залежності зміни температури суміші перед впускним клапаном з урахуванням навантажувального та швидкісного режимів двигуна. Зміна температури $T_{вп} = f(n, \phi_{др})$ визначається за формулою:

$$T_{вп} = T_{впн} \frac{T_{впдр}}{T_{впN}}, \quad (1)$$

де $T_{впн}$, $T_{впдр}$ – температура суміші (К) в залежності, відповідно, від частоти обертання колінчастого вала та кута відкриття дросельної заслінки; $T_{впN}$ – температура суміші при номінальній потужності, К.

Температура суміші від частоти обертання n :

$$t_{впн} = 77 - (77 - t_{впN}) \left(\frac{1600 + n}{1600 + n_N} \right)^{\frac{1}{h}}, \quad (2)$$

де $t_{впN}$ – температура суміші на номінальному режимі двигуна, °С; n_N – номінальна частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ; h – показник ступеня, $h=4$.

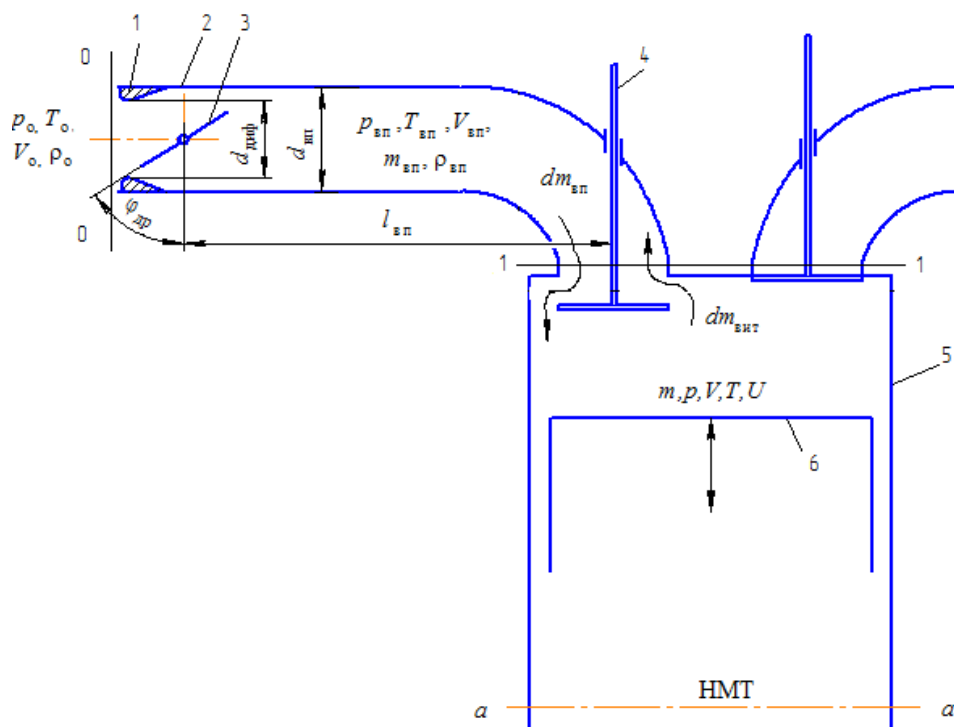


Рис.1. Розрахункова модель впускної системи двигуна:
1 – дифузор; 2 – впускний трубопровід; 3 – дросельна заслінка; 4 – впускний клапан;
5 – циліндр; 6 – поршень

Температура суміші залежно від величини відкриття дросельної заслінки визначається системою рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} t_{\text{впдр}} &= 85 - (85 - t_{\text{впН}}) \left(\frac{\varphi_{\text{др}}}{100} \right)^{\frac{1}{h_1}} \text{ при } \varphi_{\text{др}} \leq \varphi_{\text{дрк}} \leq 100\%; \\ t_{\text{впдр}} &= 55 - (55 - t_{\text{впк}}) \left(\frac{\varphi_{\text{др}}}{\varphi_{\text{дрк}}} \right)^{\frac{1}{h_2}} \text{ при } 0 \leq \varphi_{\text{др}} \leq \varphi_{\text{дрк}}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де $\varphi_{\text{дрк}} = 25\%$ – проміжний кут відкриття дросельної заслінки; $h_1 = 3,5$; $h_2 = 2$ – показники ступеня; $t_{\text{впк}}$ – температура суміші при $\varphi_{\text{дрк}}$, °C; $t_{\text{впк}} = t_{\text{впдр}}(\varphi_{\text{дрк}})$.

Тиск суміші у впускному трубопроводі

Розрахунок тиску суміші у впускному трубопроводі розглянуто в роботах [3].

Тиск суміші на вході в циліндр двигуна (перед впускним клапаном) дорівнює:

$$p_{\text{вп}} = p_0 - \Delta p_{\text{вп}}, \quad (4)$$

де $\Delta p_{\text{вп}}$ – сумарні втрати тиску у впускній системі:

$$\Delta p_{\text{вп}} = \Delta p_{\text{труб}} + \Delta p_{\text{др}} + \Delta p_{\text{диф}} + \Delta p_{\text{по}} + \Delta p_{\text{гц}}, \quad (5)$$

де $\Delta p_{\text{труб}}$, $\Delta p_{\text{др}}$, $\Delta p_{\text{диф}}$, $\Delta p_{\text{по}}$, $\Delta p_{\text{гц}}$ – втрати тиску від гідравлічних опорів, відповідно, в трубопроводі, дросельній заслінці, дифузори, повітроочиснику й головці циліндрів, Па.

Таким чином, основним завданням при аеродинамічному розрахунку впускної системи на ділянці між перерізами 0-0 і 1-1 (рис.1) є визначення втрат тиску, які обчислюються для елементів карбюратора ($\Delta p_{\text{др}}$, $\Delta p_{\text{диф}}$), впускного трубопроводу ($\Delta p_{\text{труб}}$), повітроочисника ($\Delta p_{\text{по}}$) і головки циліндрів ($\Delta p_{\text{гц}}$).

Втрати тиску на тертя по довжині циліндричного впускного трубопроводу між дросельною заслінкою й перерізом 1-1 обчислюють за формулою Дарсі [4]:

$$\Delta p_{\text{труб}} = \lambda_{\text{вп}} \frac{l_{\text{вп}}}{d_{\text{вп}}} \rho_{\text{вп}} \frac{v_{\text{вп}}^2}{2}, \quad (6)$$

де $\lambda_{\text{вп}}$ – коефіцієнт Дарсі, що характеризує опір руху потоку по довжині впускного трубопроводу; $l_{\text{вп}}$ – довжина розглянутої ділянки потоку у впускному трубопроводі; $d_{\text{вп}}$ – внутрішній діаметр впускного трубопроводу; $v_{\text{вп}}$ – середня по перерізі швидкість руху заряду у впускному трубопроводі; $\rho_{\text{вп}}$ – попередньо визначена середня густина заряду на розглянутій ділянці впускного трубопроводу.

Втрати тиску у повітроочиснику на часткових режимах можна визначити за відомою формулою:

$$\Delta p_{\text{по}} = \xi_{\text{по}} \rho_0 \frac{v_{\text{по}}^2}{2}, \quad (7)$$

де $\xi_{\text{по}}$ – коефіцієнт місцевого опору, визначається для номінального режиму.

Витрати тиску у головці циліндру $\Delta p_{\text{гц}}$:

$$\Delta p_{\text{гц}} = \Delta p_{\text{туб.}} \quad (8)$$

Висновки

1. Отримані при розрахунках результати добре збігаються з експериментальними даними існуючих ДВЗ, а також з результатами досліджень експериментального двигуна, виконаних в АДІ ДонНТУ разом із ПДАБА.

2. По точності розрахунків дана математична модель не поступається відомим програмам, але значно простіша, менш трудомістка й вимагає меншого машинного часу. Модель дозволяє оцінювати заходи, що направлені на оптимізацію конструкції двигуна й підвищення його паливної економічності.

Список літератури:

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: Лебедь, 1998. – 228 с. 2.

Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / И. И. Вибе. – М. Свердловск: Машигиз, 1962. – 271 с. 3. Мищенко Н. И. Расчет параметров во впускном трубопроводе бензинового двигателя с различными способами регулирования нагрузки и степени сжатия / Н. И. Мищенко, Т. Н. Колесникова, Ю. В. Юрченко, В.С. Шляхов // Вісник СХУ ім. Володимира Даля. – 2007. – №6 (12). – С. 79 – 84. 4. Гудилин Н. С. Гидравлика и гидропривод/ Н. С. Гудилин, Е.М. Кривенко, Б.С. Маховиков и др. – 3-е изд. – М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2001. – 520 с.

Bibliography (transliterated):

1. Mishhenko N.I. Netradicionnye malorazmernye dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 2 tomah. T.1. Teoriya, razrabotka i ispytanie netradicionnyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya. – Doneck: Lebed', 1998. – 228 s. 2. Vibe I. I. Novoe o rabochem cikle dvigatelej / I. I. Vibe. – M. Sverdlovsk: Mashgiz, 1962. – 271 s. 3. Mishhenko N. I. Raschet parametrov vo vpusknom truboprovode benzinovogo dvigatelja s razlichnymi sposobami regulirovaniya nagruzki i stepeni szhatija / N. I. Mishhenko, T. N. Kolesnikova, Ju. V. Jurchenko, V.S. Shljahov // Visnik SNU im. Volodimira Dalja. – 2007. – №6 (12). – S. 79 – 84. 4. Gudilin N. S. Gidravlika i gidroprivod/ N. S. Gudilin, E.M. Krivenko, B.S. Mahovikovi dr. – 3-e izd. – M.: Izd-vo Moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2001. – 520 s.

Надійшла до редакції 18.06.2015 р.

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

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БЕЗШАТУННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Т.Н. Колесникова

Приведена математическая модель рабочего цикла бензинового четырехтактного двигателя с учетом кинематики силового механизма и переменной степени сжатия на частичных режимах. Модель впускной системы основана на уравнениях потерь давления в элементах впускной системы. Модель впускной системы позволяет определять температуру и давление перед впускным клапаном в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала. По точности расчетов данная математическая модель не уступает известным программам, но значительно более простая, менее трудоемкая и требует меньшего машинного времени. Модель позволяет оценивать мероприятия, направленные на оптимизацию конструкции двигателя и повышения его топливной экономичности.

THEORETICAL RESEARCHES OF WORKING PROCESS OF BEZSHATUNNOGO OF ENGINE

T.N. Kolesnikova

The mathematical model of duty cycle of petrol four-stroke engine is resulted taking into account the kinematics of power mechanism and variable degree of compression on the partial modes. The model of the inlet system is based on equalizations of losses of pressure in the elements of the inlet system. The model of the inlet system allows to determine a temperature and pressure before an induction-valve depending on loading and frequencies of rotation of crankshaft. On exactness of calculations this mathematical model does not yield to the known programs, but considerably more simple, less labour intensive and requires less machine time. A model allows to estimate measures, directed on optimization of construction of engine and increase of his fuel economy.

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

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ ДВИГАТЕЛЯ 1Ч 7,5/6 С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

Представлены результаты численных исследований параметров работы энергетической установки на базе поршневого двигателя 1Ч 7,5/6 с термохимической утилизацией теплоты отходящих газов. Определены параметры работы двигателя в зависимости от режима нагрузки при работе по нагрузочной характеристике на этаноле и синтез-газах, полученных по реакции разложения и паровой конверсии. Установлено, что для ДВС 1Ч 7,5/6, работающего на этаноле применение ТХУ теплоты отходящих газов эффективно при конверсии этанола по реакции разложения. Снижение расхода этанола достигается при степенях конверсии – 95...100 % и составляет 6...26 г/(кВт·ч) (1...5,4 %). Определено, что рациональный температурный напор на входе в термохимический реактор лежит в диапазоне 20...160 °С. Доля теплоты отходящих газов, которую необходимо утилизировать, изменяется в пределах 38...44 %.

Постановка проблемы

Согласно внешнему тепловому балансу современных ДВС с принудительным зажиганием тепловые потери с отходящими газами составляют 25...40% энергии, которая вносится в двигатель вместе с топливом [1].

При утилизации этих потерь возможно получение дополнительной энергии, которая может улучшить показатели работы двигателя и установки [2]. Попытки переноса утилизационных схем, которые успешно используются в судовой и стационарной энергетике с дизелями на установки с двигателями меньшей мощности не нашли широкого распространения, хотя и неоднократно предпринимались как в нашей стране, так и за рубежом.

Анализ исследований и публикаций

Одним из перспективных способов утилизации энергии отходящих газов, который успешно может быть использован для энергетических установок на базе ДВС с принудительным зажиганием и отвечать всем специфическим требованиям, предъявляемым к системам утилизации, является термохимическая утилизация (ТХУ) [3,4].

ТХУ представляет собой совокупность процессов, направленных на использование тепловой энергии отходящих газов для осуществления эндотермической реакции химического превращения (конверсии) топлива в смесь горючих газов (СО, Н₂, СН₄ и др. – синтез-газ). В результате конверсии химическая энергия полученного синтез-газа превышает энергию исходного топлива на величину утилизированной энергии отходящих газов [5].

В зависимости от типа реакции конверсии и наличия дополнительных реагентов, теплотворная способность 1 кг этанола, может быть увеличена в диапазоне 6...25% [6].

Эффективность энергетической установки с системой ТХУ зависит от температурно-энергетических показателей процесса получения

синтез-газа, свойств исходного топлива [7], способа химического превращения, состава образовавшегося синтез-газа, особенностей работы ДВС на синтез-газе, температурно-энергетического потенциал ОГ и др.

Цель работы – исследование эффективности энергетической установки на базе ДВС с принудительным зажиганием при использовании термохимической утилизации теплоты отходящих газов.

Изложение основного материала

Для эффективного использования ТХУ в энергетических установках с ДВС необходимо выполнение 2 условий:

1) количество теплоты, необходимое для получения синтез-газа, не должно превышать максимальное количество энергии, которое может быть утилизировано с отходящими газами;

2) разница между температурой отходящих газов на входе в утилизационное устройство и температурой синтез-газа на выходе из него (температурой конверсии топлива) не должна быть ниже величины установленного температурного напора на входе, т.е. максимальная температура процесса конверсии топлива не может превышать максимальную температуру отходящих газов в утилизационном устройстве.

Температурный напор на входе, а также максимальное количество энергии, которое может быть утилизировано с отходящими газами зависят от конструкции и типа утилизационного устройства – термохимического реактора, наличия или отсутствия катализаторов и уточняются только экспериментальным путем.

Для двигателя Robin Subaru EX27D – 1Ч 7,5/6, который входит в состав автономной электростанции [8] (рис.1) было проведено численное исследование параметров работы с ТХУ теплоты отходящих газов. Данный двигатель конвертирован для работы на этаноле.



Рис. 1. Автономная электростанция на базе двигателя Robin Subaru EX27D

В качестве процесса превращения этанола в синтез-газ рассматривалась паровая конверсия (1) и конверсия по реакции разложения (2) [9]:

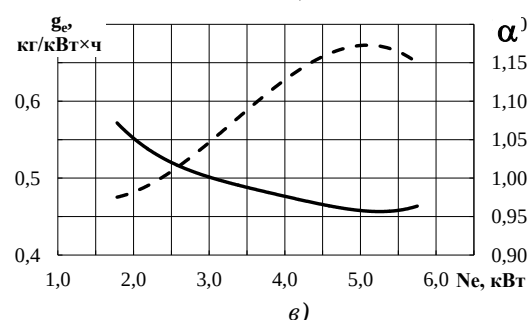
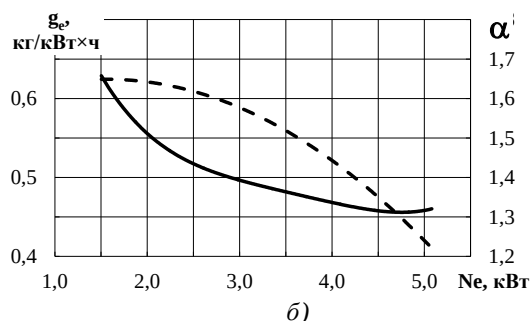
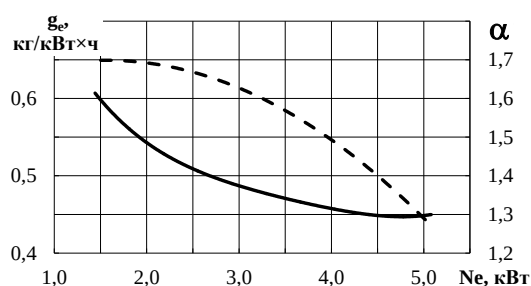
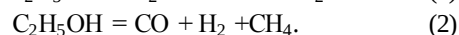


Рис.2. Параметры двигателя 1Ч 7,5/6 при работе по нагрузочной характеристике на различных топливах:

а – синтез-газ, полученный по реакции разложения;
 б – синтез-газ, полученный паровой конверсией;
 в – этанол; _____ – удельный эффективный расход топлива; _____ – коэффициент избытка воздуха

На базе усовершенствованной математической модели рабочего цикла [10] определены параметры работы двигателя в зависимости от режима нагрузки при работе по нагрузочной характеристике при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ на этаноле и синтез-газах, полученных при 100% конверсии по (1) и (2) (рис. 2).

При работе двигателя на синтез-газах по сравнению с этанолом уменьшилась номинальная мощность – с 5,75 кВт до 5,08 кВт (13%).

Эффективность ТХУ теплоты отходящих газов выполнялась путем сравнения расхода этанола g_e на двигателе и количества затрачиваемого этанола для получения синтез-газа на соответствующем режиме работы (рис. 3).

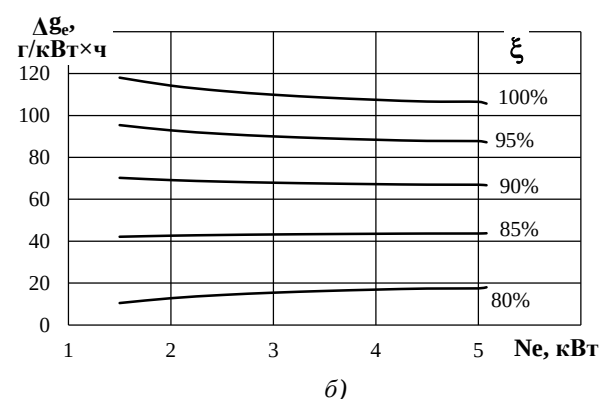
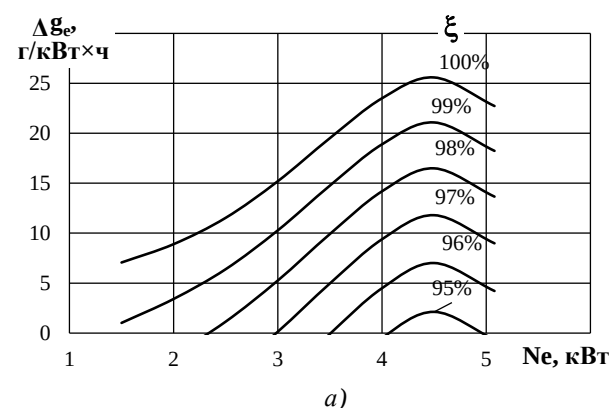


Рис.3. Экономия этанола при работе 1Ч 7,5/6 с термохимической утилизацией теплоты отходящих газов при различной степени конверсии ξ
 а – синтез-газ, полученный по реакции разложения;
 б – синтез-газ, полученный паровой конверсией

Удельный расход этанола при реакции разложения снижается при высоких степенях конверсии ξ – 95...100 %. При условии осуществления 100 % конверсии этанола в синтез-газ, удельный расход этанола снижается во всем диапазоне работы двигателя на 7...26 г/(кВт·ч) (1...5,4 %).

При паровой конверсии, за счет участия воды в процессе получения синтез-газа, удельный расход этанола снижается на 6...126 г/(кВт·ч)

(1...23%), и достигается в широком диапазоне изменения степени конверсии ξ – 80...100%.

При применении паровой конверсии количество энергии, необходимое для получения синтез-газа, превышает теплоту, которая выделяется с отходящими газами на данном режиме работы во всем диапазоне изменения нагрузки двигателя (рис. 4). Без дополнительного источника теплоты применение паровой конверсии этанола на двигателе с ТХУ проблематично.

При применении реакции разложения количество энергии, необходимое для получения синтез-газа $\delta Q_{ог}$, составляет около 40% от теплоты, которая выделяется с отходящими газами на данном режиме работы.

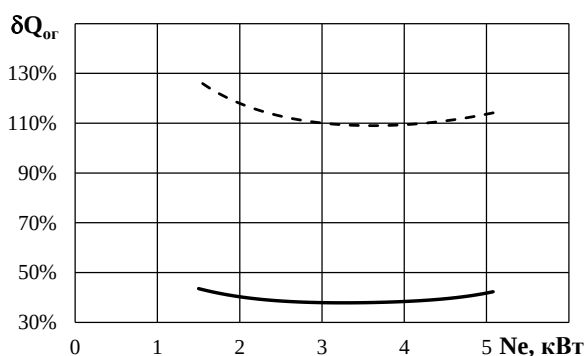


Рис. 4. Энергия отходящих газов, которую необходимо утилизировать для получения синтез-газа: в – этанол; — — — синтез-газ, полученный по реакции разложения; — — — синтез-газ, полученный паровой конверсией

Было выполнено исследование влияния температурного напора на эффективность установки с ТХУ при получении синтез-газа по реакции разложения (рис. 5).

Установлено, что температурный напор ΔT , при котором достигается экономия этанола Δg лежит в диапазоне 20 - 160 °C.

Определен диапазон работы двигателя с ТХУ по нагрузке при различных значениях температурного напора ΔT и диапазон снижения расхода этанола $\Delta g^{эт}$ (рис. 6).

Наибольший диапазон работы двигателя наблюдается при значении температурного напора 20 °C и составляет 25-88 % от номинальной нагрузки (1,4...5,1 кВт), а наименьший при 160 °C – 75-88% (4,1...5,1 кВт).

Определены зависимости доли теплоты отходящих газов, которую необходимо утилизировать для получения синтез-газа $\delta Q_{ог}$ от режима нагрузки и температурного напора (рис. 7). Предельные значения лежат в диапазоне 38-44%.

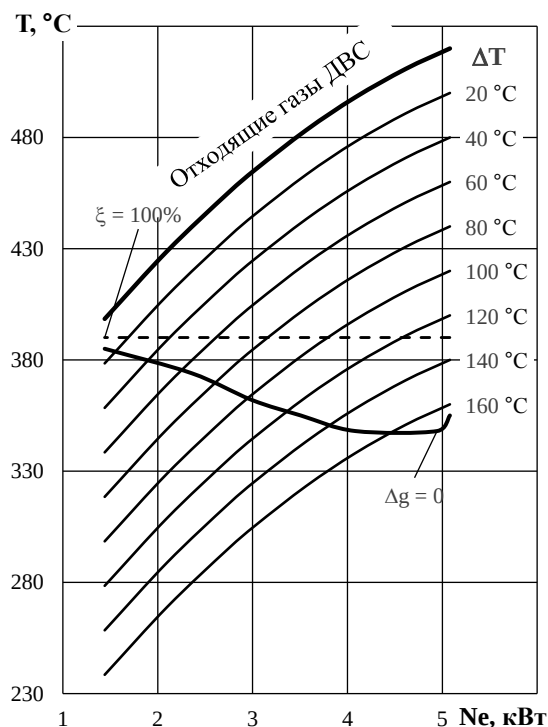


Рис. 5. Температурный напор на входе в термохимический реактор

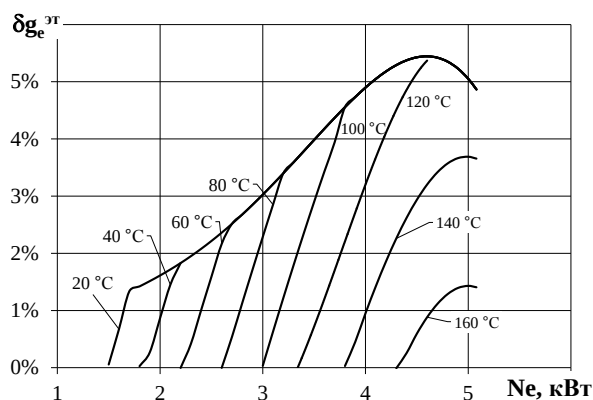


Рис. 6. Экономия этанола при различном температурном напоре

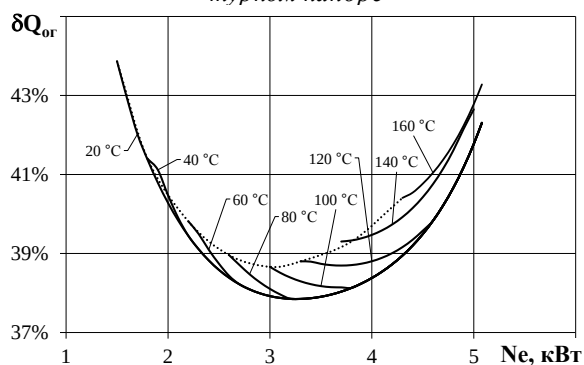


Рис. 7. Энергия отходящих газов, которую необходимо утилизировать для получения синтез-газа при различном температурном напоре

Выводы

1. Определены параметры работы двигателя в зависимости от режима нагрузки при работе по нагрузочной характеристике на этаноле и синтез-газах, полученных по реакции разложения и паровой конверсией. Установлено, что при работе на синтез-газах уменьшилась номинальная мощность двигателя - с 5,75 кВт до 5,08 кВт (13%).

2. Установлено, что для ДВС 1Ч 7,5/6, работающего на этаноле, применение ТХУ теплоты отходящих газов эффективно при конверсии этанола по реакции разложения. Снижение расхода этанола достигается при степенях конверсии – 95...100 % и составляет 6...26 г/(кВт·ч) (1...5,4 %).

3. Определено, что рациональный температурный напор на входе в термохимический реактор лежит в диапазоне 20...160 °С. Диапазон работы двигателя при температурном напоре 20 °С – 25-88 % от номинальной нагрузки, при 160 °С – 75-88%. Доля теплоты отходящих газов, которую необходимо утилизировать изменяется в пределах 38...44 %.

Список литературы:

1. Автомобільні двигуни: Підручник [Текст] / Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов та ін. – К.: Арістей, 2006. – 476 с. 2. Захаров, Г. В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок [Текст] / Г. В. Захаров – М.: ТрансЛит, 2009. – 256 с. 3. Носач, В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации [Текст] / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №3 – С. 42–50. 4. Кириллов, В. А. Применение синтез-газа в качестве добавки к основному топливу в транспортных средствах: состояние и перспективы [Текст] / В. А. Кириллов, Н. А. Кузин, В. В. Киреев [и др.] // Теоретические основы химической технологии. – 2011. – №2(45) – С. 139–154. 5. Хрипач, Н. А. Термодинамический анализ рабочего цикла двигателя с термохимическим генерированием водородного топлива [Текст] / Н. А. Хрипач, В. Ф. Каменев, В. М. Фомин [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2006. – №4(36) – С. 45–50. 6. Тимошевский, Б. Г. Эффективность термохимической конверсии углеводородных топлив применяемых в ДВС [Текст] / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. Ю. Проскурин // Вісник НУК. –

2011. – №3. – С. 36–42. 7. Повышение эффективности двигателя 2Ч 7,2/6, работающего на этаноле с термохимической утилизацией теплоты отходящих газов [Текст] / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. Ю. Проскурин, А. С. Митрофанов, А. С. Познанский // Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраинский научно-технический журнал. – 2014. – № 2. – С. 19–23. 8. Руководство по эксплуатации и техническому обслуживанию. Четырехтактный бензиновый двигатель с воздушным охлаждением Robin Subaru / Fuji Heavy Industries Ltd., Токио, Япония, 2004. – 83 с. 9. Aupretre, F. Hydrogen production for fuel cells from the catalytic ethanol steam reforming [Text] / F. Aupretre, C. Descorme, D. Duprez // Topics in Catalysis. – 2004. – Vol. 30/31. – P. 487–491. 10. Митрофанов, О. С. Підвищення ефективності використання синтез-газу в газопоршневих двигунах : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / О. С. Митрофанов. – Миколаїв, 2014. – 172 с.

Bibliography (transliterated):

1. Avtomobil'ni dviguni: Pidruchnik [Tekst] / F. I. Abramchuk, Ju. F. Gutarevich, K. E. Dolganov ta in. – K.: Aristej, 2006. – 476 s. 2. Zaharov, G. V. Tehnicheskaja jekspluatacija sudovyh dizel'nyh ustanovok [Tekst] / G. V. Zaharov – M.: TransLit, 2009. – 256 s. 3. Nosach, V. G. Povyshenie jeffektivnosti ispol'zovanija prirodnogo gaza v teplojenergetike s pomoshh'ju termohimicheskoy regeneracii [Tekst] / V. G. Nosach, A. A. Shrajber // Promyshlennaja teplotehnika. – 2009. – T.31, №3 – S. 42–50. 4. Kirillov, V. A. Primenenie sintez-gaza v kachestve dobavki k osnovnomu toplivu v transportnyh sredstvax: sostojanie i perspektivy [Tekst] / V. A. Kirillov, N. A. Kuzin, V. V. Kireenkov [i dr.] // Teoreticheskie osnovy himicheskoy tehnologii. – 2011. – №2(45) – S. 139–154. 5. Hripach, N. A. Termodinamicheskij analiz rabocheho cikla dvigatelja s termohimicheskim generirovaniem vodorodnogo topliva [Tekst] / N. A. Hripach, V. F. Kamenev, V. M. Fomin [i dr.] // Alternativnaja jenergetika i jekologija. – 2006. – №4(36) – S. 45–50. 6. Timoshevskij, B. G. Jefferktivnost' termohimicheskoy konversii uglevodorodnyh topliv primenjaemyh v DVS [Tekst] / B. G. Timoshevskij, M. R. Tkach, A. Ju. Proskurin // Visnik NUK. – 2011. – №3. – S. 36–42. 7. Povyshenie jefferktivnosti dvigatelja 2Ch 7,2/6, rabotajushhego na jetanole s termohimicheskoy utilizaciej teploty othodjashhix gazov [Tekst] / B. G. Timoshevskij, M. R. Tkach, A. Ju. Proskurin, A. S. Poznanskij // Dvigateli vnutrennego sgoranija : Vseukrainskij nauchno-tehnicheskij zhurnal. – 2014. – № 2. – S. 19–23. 8. Rukovodstvo po jekspluataciji i tehnicheskomu obsluzhivaniju. Chetyrehtaktnyj benzinovyj dvigatel' s vozdušnym ohlazhdeniem Robin Subaru / Fuji Heavy Industries Ltd., Tokio, Japonija, 2004. – 83 s. 9. Aupretre, F. Hydrogen production for fuel cells from the catalytic ethanol steam reforming [Text] / F. Aupretre, C. Descorme, D. Duprez // Topics in Catalysis. – 2004. – Vol. 30/31. – P. 487–491. 10. Mitrofanov, O. S. Pidvishennja efektyvnosti vikorystannja sintez-gazu v gazoporshnevih dvigunah : dis. ... kand. tehn. nauk : 05.05.03 / O. S. Mitrofanov. – Mikolaïv, 2014. – 172 s.

Поступила в редакцию 31.06.2015 г.

Тимошевский Борис Георгиевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: btyum@mksat.net.

Ткач Михаил Романович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой инженерной механики и технологии машиностроения Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Mykhaylo.Tkach@nuos.edu.ua.

Проскурин Аркадий Юрьевич – преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua.

Митрофанов Александр Сергеевич – преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: dvs84@inbox.ru.

Познанский Андрей Станиславович – преподаватель кафедры инженерной механики и технологии машиностроения Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andrey.poznansky@gmail.com.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ НА БАЗІ ДВИГУНА 1Ч 7,5/6 З ТЕРМОХІМІЧНОЮ УТИЛІЗАЦІЄЮ ТЕПЛОТИ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

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

Представлені результати чисельних досліджень параметрів роботи енергетичної установки на базі поршневого двигуна 1Ч 7,5/6 з термохімічною утилізацією теплоти відпрацьованих газів. Визначено параметри роботи двигуна залежно від режиму навантаження при роботі по навантажувальній характеристиці на етанолі і синтез-газах, отриманих з реакції розкладання і паровою конверсією. Встановлено, що для ДВЗ 1Ч 7,5/6, що працює на етанолі застосування ТХУ теплоти відпрацьованих газів ефективно при конверсії етанолу з реакції розкладання. Зниження витрати етанолу досягається при ступенях конверсії - 95...100 % і становить 6 ... 26 г/(кВт·год) (1 ... 5,4%). Визначено, що раціональний температурний напір на вході в термохімічний реактор лежить в діапазоні 20...160 °С. Частка теплоти відпрацьованих газів, яку необхідно утилізувати змінюється в межах 38...44 %.

EFFICIENCY OF POWER PLANT BASED ON 1 CYLINDER 4-STROKE ENGINE 7,5/6 WITH THERMOCHEMICAL HEAT UTILIZATION OF EXHAUST GASES

B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach, A.Y. Proskurin, A.S. Mitrofanov, A.S. Poznansky

The numerical studies results of power plant parameters on reciprocating 1 cylinder 4-stroke engine with dimension of 7,5/6 and thermochemical heat recovery system of exhaust gases are presented. The parameters of the engine as a function of load conditions during operation by loading characteristic were defined. Engine was running on ethanol and synthesis gases produced by the decomposition reaction and steam reforming. It is found that for reciprocating 1 cylinder 4-stroke engine with dimension of 7,5/6 with ethanol use TCU waste heat efficiently in the conversion of ethanol decomposition reaction. Reducing consumption of ethanol is achieved at a level of conversion - 95...100 % and is 6 ... 26 g/(kW·h) (1 ... 5.4%). It was determined that a rational temperature difference at the inlet of the thermochemical reactor lies in the range 20...160 °C. Ratio of exhaust gases heat, which must be recycled varies in the range 38...44 %.

О.М. Клименко, В.О. Пильов, С.В. Обозний, О.М. Ломакін

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТА НАДІЙНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Робота присвячена експериментальному дослідженню впливу регулювання температурного стану поршнів на еколого-економічні показники та надійність дизеля. Проаналізовано дані попередніх експериментальних та розрахункових досліджень в цьому напрямі. Описано експериментальний стенд та обрані режими випробувань. За результатами дослідження дані рекомендації щодо комплексного покращення показників екологічності та паливної економічності дизеля та обрано напрямки подальших досліджень.

Вступ

Для двигунобудування на сучасному етапі його розвитку характерною є стала тенденція до зростання рівня форсування двигунів. Це призводить до підвищення теплових та механічних навантажень їхніх деталей, зокрема поршнів, що сприймають значну частину теплоти, утвореної при згорянні палива. В свою чергу, вищезгадані явища можуть привести до відмов поршнів та спряжених з ними деталей. Для підтримки достатнього рівня надійності поршнів, з-поміж іншого, широко використовуються різноманітні способи їх примусового масляного охолодження.

Аналіз літературних джерел показав недоцільність застосування примусового масляного охолодження поршнів у всьому діапазоні експлуатаційних режимів з точки зору забезпечення достатнього рівня їх надійності [1-4].

Крім того, нерегульоване масляне охолодження поршнів призведе до їх переохолодження на неномінальних, часткових режимах навантаження, наслідком чого може бути погіршення паливної економічності, збільшення концентрації продуктів неповного згорання в відпрацьованих газах тощо.

Очевидно, покращення показників екологічності та паливної економічності дизелів при підтриманні достатнього рівня надійності конструкції неможливе без впровадження систем автоматичного регулювання (САР) теплового стану поршнів (ТСП) двигунів внутрішнього згорання.

Крім того, в роботах [5, 6] було встановлено позитивний вплив гальваноплазмених покриттів днища поршня та поверхні камери згорання на показники екологічності, паливної економічності та надійності транспортних дизелів.

В роботі проаналізовано можливість комплексного покращення еколого-економічних показників дизеля 4ЧН12/14 шляхом впровадження САР ТСП при одночасному керуванні кутом випередження подачі палива та застосуванні низькотеплопровідного покриття поверхні камери згорання.

Аналіз публікацій

Результати роботи [7] показали, що відключення охолодження поршнів транспортного дизеля типу ЧН21/21 на режимах холостого ходу та малих навантажень спричинило покращення паливної економічності та знизило вміст продуктів неповного згорання у відпрацьованих газах. Встановлено, що відключення охолодження поршнів призводить до інтенсифікації процесів випаровування палива та сумішоутворення. Крім цього, скорочується період затримки спалахування, що збільшує повноту згорання.

Випробування САР ТСП на дизелі ЧН26/26 [8] показали зменшення питомої витрати палива на $3\div 5$ г/(кВт·год) при $N_e \leq 0,5N_{e,ном}$, зменшення витрати палива на холостому ході до $9\div 12\%$ та зменшення димності відпрацьованих газів у 2 рази.

Робота [1] була присвячена дослідженню використання САР ТСП на дизелі типу ЧН13/11,5 та виявила зменшення димності на часткових режимах на $20\div 50\%$, годинної витрати палива – на $1\div 3\%$ та збільшення довговічності поршня на 30% , що обумовлено підігрівом поршня на холостому ході та відповідним зменшенням розмахів термічних навантажень при перехідних процесах.

З іншого боку, роботи [3, 4] встановили, що для підтримання достатнього рівня надійності конструкції доцільно підвищувати температури поршня на часткових режимах роботи ДВС при незміненому рівні його температури на важких режимах, що може бути реалізовано при застосуванні САР ТСП. В [9] показано, що збільшення температури кромки камери згорання поршня на часткових режимах при менших частотах обертання колінчастого валу дозволяє підвищити ресурсну міцність кромки практично в 2 рази.

Мета роботи

На основі результатів моторного експерименту встановити основні закономірності впливу регулювання ТСП та керування кутом випередження подачі палива на еколого-економічні показники транспортного дизеля з низькотеплопровідним покриттям стінок камери згорання.

Основний матеріал

Експериментальне дослідження виконано на дослідному зразку автотракторного дизеля типу 4ЧН12/14 в лабораторії кафедри ДВЗ НТУ «ХП». Схема стенду представлена на рис. 1.

На дизелі використовуються поршні з низькотеплопровідним покриттям поверхні камери згоряння (шар корунду Al_2O_3 товщиною 0,05 мм). Поршень другого циліндра, вогневе днище головки циліндрів та гільза препаровані хромель-алюмелевими термопарами (рис. 2).

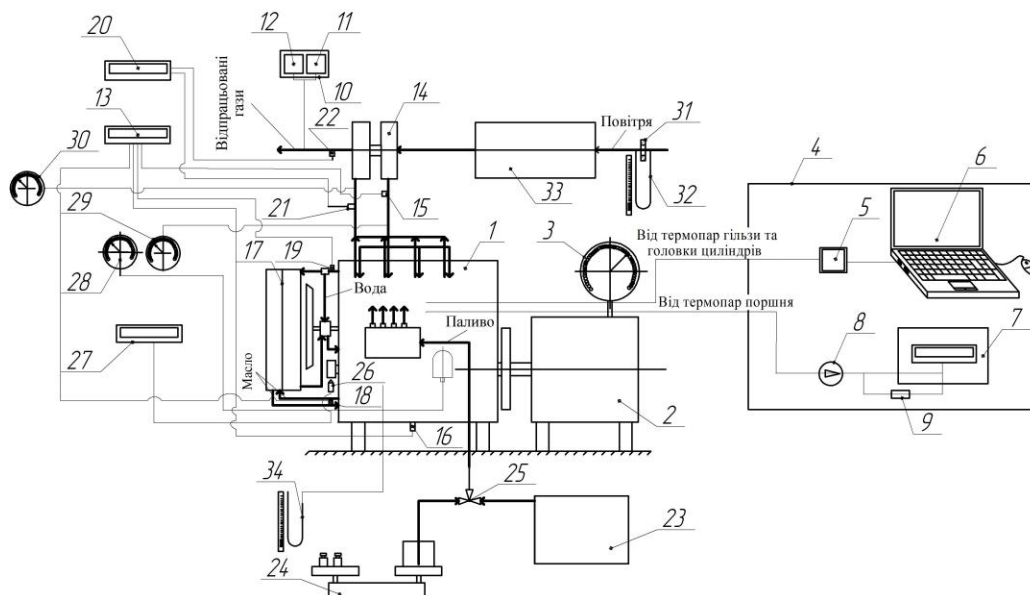


Рис. 1. Схема стенду із дослідним двигуном:

1 – двигун 4ЧН12/14; 2 – електричний навантажувальний пристрій; 3 – ваговий пристрій ВКМ-57; 4 – вимірювальний комплекс для реєстрації температур поршня, головки та гільзи циліндрів; 5 – модуль вводу сигналів від термопар Advantech USB-4718; 6 – ПК із відповідним програмним забезпеченням; 7 – цифровий прилад А565; 8 – перемикач; 9 – конденсатор; 10 – вимірювальний комплекс для оцінювання екологічності ДВЗ; 11 – газоаналізатор ОКСИ 5М; 12 – димомір ИНФРАКАР- Д; 13 – вимірювальний комплекс для реєстрації температур води, масла, повітря після компресора; 14 – турбокомпресор; 15, 16 – термометри опору ТСМ 6097 50-150 °С; 17 – радіатор; 18, 19 – термометр опору ТСМ 0879 50-200 °С; 20 – вимірювальний комплекс для реєстрації температур відпрацьованих газів до та після турбіни; 21, 22 – термоелектричні пірометри Т-1 ГРЗ НК-СА ИП12236 та Т-6 ГР НЖ-СК ИС02682; 23 – бак з паливом; 24 – ваговий пристрій для вимірювання витрати палива; 25 – триходовий кран; 26 – індуктивний датчик частоти обертання колінчастого валу; 27 – електронний тахометр 7ТЭ клас точності 0,02; 28 – манометр вимірювання тиску масла клас точності 2,5; 29, 30 – манометри 11021 клас точності 0,4; 31 – мірна шайба $d_c=54,1$ мм; 32 – U-подібний манометр; 33 – повітряний ресивер; 34 – U-подібний манометр

Вимірювальний комплекс для реєстрації температур поршня, головки та гільзи циліндрів 4 включає: струмознімаючий пристрій з переривчатою передачею сигналу від термопар поршня, цифровий прилад А565 (7), модуль вводу сигналів від термопар головки та гільзи циліндрів Advantech USB-4718 (5), персональний комп'ютер IBM PC (6) та спеціальне програмне забезпечення, розроблене у середовищі LabView.

Можливість регулювання подачі масла форсунками струминного охолодження поршнів забезпечувалась встановленням розроблених запірних органів в форсунки. Для вимірювання показників екологічності ДВЗ використовувався вимірювальний комплекс 10, що включає в себе газоаналізатор ОКСИ 5М (11) та димомір ИНФРАКАР-Д (12). Для

здійснення аналізу відпрацьованих газів у випускний колектор після турбокомпресора введено зонд з газовідбірником. Калібрування газоаналізатора виконувалось за допомогою балонів з еталонними газовими сумішами.

Вимірювання витрати палива здійснюється за допомогою вагового пристрою 24.

Окрім реєстрації означених вище параметрів також здійснювалось вимірювання режимних показників роботи дизеля.

Для оцінювання впливу регульованого ТСП на показники екологічності, економічності та надійності ДВЗ в діапазоні експлуатаційних режимів його роботи було обрано програму експериментального дослідження, подану в табл. 1.

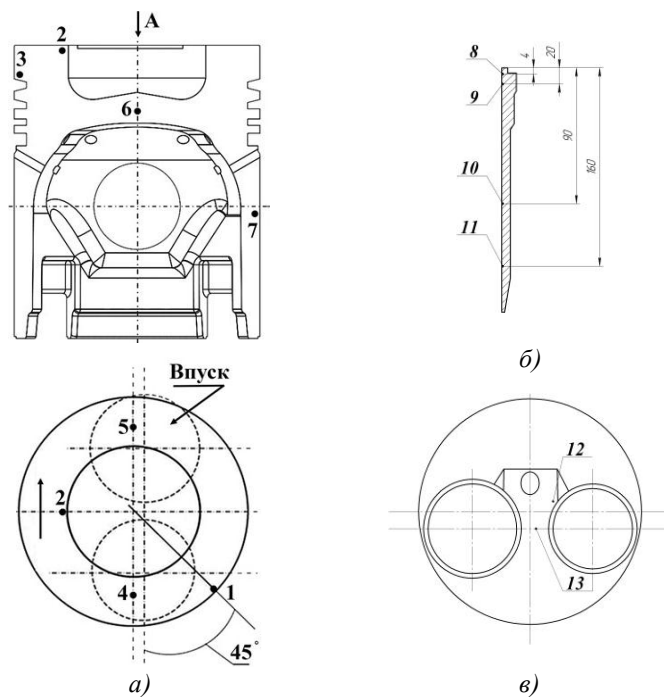


Рис. 2 Схеми встановлення термопар в поршні (а), гільзі (б) та вогневому днищі головки циліндрів (в)

Таблиця 1. Режими експериментального дослідження

№ режиму	$n = 1200 \text{ хв}^{-1}$		№ режиму	$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$		№ режиму	$n = 1800 \text{ хв}^{-1}$	
	$P_{т2}$, кг	p_e , МПа		$P_{т2}$, кг	p_e , МПа		$P_{т2}$, кг	p_e , МПа
1	0	5	4	0	5	7	0	5
2	27,5	0,38	5	27	0,38	8	27	0,38
3	55	0,75	6	55	0,75	9	55	0,75

Експериментальні випробування повторювалися при включеному та вимкненому охолодженні поршнів маслом за обраних установочних кутів випередження впорскування палива Θ , які дорівнювали 18, 21 та 24 гр.п.к.в. до ВМТ.

Реєстрація досліджуваних показників здійснювалася при усталених значеннях температур від-

працьованих газів і поршня.

Режими експериментального дослідження відповідають можливості проведення регресійного аналізу результатів експерименту.

Результати експериментального дослідження наведено в табл. 2–5.

Таблиця 2. Параметри роботи дизеля, температурний стан поршня, гільзи та головки циліндрів при $\Theta = 18$ гр.п.к.в., охолодження поршнів ввімкнено

$n, \text{хв}^{-1}$	p_e , МПа	p_s , МПа	t_T , °C	t_{op} , °C	t_M , °C	Температури поршня в контрольних точках, °C												
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1200	0,01	0,102	140,5	75,8	58,8	109,7	111,1	98,2	114,8	106,7	92,9	76,3	99,9	92,0	76,1	77,8	113,8	113,2
	0,38	0,105	317,2	77,5	63,1	144,4	149,5	124,3	152,4	147,3	121,6	85,6	122,6	108,5	78,8	82,7	154,9	154,2
	0,75	0,118	541,5	82,3	69,5	177,3	193,5	150,4	190,0	187,8	150,2	94,9	149,8	130,5	85,2	90,0	211,2	213,7
1500	0,01	0,102	71,5	76,0	65,3	121,8	122,6	106,9	124,5	116,9	102,2	82,9	104,6	95,1	78,8	80,0	122,2	122,4
	0,38	0,119	371,1	78,9	69,0	156,9	161,0	132,0	165,3	154,2	127,8	90,2	132,4	115,8	81,7	85,7	166,0	166,3
	0,75	0,144	565,4	84,3	75,0	186,9	199,4	153,5	200,3	191,5	153,5	97,5	165,9	142,0	88,1	92,8	224,6	224,1
1800	0,01	0,106	212,9	78,8	70,1	133,6	134,9	115,8	137,8	127,3	111,7	87,7	113,2	102,6	81,4	84,3	139,5	137,9
	0,38	0,136	394,2	80,4	73,6	165,2	171,7	136,5	177,5	163,0	136,8	95,2	146,2	126,1	85,2	89,5	183,8	183,6
	0,75	0,181	585,6	84,4	78,7	196,8	208,6	157,2	217,3	198,7	162,0	102,8	179,3	156,2	92,1	95,2	249,8	246,7

Таблица 3. Параметры работы дизеля, температурный стан поршня, гильзы та головки цилиндров при $\Theta = 18$ гр.п.к.в., охолодження поршнів вимкнено

n , хв ⁻¹	p_e , МПа	p_s , МПа	t_T , °C	t_{op} , °C	t_M , °C	Температури поршня в контрольных точках, °C												
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1200	0,01	0,102	144,9	75,4	59,4	114,1	114,9	103,6	114,8	109,9	103,9	82,8	98,5	90,9	76,4	79,3	110,1	112,7
	0,38	0,106	322,7	77,7	64,4	150,1	159,2	133,6	154,5	150,6	138,1	93,3	121,3	108,6	79,7	84,5	154,3	155,1
	0,75	0,118	539,6	85,3	65,3	181,6	203,6	163,7	194,2	191,4	172,3	103,9	155,2	135,8	90,3	95,7	216,9	216,5
1500	0,01	0,102	173,7	76,9	63,5	124,3	130,1	113,6	127,2	120,5	114,3	87,5	106,9	97,2	79,1	82,9	122,3	122,8
	0,38	0,118	376,6	79,6	69,1	160,2	170,6	141,8	170,2	159,2	143,9	95,9	134,8	118,7	82,7	88,4	169,4	167,8
	0,75	0,144	565,6	85,5	70,9	191,7	211,2	166,2	206,6	197,9	173,4	104,2	168,1	145,2	91,8	97,4	230,5	225,8
1800	0,01	0,106	215,0	78,7	69,8	137,5	140,3	122,4	141,2	131,7	123,3	91,7	115,1	103,5	81,6	85,8	139,3	138,4
	0,38	0,136	397,8	81,0	73,9	169,1	178,9	144,2	181,8	169,0	151,1	99,5	147,7	128,0	85,5	90,1	183,5	182,8
	0,75	0,182	583,6	85,8	70,5	200,7	217,5	166,0	222,3	206,3	178,9	107,4	184,6	157,0	92,4	99,5	250,4	245,4

Таблица 4. Параметры работы дизеля, температурный стан поршня, гильзы та головки цилиндров при $\Theta = 24$ гр.п.к.в., охолодження поршнів вимкнено

n , хв ⁻¹	p_e , МПа	p_s , МПа	t_T , °C	t_{op} , °C	t_M , °C	Температури поршня в контрольных точках, °C												
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1200	0,01	0,102	132,3	75,7	56,6	109,0	110,8	97,6	114,5	106,8	93,9	76,5	99,3	90,9	76,4	78,5	113,9	113,1
	0,38	0,106	301,7	77,2	63,9	147,5	153,8	126,9	154,0	148,0	124,7	86,9	122,8	107,4	78,4	83,0	159,6	160,6
	0,75	0,118	512,5	81,1	71,0	180,9	200,5	156,1	193,4	189,3	155,5	97,3	144,6	126,1	83,9	89,6	216,9	219,4
1500	0,01	0,102	159,3	77,1	63,1	123,1	125,3	107,5	126,5	118,2	103,5	82,6	106,3	96,3	79,0	81,8	124,3	124,1
	0,38	0,118	349,3	78,6	68,3	159,4	163,1	133,4	170,7	156,7	131,6	91,2	133,2	115,6	81,7	86,5	175,3	174,5
	0,75	0,146	560,3	83,9	77,5	190,6	200,9	156,2	205,3	195,2	159,6	99,9	160,0	137,2	87,9	93,3	232,7	231,3
1800	0,01	0,106	195,7	79,1	68,6	136,5	135,6	117,3	140,8	131,7	114,3	87,8	114,4	103,1	82,6	85,7	141,7	140,5
	0,38	0,133	373,0	80,4	73,9	168,9	173,9	139,0	181,2	168,6	140,4	95,5	143,8	124,4	84,8	89,3	187,5	189,9
	0,75	0,176	539,5	84,4	80,2	201,4	212,3	160,6	221,7	205,6	166,6	103,2	173,3	152,6	92,4	97,0	252,0	250,2

Таблица 5. Параметры работы дизеля, температурный стан поршня, гильзы та головки цилиндров при $\Theta = 24$ гр.п.к.в., охолодження поршнів вимкнено

n , хв ⁻¹	p_e , МПа	p_s , МПа	t_T , °C	t_{op} , °C	t_M , °C	Температури поршня в контрольных точках, °C												
						1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1200	0,01	0,103	138,5	75,4	55,0	113,0	117,1	104,4	114,8	110,1	103,5	82,5	99,5	91,2	76,6	80,0	111,8	112,6
	0,38	0,107	310,3	77,0	61,5	151,9	162,9	135,5	158,7	151,9	144,2	93,5	122,4	108,9	79,8	84,9	158,7	160,7
	0,75	0,119	520,5	83,5	64,3	185,2	208,7	166,5	195,8	193,7	176,7	104,4	148,9	130,9	87,8	92,8	214,7	218,9
1500	0,01	0,103	163,6	76,4	60,0	125,2	131,3	113,3	128,2	121,2	115,0	88,4	106,6	96,8	79,0	82,6	124,0	123,6
	0,38	0,117	352,1	78,8	66,9	162,0	173,6	143,1	172,6	161,8	145,5	96,6	132,1	115,9	82,2	87,8	172,4	172,9
	0,75	0,145	548,1	83,7	68,5	194,2	212,9	167,5	208,6	199,1	176,0	104,7	161,0	139,1	89,8	94,8	227,6	227,7
1800	0,01	0,107	198,9	78,7	64,6	138,3	142,2	122,9	143,1	134,0	125,8	91,5	115,1	103,8	83,2	87,0	141,6	140,2
	0,38	0,133	366,5	79,8	79,8	171,3	182,8	147,8	184,1	171,8	154,9	99,6	146,1	124,5	85,6	91,0	189,6	191,0
	0,75	0,176	532,0	84,7	74,1	204,4	223,3	172,8	225,1	209,5	184,1	107,7	177,1	154,0	94,5	97,4	253,6	251,2

З табл. 2–5 видно, що відключення масляного охолодження поршнів призводить до збільшення рівня температур поршня на $5 \div 20$ °C, причому температури зон поршня, що безпосередньо контактують з охолодним маслом (т. 6, 7 табл. 2–5), зрос-

тають інтенсивніше, ніж температури зон із порівняно більшим рівнем температур (стілки камери згоряння, зона першого поршневого кільця). Це обумовлює вирівнювання загального рівня температур, що позитивно впливає на ресурсну міцність

конструкції.

Водночас, температури кромки камери згоряння дослідного двигуна (т. 2 табл. 2–5) зростають на 5–13 °С.

У випадку, коли паливна апаратура ДВС передбачає керування кутом випередження подачі палива, при переході з $\Theta = 18$ гр.п.к.в на $\Theta = 24$ гр.п.к.в температури досліджуваних зон збільшуються на 3–7 °С. При чому застосування регулювання масляного охолодження поршнів в цьому випадку зменшує перепад температур, особливо в зонах контакту з маслом (т. 6, 7 табл. 2–5), що також сприяє підвищенню ресурсної міцності конструкції.

При відключенні охолодження поршнів тепловідвід від поршнів в масло значно зменшується, особливо, при зростанні навантаження, тому рівень температур масла дещо знижується. Останнє свідчить, що регулювання теплового стану поршня може супроводжуватися регулюванням інтенсивності охолодження масла з метою підвищення його температур до оптимальних. Таке регулювання, наприклад, за рахунок продуктивності масляного насоса, сприятиме зменшенню механічних втрат двигуна, та, відповідно, покращенню його паливної економічності.

Для подальших досліджень на основі експериментальних даних отримано аналітичні залежності, які описують розподіл досліджуваних параметрів в залежності від середнього ефективного тиску p_e , частоти обертання колінчастого валу двигуна n , кута випередження подачі палива Θ та ТСП:

– витрата палива та емісія NO_x – з використанням МНК у класичній постанові (матриця Грама) у вигляді поліному другого ступеня (рис. 3, 4):

$$y(p_e, n, \Theta) = b_0 + b_1 p_e + b_2 n + b_3 \Theta + b_{11} p_e^2 + b_{22} n^2 + b_{33} \Theta^2 + b_{12} p_e n + b_{13} p_e \Theta + b_{23} n \Theta;$$

– димність відпрацьованих газів – з використанням МНК у класичній постанові (матриця Грама) у вигляді $N = 1 + p_e^{A(\Theta)} \cdot B(n, \Theta)$ (рис. 5).

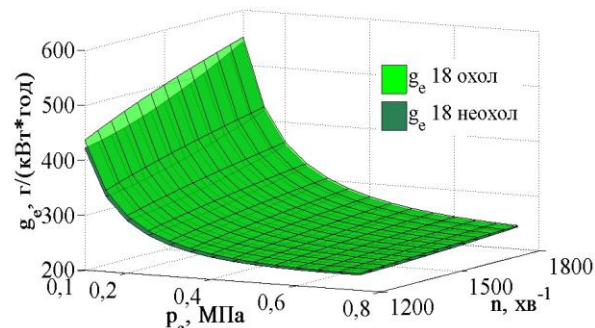


Рис. 3. Вплив масляного охолодження поршнів на питому ефективну витрату палива ($\Theta = 18$ гр.п.к.в.)

Дослідження показало, що зростання температури стінки камери згоряння, яке відбувається при відключенні масляного охолодження поршнів, позначається на питомій ефективній витраті палива при її зменшенні до 28 г/кВт·год на часткових режимах навантаження двигуна (рис. 3).

Дані експериментального дослідження впливу регулювання температурного стану поршня на екологічні показники двигуна показують, що при відключенні охолодження поршнів відбувається зростання вмісту оксидів азоту сумарних у відпрацьованих газах дизеля, яке зі збільшенням Θ та при зменшенні n стає суттєвим (рис. 4).

Крім того, збільшення Θ покращує паливну економічність ДВС.

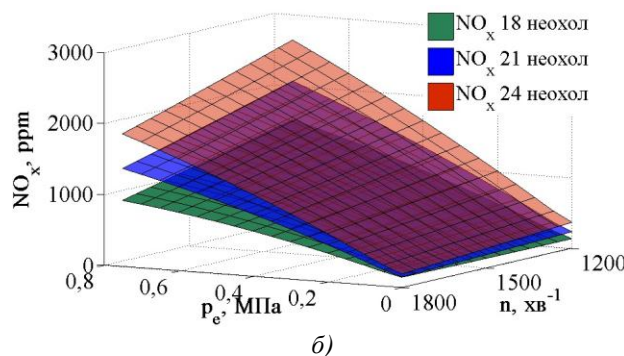
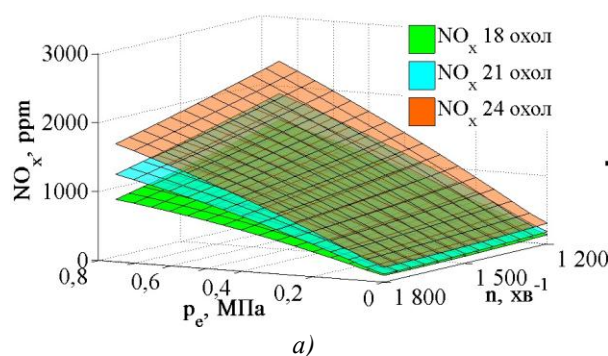


Рис. 4. Вплив масляного охолодження поршнів на емісію оксидів азоту:
а) охолодження ввімкнено; б) охолодження вимкнено)

Дослідження показало, що відключення призводить до зменшення димності відпрацьованих газів (рис. 5), що зафіксовано в усьому діапазоні

експлуатаційних режимів (на режимах номінального навантаження – до 11 %).

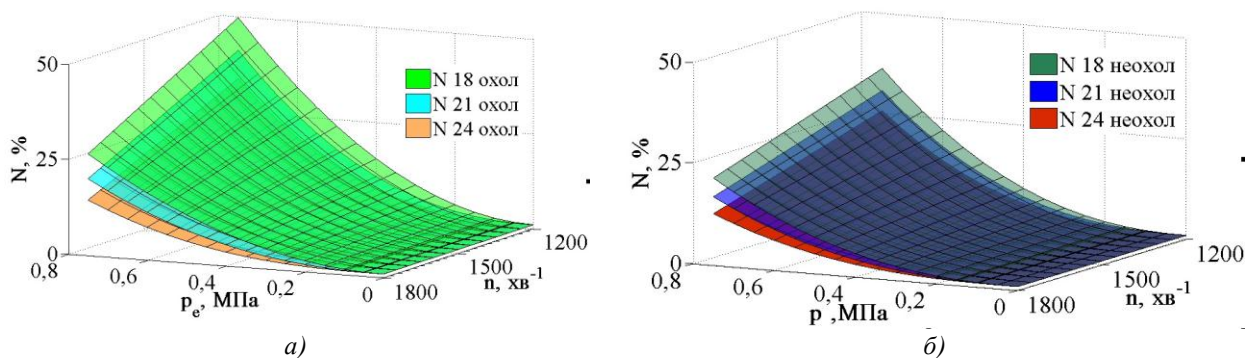


Рис. 5. Вплив масляного охолодження поршнів на димність відпрацьованих газів:
а) охолодження ввімкнено; б) охолодження вимкнено)

З рис. 5 видно, що при зменшенні частоти обертання колінчастого валу дизеля димність його відпрацьованих газів збільшується при всіх Θ . Разом із тим при збільшенні Θ димність зменшується по всьому діапазону експлуатаційних режимів роботи.

Висновки

За результатами проведеного експериментального дослідження можна зробити висновок, що відключення струминного охолодження поршнів має позитивний комплексний вплив на показники паливної економічності, екологічності та надійності дизеля в усьому діапазоні його навантаження, в тому числі при керуванні кутом випередження подачі палива.

Проте, є необхідним дослідження режимів навантаження двигуна, за яким доцільне відключення масляного охолодження поршнів з метою комплексного покращення еколого-економічних показників дизеля, а також його надійності.

Результати проведеного експериментального дослідження будуть використані як вихідні дані для систематизації та обґрунтування шляхів комплексного підвищення ефективності робочого циклу, екологізації, теплового стану та забезпечення ресурсної міцності деталей транспортних ДВС, вибору шляхів удосконалення системи автоматичного регулювання дизеля.

Список літератури:

1. Шеховцов А.Ф. Исследование теплового состояния поршня тракторного дизеля : автореф. дис. на соискание уч. степени докт. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» – Харьков, 1978. – 47 с. 2. Минак А.Ф. Улучшение показателей форсированного тракторного дизеля путем регулирования масляного охлаждения поршней: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А.Ф. Минак – Харьков, 1982. – 21 с. 3. Матвеев В.В. Влияние регулируемого струйного масляного охлаждения поршня на ресурсную прочность кромки его камеры сгорания // В.В. Матвеев, В.Т. Турчин, В.А. Пылев [и др.]

- // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №21. – С. 29–33. 4. Пильов В.О. Попередня оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня при використанні систем автоматичного регулювання його масляного охолодження / В.О. Пильов, О.М. Клименко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 14 (1057). – С. 83–88. 5. Парсаданов І.В. Оцінка впливу гальваноплазменного покриття поршня на викиди твердих часток з відпрацьованими газами дизеля / І.В. Парсаданов, А.П. Полив'ячук // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 94–96. 6. Шпаковский В.В. Влияние корундовой поверхности поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 на эксплуатационные характеристики цилиндропоршневой группы / Шпаковский В.В., Осейчук В.В. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2 – С. 101–105. 7. Вейнблат М.Х. Отключение охлаждения поршней на частичных режимах – резерв улучшения эксплуатационных показателей форсированного турбопоршневого дизеля / М.Х. Вейнблат, В.Ю. Быков // Двигателестроение. – 1985. – № 6. – С. 20–21. 8. Богомольный Е.С. Исследование системы регулирования температуры масла транспортных дизелей с охлаждаемыми поршнями : автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / Богомольный Ефим Соломонович. – Л., 1976. – 17 с. 9. Матвеев В.В. Оцінка ресурсної міцності поршня у САПР з урахуванням експлуатаційних режимів роботи двигуна / В.В. Матвеев, В.О. Пильов, О.М. Клименко [та ін.] // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – №1. – С. 120–123.

Bibliography (transliterated):

1. Shehovcov A.F. Issledovanie teplovogo sostojaniya porshnja traktornogo dizelja : avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni dokt. tehn. nauk: spec. 05.04.02 «Teplovyje dvigateli» – Har'kov, 1978. – 47 s. 2. Minak A.F. Uluchshenie pokazatelej forsirovannogo traktornogo dizelja putem regulirovaniya masljanogo ohlazhdenija porshnej: avtoref. dis. na soiskanie uchenoj stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.04.02 «Teplovyje dvigateli» / A.F. Minak – Har'kov, 1982. – 21 s. 3. Matveenko V.V. Vlijanie reguliruемого струйного masljanogo ohlazhdenija porshnja na resursnuju prochnost' kromki ego kamerysgoraniya // V.V. Matveenko, V.T. Turchin, V.A. Pylev [i dr.] // Visnyk nacional'nogo tehničnogo universytetu «Harkiv's'kij politehničnij instytut». Zbirnyk naukovykh prac'. Tematyčnyj vyputsk «Innovacijni doslidzhennja u naukovykh robotah studentiv». – Harkiv: NTU «HPI». – 2011. – №21. – С. 29–33. 4. Pyl'ov V.O. Poperednja ocinka rezerviv pidvyshhennja resursnoi' micnosti porshnja pry vykorystanni system avtomatyčnogo reguljuvannja

jogo masljanogo oholodzhennja / V.O. Pyl'ov, O.M. Klymenko // *Visnyk NTU «HPI»*. Serija: Transportne mashynobuduvannja. – H.: NTU «HPI». – 2014. – № 14 (1057). – S. 83–88. 5. Parsadanov I.V. Ocinka vplyvu gal'vanoplazmennogo pokryttja porshnja na vykydy tverdyh chastok z vidprac'ovanymy gazamy dyzelja / I.V. Parsadanov, A.P. Polyv'janchuk // *Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannja*. – 2009. – №2. – S. 94–96. 6. Shpakovskij V.V. Vlijanie korundovoj poverhnosti porshnej dizelja teplovoza ChMJe-3 na jekspluatacionnye harakteristiki cilindro-porshnevoj grupy / Shpakovskij V.V., Osejchuk V.V. // *Dvigateli vnutrennego sgoranija*. – 2007. – №2 – S. 101–105. 7. *Vejnblat M.X. Otklju-chenie ohlazhdenija porshnej na chastichnyh rezhimah – rezerv*

uluchshenija jekspluatacionnyh pokazatelej for-sirovannogo turboporshnevo dizelja / M.X. Vejnblat, V.Ju. Bykov // *Dvigatlestroenie*. – 1985. – № 6. – S. 20–21. 8. Bogomol'nyj E.S. Issledovanie sistemy regulirovanija temperatury masla transportnyh dizelej s ohlazhdaemyimi porshnjami : avtoref. dis. na sois-kanie uch. stepeni kand. tehn. nauk : spec. 05.04.02 «Tep-lovye dvigateli» / Bogomol'nyj Efim Solomonovich. – L., 1976. – 17 s. 9. Matvjeenko V.V. Ocinka resursnoi' micnosti porshnja u SAPR z urahuvannjam ekspluatacijnyh rezhymiv roboty dvyguna / V.V. Matvjeenko, V.O. Pyl'ov, O.M. Klymenko [ta in.] // *Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannja*. – 2012. – №1. – S. 120–123.

Надійшла до редакції 02.07.2015 р.

Клименко Олександр Миколайович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: klim23051987@rambler.ru.

Пильов Володимир Олександрович – доктор техн. наук, професор, професор кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

Обозний Сергій Володимирович – науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

Ломакін Олександр Миколайович – канд. техн. наук, доцент кафедри динаміки та міцності машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И НАДЕЖНОСТИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

А.Н. Клименко, В.А. Пылев, С.В. Обозный, А.Н. Ломакин

Работа посвящена экспериментальному исследованию влияния регулирования температурного состояния поршней на их надежность и на эколого-экономические показатели дизеля. Проанализированы данные предыдущих экспериментальных и расчетных исследований в этом направлении. Описан экспериментальный стенд и выбраны циклы испытаний. Выявлены закономерности указанного воздействия при учете модели эксплуатации транспортного средства и управлении углом опережения подачи топлива. По результатам исследования даны рекомендации по комплексному улучшению показателей экологичности и топливной экономичности дизеля и выбрано направление дальнейших исследований.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE POSSIBILITY OF IMPROVEMENT ECOLOGICAL AND ECONOMIC INDICATORS AND RELIABILITY OF TRANSPORT DIESEL ENGINES

O.M. Klymenko, V.O. Pyl'ov, S.V. Oboznyj, O.M. Lomakin

The paper studies the experimental investigation of the influence of regulation the pistons temperature state on their reliability and on the ecological and economic indicators of diesel engine. Analyzed data from previous experimental and theoretical research in this direction. Described experimental stand and test cycles are selected. Revealed laws of this impact with allowance for the operation model of the vehicle and management of fuel supply advance angle. According to a study made recommendations for the complex improving of ecological compatibility performance and fuel efficiency of a diesel engine and selected the direction of future research.

УДК 621.43.016.4

А.П. Марченко, В.В. Пильов

МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ВИСОКОЧАСТОТНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ПОРШНЯ ДВЗ З ТЕПЛОІЗОЛЬОВАНОЮ ПОВЕРХНЕЮ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

У статті викладено методику моделювання тривимірного нестационарного високочастотного температурного стану теплоізолюованого поршня, засновану на розбивці тіла поршня на області тривимірної стаціонарної та одновимірної нестационарної теплопровідності. Проаналізовано теплові потоки в поверхневому шарі поршня. Підтверджено допустимість прийнятого припущення щодо можливості знехтування їх складовою паралельною поверхні камери згорання. Рекомендовано виділення збільшеної кількості зон задання граничних умов по поверхні камери згорання порівняно до стаціонарної задачі теплопровідності.

Постановка проблеми

Ефективне застосування частково-динамічної теплоізоляції (ЧДТ) поверхні камери згорання (КЗ) поршня для покращення показників якості двигунів внутрішнього згорання при їх проектуванні та до-

водді потребує моделювання нестационарного високочастотного температурного стану теплоізолюованих поршнів.

Для розв'язання задач стаціонарної та аперіодичної низькочастотної теплопровідності поршня

на сьогодні широко використовують програмні комплекси, що базуються на застосуванні методу скінченних елементів. Однак, моделювання нестационарної високочастотної теплопровідності цим методом приводить до невиправданих витрат машинного часу, бо повинно здійснюватись шляхом виконання багатьох повторних розрахунків до встановлення температурного поля. За нашими оцінками відповідно до можливостей програмного пакету SolidWorks/COSMOSWorks та, наприклад, обчислювальної техніки з процесором Intel Core2Duo 2,2 ГГц та оперативною пам'яттю 4Гб, час, потрібний для моделювання зміни температурного поля поршня протягом одного розрахункового циклу, становить близько десяти годин [1]. При цьому для вирішення задачі у цілому потрібно більше року машинного часу на один розрахунок.

З іншого боку, урахування тонкого шару теплоізоляції на поверхні КЗ також унеможливилося через необхідність внесення в модель хоча б декількох шарів скінченних елементів по її товщині. Загальна кількість елементів при цьому виходить за межі існуючих можливостей. Представлення ж покриття у якості оболонки позбавляє модель здатності враховувати ефект ЧДТ.

Аналіз публікацій

Відомим є ряд спрощених варіантів моделювання нестационарного температурного стану поршня.

Зменшуючи розмірність задачі, виконують вісесиметричний розрахунок, в якому використовується модель поршня лише з двома вимірами [2, 3]. При цьому втрачається інформація щодо температури в коловому напрямку деталі.

Також пропонується двовимірний модель, у якій поршень апроксимується двома прямокутними областями «денця» та «стакану», периметр яких розбивався на вісім зон з постійними чи лінійно-змінними граничними умовами (ГУ) другого роду [4].

З метою отримання нестационарного високочастотного коливання температури T здійснюють подальше спрощення задачі. Воно полягає в окремому розрахунку стаціонарної температури або її низькочастотної зміни $\bar{T}$ у двовимірному [4] або одновимірному [2] вигляді, а також окремо високочастотного коливання

$$\theta = T - \bar{T}. \quad (1)$$

Це коливання визначалось для напівобмеженого тіла за умови відсутності коливання у нескінченності в одновимірному вигляді окремо для кожної характерної зони КЗ.

Для дослідження ефекту ЧДТ КЗ поршня приведена модель не підходить через неврахування

зміни середніх температур матеріалу $\bar{T}$ внаслідок впливу ефекту ЧДТ. Також, при розгляді зон наявності на стінці КЗ паливної плівки, правильний опис взаємодії останньої з напівобмеженим тілом, яке здатне передати паливу нескінченну кількість теплоти, є неможливим.

Розв'язання задачі у подібній постановці, в тому числі при наявності низькотеплопровідного покриття, аналітичним способом здійснювалось у [5]. У цьому випадку отримано окремі вирази θ для основного матеріалу поршня та шару теплоізоляції як функції від теплофізичних характеристик матеріалів, геометрії стінки та параметрів ГУ. В той час, як для традиційного поршня застосовувалась вісесиметрична модель та ГУ 3-го роду, за наявності теплоізоляції вирішення отримано лише для плоского поршня та з експериментально визначеними ГУ 2-го роду.

Чисельне моделювання нестационарного високочастотного температурного стану плоскої стінки з урахуванням ефекту ЧДТ в одновимірному вигляді було виконано у роботах [6, 7]. Але задача в такій постановці можлива лише для зони КЗ, у якій локальний середньоцикловий коефіцієнт тепловіддачі дорівнює середньому по усій її поверхні.

Підсумовуючи, можна стверджувати, що жодна з розглянутих моделей не відповідає в повній мірі потребам задачі пошуку нестационарного високочастотного поля КЗ поршня при наявності на її поверхні теплоізоляції.

Опис методики моделювання

Запропонована нами методика вирішення вказаної задачі передбачає поділ тривимірного тіла поршня на дві розрахункові області – Ω_1 та Ω_2 .

Область Ω_1 представляє собою шар матеріалу товщиною Δ_b , який простягається вздовж поверхонь КЗ та вогневого денця поршня.

Виходячи з припущення про допустимість знехтування тепловими потоками, паралельними поверхні тіла в цій області, температурний стан тут розглядається як одновимірний нестационарний. Йому відповідає наступний вигляд рівняння теплопровідності Фур'є:

$$\rho(x)c(x,T(x,\tau))\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda(x,T(x,\tau))\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x}\right) \quad (2)$$

де x, τ – просторова та часова координати;

λ, c, ρ – теплопровідність, теплоємність та густина матеріалу, що залежать від просторової координати x та поточної температури.

Товщину Δ_b пропонується задавати величи-

ною 1 мм. На цій глибині наявність височастотного температурного коливання вже можна знехтувати. Це пов'язано з тим, що викликана циклічністю робочого процесу температурна хвиля, розповсюджуючись вглиб тіла, при наявності шару ЧДТ швидко згасає [8].

До області Ω_2 відноситься інша частина тіла деталі. В ній постановка задачі є тривимірною ста-

ціонарною:

$$\lambda(T(x, y, z)) \left(\frac{\partial^2 T(x, y, z)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T(x, y, z)}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (3)$$

Принципову схему розбивки моделі поршня на області, відповідно до вказаного, подано на рис. 1.

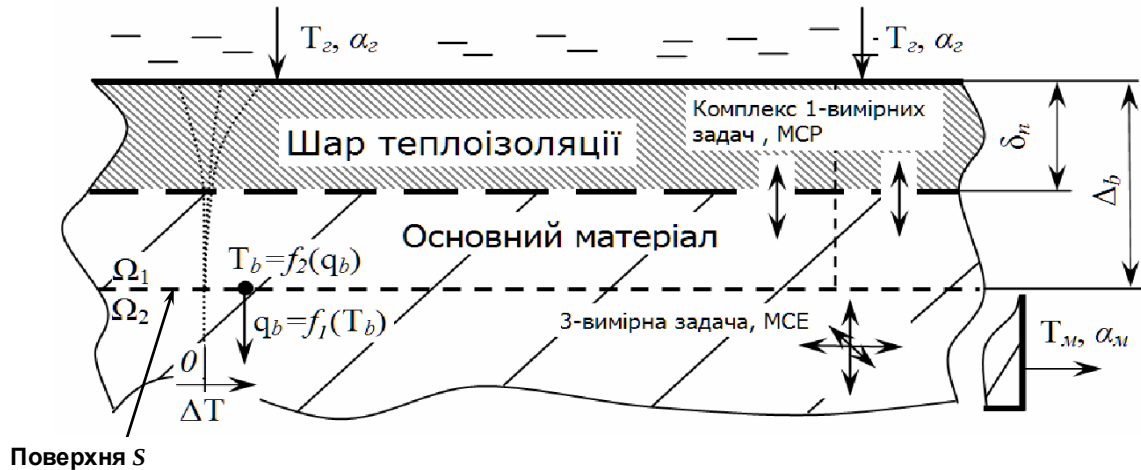


Рис. 1. Принциповий поділ тіла поршня на розрахункові області

Моделювання в області Ω_1 пропонується здійснювати за допомогою метода скінченних різниць, а у області Ω_2 – скінченних елементів. При цьому область Ω_1 додатково розбивається на сукупність розрахункових зон, що відрізняються умовами теплообміну чи значеннями товщин теплоізоляції. Моделювання з використанням рівняння (2) для кожної з цих зон виконується окремо.

Відповідно до загальної задачі, що вирішується, методика передбачає застосування ГУ третього роду. По поверхні тіла, що відноситься до області Ω_1 , вони задаються у вигляді:

$$\rho(0)c(0, T(0, \tau)) \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial \tau} = \lim_{x \rightarrow +0} \frac{\lambda(x, T(x, \tau)) \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} + \alpha_z(\tau)(T_z(\tau) - T(0, \tau))}{x}, \quad (4)$$

де T_z, α_z – нестационарні температура робочого тіла та коефіцієнт тепловіддачі.

По поверхні тіла, що відноситься до області Ω_2 , ГУ задаються у вигляді рівнянь Ньютона та залежать тільки від просторових координат.

Моделювання температурного стану в областях Ω_1 та Ω_2 також вимагає задання ГУ по поверхні їх контакту S . Визначення цих ГУ досягається в процесі ітераційного наближення.

Початковий розрахунок при цьому раціональ-

но виконувати для області Ω_2 , задаючи локальні параметри ГУ третього роду на границі областей згідно формулам:

$$\alpha_{rb} = \alpha_r / \left(1 + \alpha_r \int_{\Delta_b} \frac{dx}{\lambda(x)} \right); \quad (5)$$

$$T_{rb} = T_r. \quad (6)$$

Вони отримані шляхом перетворень над системою рівнянь, що відображає собою відповідність теплових потоків через поверхню КЗ, матеріал тіла в області Ω_1 , а також її межу з областю Ω_2 :

$$\alpha(T_r - T_1) = \frac{T_1 - T_b}{\int_{\Delta_b} \frac{dx}{\lambda(x)}} = \alpha_{rb}(T_{rb} - T_b), \quad (7)$$

де T_1 – локальна середньоциклова температура поверхні камери згоряння, яка при перетворенні підлягає вилученню з рівнянь.

Для вирішення комплексу задач в області Ω_1 для кожної з них ГУ на границі областей пропонується задавати як стаціонарні першого роду:

$$T(\Delta_b) = T_b, \quad (8)$$

де T_b отримується з попереднього розв'язку задачі в області Ω_2 .

У свою чергу, одним з результатів вирішення задач в Ω_1 є значення теплових потоків q_b через поверхню S в кожній розрахунковій зоні. Оскільки вони не дорівнюватимуть аналогічним, властивим

температурному полю в Ω_2 , ці теплові потоки пропонується використовувати в якості ГУ другого роду в наступних ітераціях для Ω_2 :

$$q(x, y, z)|_S = q_b. \quad (9)$$

З огляду на це, ітераційне вирішення задачі можна представити як процес пошуку перетину двох функцій $q_b = f_1(T_b)$ та $T_b = f_2(q_b)$ для кожної з зон виділених в Ω_1 . Для пошуку значень цих функцій використовуються результати моделювання, відповідно в областях Ω_1 та Ω_2 . Точка виконання умов четвертого роду на перетині цих функцій одна, її досягнення з певною точністю і є умовою припинення ітерацій.

Зазначимо, що в кожній ітерації розрахунки мають здійснюватись для усіх зон, виділених в області Ω_1 .

Приклад зміни граничних умов на поверхні S для двох характерних зон поршня дизеля 4ЧН12/14 при $N_e = 100$ кВт, $n = 2000$ хв⁻¹ подано на рис. 2. Використано шар теплоізоляції Al_2O_3 товщиною 0,24 мм.

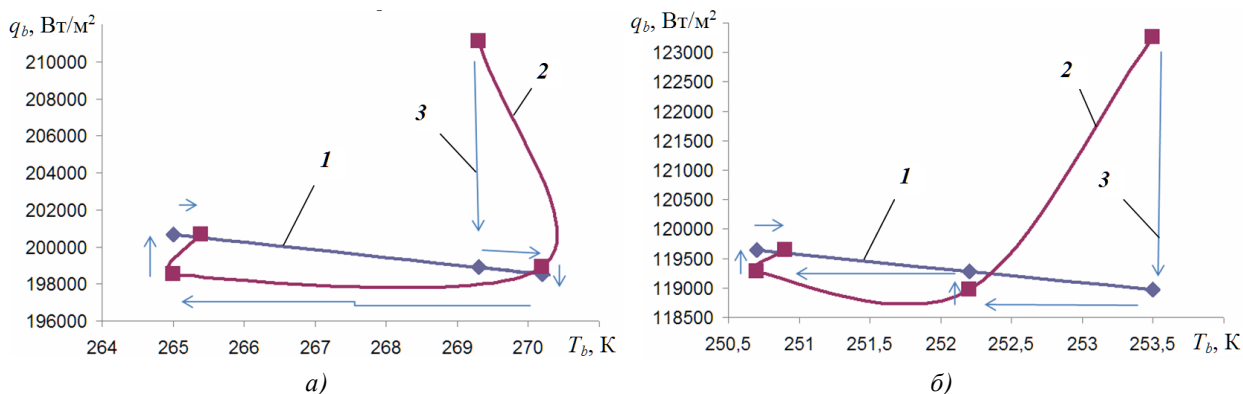


Рис. 2. Зміна ГУ в точках контакту областей Ω_1 і Ω_2 на кромці КЗ (а) та периферії поршня (б) під час їх ітераційного узгодження: 1 – $q_b = f_1(T_b)$, що визначена при розрахунках в області Ω_1 , 2 – $T_b = f_2(q_b)$, що визначена при розрахунках в області Ω_2 , 3 – порядок виконання розрахунків

Аналіз теплових потоків

Як вказувалось вище, наведена методика базується на припущенні щодо малості теплових потоків, паралельних поверхні тіла в області Ω_1 . Для перевірки цього нами здійснено аналіз вказаних потоків в тілі поршня традиційної конструкції, виконаної зі сплаву АК12М2МгН.

Порівняння нестационарного височастотного розв'язку задачі теплопровідності при обмеженні глибини проникнення температурної хвилі глибиною $\Delta_b = 1$ мм та стаціонарної задачі ($\Delta_b = 0$) засвідчило, що вплив неврахованих радіальних теплових потоків в області Ω_1 тут не перевищує

Видно, що для кромки КЗ граничні умови досягнули відповідності одна одній вже після другого ітераційного розрахунку. Але моделювання в ній повинно продовжуватись, адже через зміни температури в інших зонах поверхні, на наступних кроках розрахунку цей результат припинив бути узгодженим локальним розв'язком. У цілому, остаточний для усіх зон результат в цьому прикладі був досягнутий за сім ітераційних розрахунків.

Відзначимо, що температурний стан в області Ω_2 , визначений у першій ітерації, подібно [4, 5], буде враховувати лише термічний супротив теплоізоляції. Врахування динамічного ефекту від ЧДТ, який полягає у впливі височастотного коливання температури на її середнє значення, буде досягнуте після здійснення узгодження рішень в розрахункових областях.

Таким чином, запропоновано методику визначення височастотного температурного стану поршня з теплоізоляцією поверхні КЗ. Прикладом її застосування виступають розрахунки, виконані в [9].

1-2 К. При наявності шару ЧДТ на поверхні КЗ через його низьку теплопровідність вплив теплових потоків, паралельних поверхні тіла в області Ω_1 , на результат розрахунків буде ще меншим.

Встановлено, що більша похибка може виникнути через значні перепади значень ГУ, які задаються у вигляді ступеневого закону. Це пов'язано з існуванням біля поверхні тіла, на границях зон задання ГУ, сингулярностей градієнту температур. Швидкість наближення градієнту до його дійсної величини з віддаленням від сингулярності залежить від величини перепаду між значеннями теплових потоків в сусідніх зонах задання ГУ. Вказані

перепади стають значними при недостатній кількості призначених зон. При цьому вказаний градієнт

істотно спотворюється.

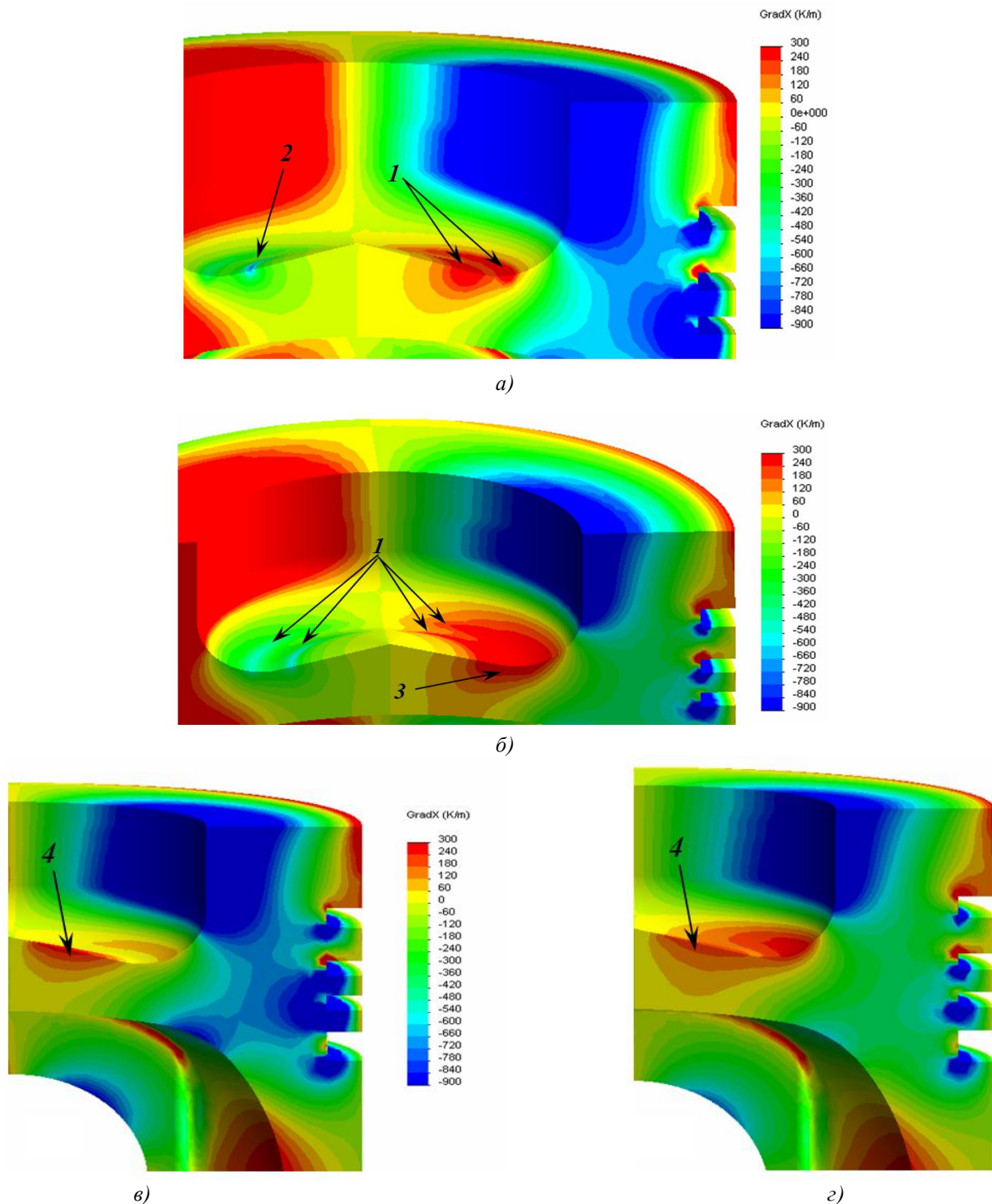


Рис. 3. Радіальні градієнти температури в тілі традиційного поршня при розбивці його поверхні на 9 (а, б) чи 27 (в, г) зон задання ГУ на номінальному $N_e = 100 \text{ кВт}$, $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ (а, в) та частковому $N_e = 40 \text{ кВт}$, $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ (б, г) режимах роботи дизеля 4ЧН12/14

Це можна побачити на рис. 3, а, б, де аналогічно до [3] наведено результати розрахунків при розбивці вогневої поверхні поршня на 9 зон. Видно, що області 1 підвищеного градієнту не є зв'язними та розміщені вздовж ліній контакту від-

мінних ГУ. Окреме розташування цих зон свідчить, що їх існування викликане не властивими температурному стану деталі причинами, а особливостями методу моделювання. При цьому, в безпосередньому наближенні до ліній контакту відмінних ГУ

розрахункове значення градієнту, наприклад в зоні 2, перевищує 0,9 К/мм, а саме підвищення має місце практично до половини товщини стінки (зона 3).

Проте, вже при виділенні 27 зон задання ГУ (див. рис. 3, в, г) область 4 підвищеного градієнту рівномірно простягається вздовж поверхні КЗ і у більший мірі відображає його реальне значення.

Висновки

Розроблено методику визначення тривимірного високочастотного температурного стану поршня з шаром теплоізоляції на поверхні КЗ. Вона заснована на розбивці тіла поршня на області тривимірної стаціонарної та одновимірної нестационарної теплопровідності. Узгодження ГУ по поверхні контакту областей та знаходження загального рішення здійснюється шляхом ітерацій.

Досліджено теплові потоки в приповерхнево-му шарі поршня та підтверджено можливість знехтування їх складовою, паралельною поверхні КЗ. Рекомендовано збільшення кількості зон задання ГУ по поверхні КЗ порівняно до стаціонарної задачі теплопровідності.

Подальший напрям робіт пов'язаний із вдосконаленням викладеної методики для врахування наявності паливної плівки на поверхні шару теплоізоляції, та з дослідженням впливу змінного за товщиною шару теплоізоляції на нестационарний високочастотний температурний стан поршня і пов'язаний з ним робочий процес.

Список літератури:

1. Пылёв В. А. Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС / В. А. Пылев, А. В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2 – С. 74-81.
2. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Абрамчук Ф. И., Марченко А. П., Разлейцев Н. Ф. и др. ; под ред. А. Ф. Шеховцова. – К. : Техника, 1992. – 272 с.
3. Процессы в перспективных дизелях / Шеховцов А. Ф., Абрамчук Ф. И., Крутов В. И. и др. ; под ред. А. Ф. Шеховцова. – Харьков : Изд-во «Основа», 1992. – 352 с.
4. Шеховцов А. Ф. Математическое моделирование теплопередачи в быстроходных дизелях / Шеховцов А. Ф. – Харьков : Вища школа, 1978. – 153 с.
5. Абрамчук Ф. И. Исследование

- нестационарной теплопроводности поршня быстроходного форсированного тракторного дизеля : дис. ... канд. техн. наук. : спец. 05.04.02 / Абрамчук Федір Іванович. – Харків, 1978. – 236 с.
6. Шпаковский В. В. Научно-технические основы полипшени показаний ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук : спец. 05.05.0 „Двигуни та енергетичні установки” / Шпаковский В. В. – Харків, 2010. – 37 с.
 7. Марченко А. П. Особенности математического моделирования температурной волны в поршне двигателя внутреннего сгорания / А. П. Марченко, В. О. Пилев, В. В. Шпаковский и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 48-53.
 8. Влияние керамической теплоизоляции поршня на размах температурной волны / В. В. Шпаковский, А. П. Марченко, О. Ю. Линьков и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 8(65). – С. 111-114.
 9. Марченко А. П. Методика моделирования нестационарного высокочастотного температурного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / А. П. Марченко, В. В. Пылёв // Известия высших учебных заведений : Машиностроение. – 2013. – № 5. – С. 58-63.

Bibliography (translited):

1. Pyljov V. A. Osobennosti termomechanicheskogo nagruzhenija i ucheta resursnoj prochnosti tonkostennogo porshnja benzynovogo DVS / V. A. Pylev, A. V. Belogub // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – № 2 – С. 74-81.
2. Sovremennye dizeli: povyszenie toplivnoj jekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti / Abramchuk F. I., Marchenko A. P., Razlejcev N. F. i dr. ; pod red. A. F. Shehovcova. – K. : Tjehnika, 1992. – 272 s.
3. Processy v perspektivnyh dizeljah / Shehovcov A. F., Abramchuk F. I., Krutov V. I. i dr. ; pod red. A. F. Shehovcova. – Har'kov : Izd-vo «Osnova», 1992. – 352 s.
4. Processy v perspektivnyh dizeljah / Shehovcov A. F., Abramchuk F. I., Krutov V. I. i dr. ; pod red. A. F. Shehovcova. – Har'kov : Izd-vo «Osnova», 1978. – 153 s.
5. Abramchuk F. I. Issledovanie nestacionarnoj teploprovodnosti porshnja bystrohodnogo forsirovannogo traktornogo dizelja: dys. ... kand. tekhn. nauk. : spets. 05.04.02 / Abramchuk Fedir Ivanovych. – Kharkiv, 1978. – 236 s.
6. Shpakovskij V. V. Nauchno-tekhnicheskie osnovy polipshennia pokaznykiv DVZ zastosuvanniam porshniv z korundovym sharom : avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenja dokt. tekhn. nauk. : spets. 05.05.0 „Dvyhuny ta enerhetychni ustanovky” / Shpakovskij V. V. – Kharkiv, 2010. – 37 s.
7. Marchenko A. P. Osobennosti matematicheskogo modelirovanija temperaturnoj volny v porshne dvigatelja vnutrennego sgoranija / A. P. Marchenko, V. O. Pilev, V. V. Shpakovskij i dr. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2009. – № 1. – С. 48-53.
8. Vlijanie keramicheskoy teploizoljacii porshnja na razmah temperaturnoj volny / V. V. Shpakovskij, A. P. Marchenko, O. Ju. Lin'kov i dr. // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – 2009. – № 8(65). – С. 111-114.
9. Marchenko A. P. Metodika modelirovanija nestacionarnogo vysokochastotnogo temperaturnogo sostojanija porshnja dvigatelja vnutrennego sgoranija / A. P. Marchenko, V. V. Pyljov // Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij : Mashinostroenie. – 2013. – № 5. – С. 58-63.

Надійшла до редакції .01.07.2015 р.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, проф., завідувач кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Пильов Вячеслав Володимирович – канд. техн. наук., мол. наук. співр. кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vv3pylyov@i.ua

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ВЫСОКОЧАСТОТНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ ДВС С ТЕПЛОИЗОЛИРОВАННОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

А. П. Марченко, В. В. Пылёв

В статье изложена методика моделирования трехмерного нестационарного высокочастотного температурного состояния теплоизолированного поршня, основанная на разбивке тела поршня на области трехмерной стационарной и одномерной нестационарной теплопроводности. Проанализированы тепловые потоки в поверхностном слое поршня. Подтверждена допустимость пренебрежения их составляющими, параллельными поверхности камеры сгорания. Рекомендовано выделение увеличенного количества зон задания граничных условий по поверхности камеры сгорания по отношению к стационарной задаче теплопроводности.

MODELING OF NONSTATIONARY HIGH-FREQUENCY TEMPERATURE STATE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE PISTON WITH A COATED COMBUSTION CHAMBER SURFACE

A. P. Marchenko, V. V. Pylyov

The simulation method of the three-dimensional nonstationary high-frequency temperature state of the coated piston is presented in the article. It is based on division of piston body to conventional zones of three-dimensional stationary and one-dimensional nonstationary heat conductivity. The piston surface layer heat flows are analyzed. The admissibility of neglecting their components been parallel to combustion chamber surface is confirmed. It is recommended to specify the larger amount of differing boundary conditions zones with respect to stationary heat transfer model.

УДК 621.436

В. А. Пылев, Р. Ариан

ОЦЕНКА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЯ С УЧЁТОМ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ В ЗОНЕ КРОМКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

На основе экспериментальных данных получены аналитические зависимости изменения температурного состояния поршня дизеля 4ЧН12/14 от нагрузки. Идентифицированы граничные условия задачи теплопроводности в осесимметричной и несимметричной постановках. Исследовано влияние учета выборок под клапаны в поршне на его температурное состояние и уровень термических напряжений в зоне кромки камеры сгорания.

Введение

Широкий опыт разработки, испытаний, эксплуатации двигателей различного назначения показывает, что перспектива их форсирования является крайне неблагоприятным фактором, определяющим работоспособность конструкции. При этом обеспечение заданного ресурса (ресурсной прочности) особо термонапряжённых зон деталей камеры сгорания (КС), прежде всего поршней высокофорсированных дизелей, является одной из важнейших задач, требующих своего решения в процессе проектирования двигателей либо их доводки и модернизации.

Задача расчетного исследования теплонапряженного состояния деталей КС, в частности поршней, на стадии их проектирования имеет большое значение. Это объясняется существенным возрастанием тепловых и механических нагрузок на эти детали и, соответственно, необходимостью перехода от концепции гарантированного обеспечения прочности на начальных стадиях проектирования к концепции работы деталей на пределе прочности. Для решения указанной задачи применяют метод

конечных элементов (МКЭ), а в качестве граничных условий (ГУ), как правило, используют ГУ 3-го рода [1-3].

Анализ исследований и публикаций

Расчеты теплонапряженного состояния поршней преимущественно выполняют для 3D-моделей с использованием осесимметричных, реже – и несимметричных ГУ [1-4]. В литературе рекомендуется идентификация состояния поршня на уровне 1-2 %. При температуре кромки 300 °С погрешность расчетов составляет 6К, что соизмеримо с эффектом масляного струйного охлаждения.

В [4] показана необходимость перехода к использованию несимметричных ГУ, что повышает достоверность оценок ресурсной прочности конструкции. Однако, тепловое состояние поршня также определяется его сложной конфигурацией. Поэтому результаты расчетов также зависят от детализации геометрической модели. Для поршня дизеля к такой детализации относят выборки под клапаны. Влияние последних на температурное состояние кромки КС практически не исследовано.

Цель работы

Исследование влияние учета выборок под клапаны в поршне на его температурное состояние и уровень термических напряжений в зоне кромки камеры сгорания.

Основная часть

Для достижения поставленной цели в работе на основе проведенного экспериментального исследования была выполнена идентификация температурного состояния поршня быстроходного дизеля 4ЧН12/14. Рассмотрены уровни форсирования двигателя 1,3 кВт (0,2 кВт/л), 37 кВт (5,85 кВт/л) и 74,5 кВт (11,77 кВт/л). Частота вращения коленчатого вала – 1800 мин⁻¹.

Поршень изготовлен из алюминиевого сплава АЛ25. На огневом днище выполнены выборки под клапана. На рис.1 представлены места размещения хромель-алюмелевых термопар. Термопары заглублены на 1 мм в тело поршня от его поверхности.

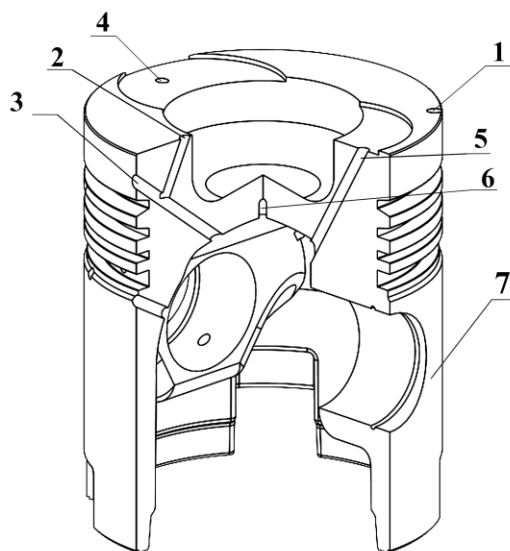


Рис.1. Места размещения термопар в поршне дизеля 4ЧН12/14

В целях прогнозирования температурного состояния поршня на более высоких уровнях форсирования двигателя результаты термометрирования были обработаны методом наименьших квадратов (МНК). Для каждой из зон поршня, в которых размещены термопары, получены следующие зависимости:

$$\text{точка 1} - t_{\text{тренда}} = 131,95 + 0,914 \cdot Ne \quad (1)$$

$$\text{точка 2} - t_{\text{тренда}} = 136,06 + 1,1835 \cdot Ne \quad (2)$$

$$\text{точка 3} - t_{\text{тренда}} = 115,05 + 0,6242 \cdot Ne \quad (3)$$

$$\text{точка 4} - t_{\text{тренда}} = 133,02 + 1,1126 \cdot Ne \quad (4)$$

$$\text{точка 5} - t_{\text{тренда}} = 124,85 + 1,1249 \cdot Ne \quad (5)$$

$$\text{точка 6} - t_{\text{тренда}} = 110,99 + 0,7152 \cdot Ne \quad (6)$$

$$\text{точка 7} - t_{\text{тренда}} = 87,513 + 0,2138 \cdot Ne \quad (7)$$

Сравнение результатов термометрирования с расчетными значениями температур, полученных с использованием выражений (1) – (7), представлены в таблице 1. Видно, что между экспериментальными и расчетными данными расхождения Δt практически отсутствуют. Соответствующие расчетным значениям линии тренда изображены на рис. 2. Здесь и далее экспериментальные значения температур во всех рассматриваемых зонах обозначены $t_{\text{эксп}}$, а расчетные с использованием МНК – $t_{\text{тренда}}$.

Полученные данные на втором этапе работ позволили применительно к осесимметричной задаче теплопроводности осуществить идентификацию граничных условий ГУ 3-го рода.

ГУ заданы по 24 зонам поршня, представленным на рис. 3. Использована уточненная геометрическая модель поршня, учитывающая выборки под клапаны (см. рис. 1).

Идентификация ГУ была осуществлена для режимов 1,3 кВт и 74,5 кВт. В первом приближении ГУ принимались по рекомендациям [1-3].

На основе полученных данных были установлены линейные зависимости ГУ от мощности двигателя, позволившие получить их значения для исследованного режима 37 кВт, а также установить прогнозируемое температурное состояние поршня для режима 150 кВт (23,7 кВт/л).

Сравнение экспериментальных результатов, обработанных МНК с расчетными трасч, полученных по МКЭ, представлены в таблице 2. Данные свидетельствуют о их хорошем совпадении во всех контрольных точках, кроме точек 4 и 5. Последнее объясняется несимметричностью реального температурного поля поршня.

В табл. 3 представлены аналогичные данные, полученные с использованием традиционной упрощенной геометрической модели конструкции, в которой отсутствуют выборки под клапана.

Таблица 1. Сравнение результатов экспериментального исследования и их обработки методом наименьших квадратов

№, кВт	Точка 1			Точка 2			Точка 3		
	тэксп, °C	ттренда, °C	Δt, °C	тэксп, °C	ттренда, °C	Δt, °C	тэксп, °C	ттренда, °C	Δt, °C
1,3	133,3	133,1	-0,2	137,7	137,5	-0,2	116	115,9	-0,1
37	165,6	165,8	0,2	179,8	179,9	0,1	138,2	138,2	0
74,5	200,1	200	-0,1	224,4	224,3	-0,1	161,7	161,7	0
	Точка 4			Точка 5			Точка 6		
1,3	136,1	134,5	-1,6	127,9	126,3	-1,6	112,1	111,9	-0,2
37	171,3	174,3	3	163,6	166,6	3	137,3	137,5	0,2
74,5	217,5	216	-1,5	210,3	208,8	-1,5	164,5	164,3	-0,2
	Точка 7								
1,3	88,1	87,8	-0,3						
37	95	95,4	0,4						
74,5	103,7	103,5	-0,2						

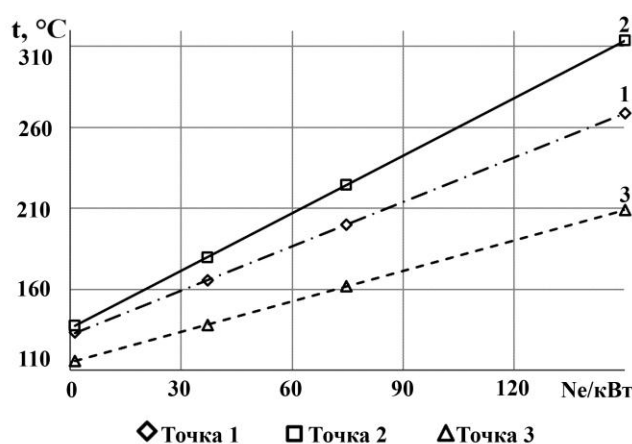


Рис.2. Изменение температурного состояния поршня от режима работы двигателя в основных контрольных точках

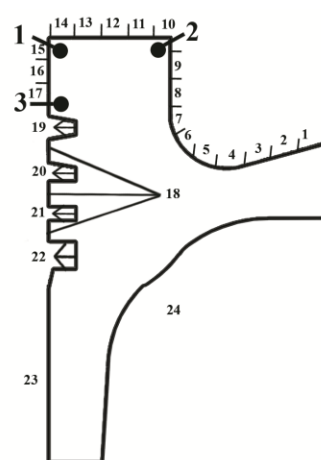


Рис.3. Схема задания ГУ 3-го рода поршня и основные контрольные точки анализа

На основании представленных данных видно, что в контрольных точках поршня, в том числе и для кромки КС (точка 2) расхождения расчетов лежат в пределах 2 °C и не являются значимыми. Так даже для режима $N_e=150$ кВт в точке 2 на модели с выборками получено значение температуры

316 °C, а при использовании упрощенной модели – 314 °C.

Однако следует отметить, что уточнение модели было выполнено только геометрическое, а ГУ теплообмена оставались симметричными.

Таблица 2. Сравнение экспериментального температурного состояния поршня с расчетным для уточненной геометрической модели поршня при использовании симметричных ГУ

№ точки	$N_e=1,3$ кВт			$N_e=37$ кВт			$N_e=74,5916$ кВт			$N_e=150$ кВт		
	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C
1	133	133,1	-0,1	165	165,8	-0,8	200	199,9	0,1	271	268,6	2,4
2	144	137,6	6,4	184	179,9	4,1	228	224,3	3,7	316	313,5	2,5
3	116	115,9	0,1	138	138,2	-0,2	162	161,6	0,4	210	208,6	1,4
4	136	134,5	1,5	170	174,3	-4,3	208	208,8	-0,8	286	299,8	-13,8
5	135	126,3	8,7	169	166,6	2,4	207	216	-9,0	285	293,7	-8,7
6	114	111,9	2,1	139	137,5	1,5	168	164,3	3,7	225	218,2	6,8
7	85	87,8	-2,8	93	95,4	-2,4	104	103,5	0,5	119	119,6	-0,6

Таблица 3. Сравнение экспериментального температурного состояния поршня с расчетным для упрощенной геометрической модели поршня при использовании симметричных ГУ

№ точки	Ne= 1,3 кВт			Ne= 37 кВт			Ne= 74,5916 кВт			Ne= 150 кВт		
	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C
1	132	133,1	-1,1	164	165,8	-1,8	199	199,9	-0,9	269	268,6	0,4
2	145	137,6	7,4	185	179,9	5,1	227	224,3	2,7	314	313,5	0,5
3	116	115,9	0,1	138	138,2	-0,2	162	161,6	0,4	210	208,6	1,4
4	137	134,5	2,5	173	174,3	-1,3	212	208,8	3,2	291	299,8	-8,8
5	137	126,3	10,7	173	166,6	6,4	212	216	-4,0	291	293,7	-2,7
6	114	111,9	2,1	139	137,5	1,5	168	164,3	3,7	225	218,2	6,8
7	85	87,8	-2,8	93	95,4	-2,4	104	103,5	0,5	119	119,6	-0,6

В связи с указанным на последующих этапах работ выполнена идентификация несимметричных ГУ в области КС и сравнение результатов термонапряженного состояния поршня для уточненной и упрощенной моделей.

В первом приближении несимметричные ГУ принимались по рекомендациям [4]. Основные результаты идентификации представлены в табл. 4. При этом видно, что в данном случае в зоне кромки КС в контрольной точке 2 расхождения температур на режиме $N_e = 150$ кВт достигли 4 °C и равны

316 °C для уточненной и 312 °C для упрощенной моделей.

В связи с вышеизложенным для рассматриваемых нами моделей определены значения температур и термических напряжений в зоне точек 1-3 в окружном направлении КС поршня. Схема размещения контрольных точек представлена на рис. 3. Результаты сканирования расчетных температур и термических напряжений в указанных точках для режима $N_e = 150$ кВт представлены в табл. 5.

Таблица 4. Сравнение экспериментального температурного состояния поршня с расчетным при использовании несимметричных ГУ

№ точки	Уточненная модель						Упрощенная модель					
	Ne= 37 кВт			Ne= 150 кВт			Ne= 37 кВт			Ne= 150 кВт		
	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C	трасч, °C	тренда, °C	Δt, °C
1	165	165,8	-0,8	275	268,6	2,4	165	165,8	-0,8	273	268,6	4,4
2	181	179,9	1,1	316	313,5	-3,5	181	179,9	1,1	312	313,5	0,5
3	137	138,2	-1,2	208	208,6	-0,6	137	138,2	-1,2	209	208,6	0,4
4	175	174,3	0,7	298	299,8	-1,8	178	174,3	3,7	303	299,8	3,2
5	169	166,6	2,4	294	293,7	0,3	171	166,6	4,4	298	293,7	4,3
6	135	137,5	-2,5	217	218,2	-1,2	135	137,5	-2,5	218	218,2	-0,2
7	165	165,8	-0,8	116	119,6	-3,6	95	95,4	-0,4	116	119,6	-3,6

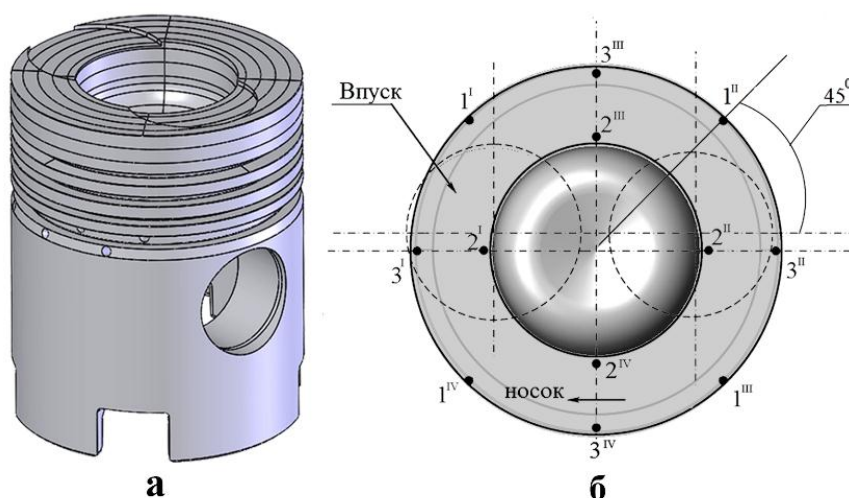


Рис. 3. Зоны задания несимметричных ГУ поршня (а) и контрольные точки анализа (б)

Таблица 5. Теплонапряженное состояние поршня при использовании несимметричных ГУ в области КС при Ne=150 кВт

№ точки	Уточненная модель			Упрощенная модель		
	трасч, °C	Δt, °C	σ, МПа	трасч, °C	Δt, °C	σ, МПа
1 ^I	285		18,2	283		14
1 ^{II}	275	6	15,0	273	4	16,8
1 ^{III}	256		16,2	254		17,0
1 ^{IV}	261		18,8	259		18,1
2 ^I	320		26,9	326		22,2
2 ^{II}	318		23,7	320		20,1
2 ^{III}	293		14,9	291		15,1
2 ^{IV}	316	2,5	21,4	312	-1,5	20,8
3 ^I	214		42,6	214		41,5
3 ^{II}	217		38,3	211		38,5
3 ^{III}	203		29,8	202		29,7
3 ^{IV}	208	-0,6	39,7	208	-1	37,1

Здесь величина Δt представляет собой разницу между расчетами по МКЭ

и зависимостям (1) -(3) в зонах размещения термопар.

Из табл. 5 видно, что в точке 2^I температура поршня при использовании уточненной модели равна 320 °C, а при упрощенной – 326 °C. С учетом Термические напряжения соответственно равны 28,6 МПа и 25,2 МПа. Таким образом, использование общепринятой упрощенной геометрической модели завышает уровень действующих температур и занижает уровень термических напряжений.

Выводы.

На основе экспериментальных данных получены аналитические зависимости изменения температурного состояния поршня дизеля 4ЧН12/14 от нагрузки. На этой основе идентифицированы ГУ задачи теплопроводности в осесимметричной и несимметричной постановках.

Исследовано влияние учета выборок под клапаны в поршне на его температурное состояние и

уровень термических напряжений в зоне кромки КС.

Установлено, что использование упрощенной геометрической модели поршня приводит к изменению уровня действующих температур и занижению термических напряжений. Переход к уточненному несимметричному ГУ увеличивает расхождение расчетных результатов.

Дальнейшее направление работ связано с учетом окружной неравномерности ресурсной прочности кромки КС поршня.

Список литературы:

1. Процессы в перспективных дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во "Основа", 1992. – 352с.
2. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / [Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К.Шокотов]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – К: Техника, 1992. – 272с.
3. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. Монографія. / В.О. Пильов – Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 2001. – 332 с.
4. Матвеев В.В. Результаты оценки ресурсной прочности поршня автотракторного дизеля при учете локального теплообмена в камере сгорания / В.В. Матвеев, В.А. Пылёв, А.В. Матюха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. №2. – С.

Bibliography (translited):

1. Processes in perspective diesel / [A.F. Shekhovtsov, F.I. Abramchuk, V.I. Krutov et al.]; a. Ed. A.F. A.F. Shekhovtsov Islands. - H.: Publishing House of the "Base", 1992. - 352s.
2. Modern diesel engines: increased tidal top efficiency and long-term strength / [F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razleytsev, E.I. Tretyak, A.F. Shekhovtsov, N.K. Shokotov]; a. Ed. A.F. Shekhovtsov. - By: Technology, 1992. - 272s.
3. Pylyov V.O. 3. Pylyov V.A. Computer-aided design piston speed diesel engines with a specified level of long mitsnos's. Monograph. / V.A. Pylyov - of a publication whose center-NTU "HPI", 2001. - 332p.
4. Matvienko V.V. Results of evaluation of the resource strength piston Autotractor diesel engine, taking into account local heat transfer in the combustion chamber / VV Matvienko, V.A. Pylyov, A.V. Matyukha // Internal combustion engines. - 2011. №2. - FROM.

Поступила в редакцию 08.07.2015 г.

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

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

ОЦІНКА ТЕПЛОНАПРУЖЕННЯ ПОРШНЯ З УРАХУВАННЯМ ЙОГО КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ В ЗОНІ КРОМКИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

В. О. Пильов, Р. Ариан

На основі експериментальних даних отримано аналітичні залежності зміни температурного стану поршня дизеля 4ЧН12/14 від навантаження. Ідентифіковано граничні умови задачі теплопровідності в осесиметричній і несиметричній постановках. Досліджено вплив обліку вибірок під клапани в поршні на його температурний стан і рівень термічних напружень в зоні кромки камери згоряння.

EVALUATION THERMAL STRESS PISTON TAKING INTO ACCOUNT ITS CONSTRUCTIVE ESPECIALLY IN THE ZONE EDGES COMBUSTION CHAMBER

V. A. Pylyov, R. Aryan

Based on experimental data, analytical depending changes of diesel piston temperature state 4CHN12/14 on the load. It identified the boundary conditions of heat conduction problem and axially symmetric asymmetric productions. We investigated the influence of the accounting-sampling valves for the piston on its thermal condition and level of thermal stresses in the edge of the combustion chamber.

УДК 621.436

В.А. Пылев, С.А. Кравченко, И.А. Нестеренко**ЗАДАНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА В ЗОНЕ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ПОРШНЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ НА НАЧАЛЬНЫХ СТАДИЯХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Проанализированы способы задания граничных условий для поршней транспортного дизеля. Предложен вариант упрощения задания граничных условий в зоне поршневых колец с целью упрощения расчета переходного процесса нагружения двигателя на начальных стадиях проектирования. Произведена оценка влияния предложенного варианта задания граничных условий на температурное состояние поршня и его ресурсную прочность.

Введение

Неизменной тенденцией совершенствования транспортных дизелей является увеличение их удельной мощности, которая за последние 30 лет возросла более, чем в 1,5 раза. При этом показатели надежности, в том числе долговечность, рассматриваются как критические для перспективных конструкций. Повышенное внимание к этим критериям поясняется соотношением 1:1 между затратами на топливо и обслуживания транспортного средства [1].

Применительно к поршню здесь имеет место проблема растрескивания кромки камеры сгорания (КС) которая, по общему мнению специалистов связана с существенной нестационарностью режимов работы двигателя в условиях эксплуатации [2, 3].

В связи с указанным в целях прогнозирования и поиска путей повышения ресурса кромки КС необходимой является задача моделирования процесса повреждаемости материала поршня в процессе длительной нестационарной эксплуатации двигателя. Эта задача может быть решена с учетом разработанного в НТУ «ХПИ» программного комплекса «Ресурс» [4, 5].

Исходными данными для его применения является температурное состояние поршня в исследуемой зоне в переходном процессе нагружения двигателя. В свою очередь, решение задачи нестационарной низкочастотной аperiodической теплопроводности поршня требует задания переменных во времени граничных условий (ГУ). Определение последних, особенно на начальных стадиях проек-

тирования двигателя, является самостоятельной сложной научно-технической задачей.

Анализ публикаций

Для определения температурного состояния поршня наиболее часто используют ГУ 3-го рода. При этом можно выделить четыре основные зоны задания ГУ, представленные на рис. 1 [4]. Основными здесь являются зоны I и III.

В [2,6] нестационарное температурное состояние поршня предлагается определять с использованием сложных законов задания управляющих функций граничных условий. Указанные законы устанавливались на основе экспериментальных данных. Поэтому их можно считать эффективным инструментом анализа конструкций в первую очередь при их доводке.

В [7] нами рассмотрен подход к упрощенному заданию ГУ в зоне I. Поэтому представляет интерес рассмотрение влияния заданных ГУ в зоне III на температурное состояние и ресурсную прочность кромки КС (см. т.1 на рис.1).

Известно, что использование ГУ 3-го рода предполагает задание коэффициента теплоотдачи в соответствующей области поверхности теплообмена и температуры среды. Значения коэффициентов теплоотдачи для канавок каждого из колец α_{III} хорошо известны. Возможно их задание вне зависимости от режима работы двигателя. В то же время условная температура среды в зоне колец T_{III} существенно зависит от режима нагружения двигателя и влияет на результаты расчетов [2,4,6]. В этой связи возникает задача допустимого упрощения задания ГУ 3-го рода в зоне кольцевого пояса поршня на начальных стадиях проектирования.

Цель работы

Целью работы является исследование влияния упрощения задания условной температуры среды для поверхностей канавок поршневых колец (ПК) на температурное состояние поршня и ресурсную прочность кромки его КС.

Решение поставленной задачи

Для решения поставленной задачи использована осесимметричная модель теплопроводности поршня. Численные эксперименты выполнены применительно к поршню дизеля 4ЧН12/14 для двух режимов нагружения, $N_{л} = 18,5$ кВт/л и холостого хода. Исходные граничные условия принимались по данным [2]. Осуществлено варьирование величины T_{III} для каждого отдельного кольца и нескольких колец вместе в интервале известных их значений от холостого хода до $N_{л} = 18,5$ кВт/л. Значения температур анализировались в т. 1 и т.2 (см. рис.1). Результаты расчетов представлены в табл. 1.

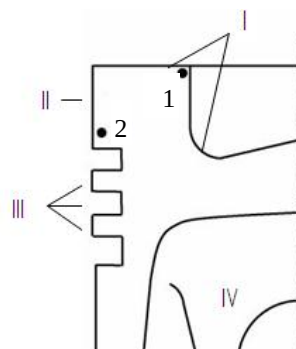


Рис. 1. Основные зоны задания ГУ теплообмена поршня: I – зона огневой поверхности днища; II – боковая зона до поршневых колец; III – зона поршневых колец; IV – зона поверхности, охлаждаемой маслом; цифры возле точек – номера контрольных точек

Таблица 1. Результаты расчетов температурного состояния поршня при изменении ГУ в зонах ПК

№ варианта расчета	$T_2, ^\circ\text{C}$	$\Delta T_2, \text{K}$	$\Delta T_2, \%$	$T_3, ^\circ\text{C}$	ΔT_3	$T_3, \%$
1	203			171,3		
2	307,5			242,2		
3	229,5	26,5	13,1	215,1	43,8	25,6
4	283,5	-24	-7,80	217,9	-24,3	-10
5	213,7	10,7	5,27	185,3	14	8,2
6	297,9	-9,6	-3,12	246,9	4,7	1,94
7	204	1	0,49	178,5	7,2	4,2
8	306,7	-0,8	-0,26	253,3	11,1	4,58
9	240,1	37,1	12,1	214	42,7	17,6
10	274	-33,5	-10, 9	201	-41,2	-17
11	214,6	11,6	3,77	183,7	12,4	5,12
12	297,1	-10,4	-3,38	230,2	-12	-4,95
13	241	38	12,36	214,7	43,4	17,9
14	273	-34,5	-11,2	200,1	-17,4	-42,1

Здесь, варианты 1 и 2 соответствуют исходным значениям ГУ, представленных в [2] для режимов холостого хода и $N_{л} = 18,5$ кВт/л соответственно.

Вариант 3 – это режим холостого хода с температурой $T_{III} = 465$ К в зоне канавки первого ПК, равной температуре T_{III} на режиме номинальной мощности.

Вариант 4 – режим номинальной мощности с температурой $T_{III} = 438$ К в зоне канавки первого ПК, равной температуре холостого хода.

Вариант 5 – режим холостого хода с температурой в зоне канавки второго ПК, равной температуре номинальной мощности, $T_{III2} = 473$ К.

Вариант 6 – режим номинальной мощности с температурой в зоне канавки второго ПК, равной температуре холостого хода, $T_{III2} = 418$ К.

Вариант 7 – режим холостого хода с температурой в зоне канавки третьего ПК, равной температуре на режиме номинальной мощности,

$$T_{III3} = 413 \text{ К.}$$

Вариант 8 – режим номинальной мощности с температурой в зоне канавки третьего ПК, равной температуре холостого хода, $T_{III3} = 403 \text{ К.}$

Вариант 9 – режим холостого хода с температурами T_{III1} , T_{III2} в зонах первого и второго ПК, равными температурам режима номинальной мощности.

Вариант 10 – режим номинальной мощности с температурами T_{III1} , T_{III2} в зонах первого и второго ПК, равными температурам холостого хода.

Вариант 11 – это режим холостого хода с температурами T_{III2} , T_{III3} в зонах второго и третьего ПК, равными температурам режима номинальной мощности.

Вариант 12 – режим номинальной мощности с температурами T_{III2} , T_{III3} в зонах второго и третьего ПК, равными температурам холостого хода.

Вариант 13 – режим холостого хода с температурами T_{III1} , T_{III2} , T_{III3} в зонах первого-третьего ПК, равными температурам режима номинальной мощности.

Вариант 14 – режим номинальной мощности с температурами T_{III1} , T_{III2} , T_{III3} в зонах первого-третьего ПК, равными температурам холостого хода.

В колонках 3,4 табл.1 приведены относительные и абсолютные отклонения расчетных температур в зоне кромки КС (точка 1) относительно соответствующих исходных вариантов расчета 1 либо 2. В колонках 6,7 – тоже, для зоны первого ПК (точка 2).

Представленные результаты свидетельствуют, что варьирование значениями ГУ в области третьего ПК (варианты 7,8) приводит к изменению температурного состояния поршня в зоне верхнего ПК до 11К при практически неизменном температурном состоянии в зоне кромки КС. Поэтому при моделировании переходного процесса прогрева-охлаждения поршня ГУ в этой области допустимо принимать неизменными.

Большой интерес представляет упрощение задачи, когда неизменными ГУ задаются в максимально возможном количестве зон. При этом упрощение ГУ для зон всех колец приводит к изменению температуры в зоне кромки КС свыше 35К, что является недопустимым результатом (варианты расчетов 13,14). В то же время упрощение ГУ только в зонах второго и третьего колец приводит к изменению температурного состояния кромки КС примерно на 10-12 К (варианты расчетов 11,12).

Известно, что регулирование температурного состояния поршня повышает ресурсную прочность его кромки КС [8]. Поэтому оценки ресурсной прочности поршня с учетом его расчетного температурного состояния в соответствии с вариантами представленных расчетов 11 и 12 могут представлять существенный интерес.

Такой расчет выполнен согласно методики [4] применительно к модели эксплуатации трактора сельскохозяйственного назначения. Рабочая база составляет 10000 часов эксплуатации. Рассмотрены конструкции со струйным и галерейным масляным охлаждением поршня. Полученные результаты для варианта со струйным масляным охлаждением представлены на рис.2. Здесь, кривая 1 – результаты расчета при использовании исходных ГУ.

Кривая 2 – расчет в соответствии с вариантом 12 табл.1, то есть на всех режимах эксплуатации ГУ в зоне второго и третьего ПК приняты как для режима холостого хода.

Кривая 3 – расчет в соответствии с вариантом 11 табл.1, то есть на всех режимах эксплуатации ГУ в зоне второго и третьего ПК приняты как для режима номинальной мощности.

Видно, что при расчете для варианта 12 ресурс двигателя увеличивается примерно на 2кВт/л, что является существенным в сравнении с ресурсом при исходном задании ГУ. Следовательно, полученное решение противоречит концепции гарантированного обеспечения ресурса на начальных стадиях проектирования двигателя и не может быть рекомендовано.

Видно, что при расчете для варианта 11 исчерпание ресурса происходит при $N_d = 21,5 \text{ кВт/л}$, а для варианта 12 $N_d = 23-23,5 \text{ кВт/л}$. При этом результаты расчета с использованием ГУ по варианту 11 являются незначительно меньшими, чем при исходных ГУ, что соответствует концепции гарантированного обеспечения ресурса на начальных стадиях проектирования.

Результаты аналогичного расчета для поршня с галерейным масляным охлаждением приведены в табл. 2. Расчет был проведен для форсированных двигателей с $N_d = 22 \text{ кВт/л}$, $N_d = 25 \text{ кВт/л}$ и $N_d = 26 \text{ кВт/л}$. Здесь, вариант 1 – режим номинальной мощности с температурами T_{III2} , T_{III3} в зонах второго и третьего ПК, равными температурам холостого хода.

Вариант 2 – исходные значения ГУ, представленные в [2].

Вариант 3 – это режим холостого хода с температурами T_{III2} , T_{III3} в зонах второго и третьего ПК, равными температурам режима номинальной мощности.

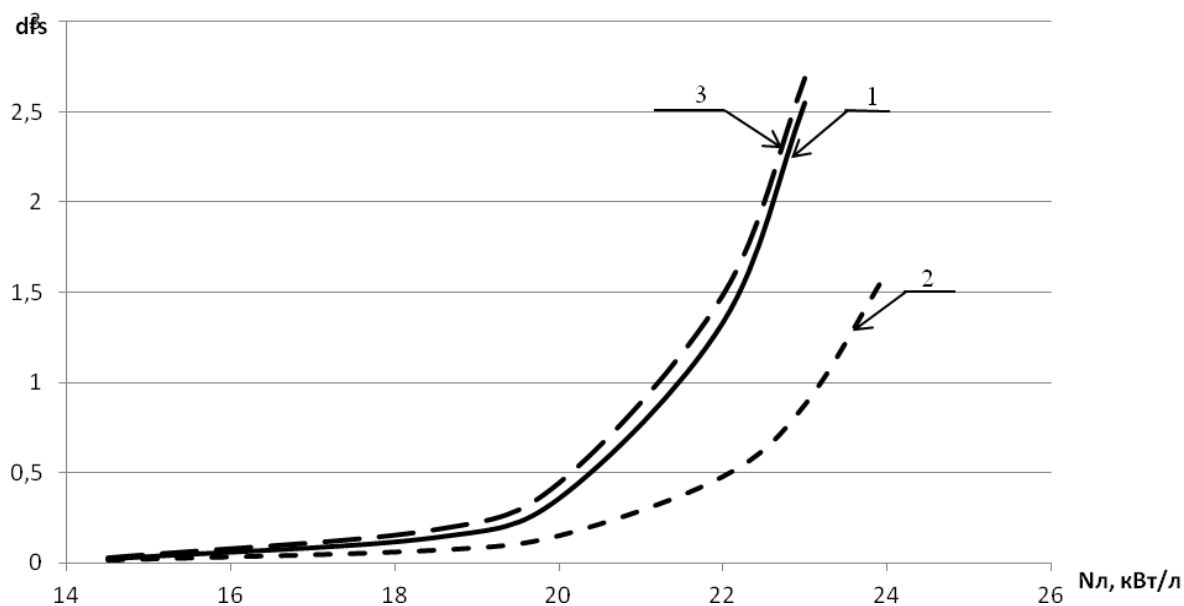


Рис. 2. Ресурсная прочность поршня со струйным масляным охлаждением при различных условиях задания ГУ в зоне ПК

Таблица 2. Результаты расчета ресурсной прочности поршня с галерейным масляным охлаждением

Варианты расчета					
По исходным ГУ		По варианту 12		По варианту 11	
Нл, кВт/л	dfs	Нл, кВт/л	dfs	Нл, кВт/л	dfs
22	0,17	22	0,13	22	0,17
25	0,87	25	0,6	25	0,89
26	1,51	26	1,01	26	1,56

Результаты расчета аналогичны предыдущим. Следовательно, можно рекомендовать данный способ упрощения задания ГУ для поршней с галерейным масляным охлаждением.

Выводы

Проанализировав влияние упрощенных способов задания ГУ в зоне ПК на температурное состояние кромки КС и ее ресурсной прочности. Предложено, при моделировании переходных процессов двигателя задание ГУ в зоне второго и третьего ПК осуществлять по данным номинального режима.

Полученные результаты также свидетельствуют, что интенсифицированное охлаждение поршня в зоне второго и третьего ПК способствует росту ресурсной прочности в зоне кромки КС.

Дальнейшие работы направлены на поиск упрощенного закона изменения ГУ в зоне верхнего ПК для применения на начальных стадиях проектирования.

Список литературы:

1. Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей //Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – №4(51). – С. 7–16. [Электронный ресурс]. – Режим доступа www.avl.com; franz.x.moser@avl.com.
2. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с.
3. Повреждения поршней – как выявить и устранить их. – Изд-во MS Motor Service International GmbH, 2010. – 91 с.
4. Пылев В.А. Автоматизированное проектирование поршнем быстроходных дизелей с заданным уровнем длительной прочности: моногр. /В.А. Пылев. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ». – 2001. – 332 с.
5. Свідоцтво № 5915 про реєстрацію авторського права на твір. Комп'ютерна програма «Ресурс» / В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, А.Ф. Шеховцов; зареєстровано 16.07.2002
6. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках: Дис..канд.техн.наук:05.04.02. – Харьков, 1991. – 213с.
7. Пылев В.А. Совершенствование методики сравнительной оценки термонапряженного состояния поршней/ В.А. Пылев, А.В. Белогуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А. Хижняк//

Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №2. – С. 68-72. 8. Пильов В.О. Попередня оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня при використанні систем автоматичного регулювання його масляного охолодження / В. О. Пильов, О. М. Клименко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Транспортне машинобудування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. – №14. – С. 83-88.

Bibliography (transliterated):

1. Franc K. Mozer. Dizel' v 2015 g. Trebovanija i napravlenija razvitiya tehnologij dizelej dlja legkovykh i gruzovykh avtomobilej // Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov. – 2008. – №4(51). – S. 7–16. [Elektronnij resurs]. – Rezhim dostupu [www.avl.com; franz.x.moser@avl.com](http://www.avl.com/franz.x.moser@avl.com). 2. Processy v perspektivnykh dizeljah / A.F. Shehovcov, F.I. Abramchuk, V.I. Krutov i dr. / Pod red. A.F. Shehovcova. – Har'kov: Izd-vo «Osnova» pri Har'k. un-te, 1992. – 352 s. 3. Povrezhdeniya porshnej – kak vyjaviti i ustraniti ih. – Izd-vo MS Motor Service International GmbH, 2010. – 91 s. 4. Pylev V.A.

Avtomatizirovannoe proektirovanie porshnem bystrohodnykh dizelej s zadannym urovnem dlitel'noj prochnosti: monogr. / V.A. Pylev. – Har'kov: Izdatel'skij centr NTU «HPI». – 2001. – 332 s. 5. Svidoctvo № 5915 pro reestraciju avtors'kogo prava na tvir. Komp'juterna programa «Resurs» / V.O. Pil'ov, M.V. Prokopenko, A.F. Shehovcov; zareestrovano 16.07.2002 g. Levterov A.M. Issledovanie teplovogo i napriazhenno-deformirovannogo sostojanija detalej cilindroporshnevoj grupy bystrohodnogo dizelja pri nestacionarnykh nagruzhenijah: Dis..kand.tehn.nauk:05.04.02. – Har'kov, 1991. – 213s. 7. Pylev V.A. Sovershenstvovanie metodiki sravnitel'noj ocenki termonapriazhennogo sostojanija porshnej / V.A. Pylev, A.V. Belogub, I.A. Nesterenko, A.Ju. Fedorov, R. Arian, V.A. Hizhnjak // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2014. – №2. – S.68-72. 8. Pil'ov V.O. Poperednja ocinka rezerviv pidvisshennja resursnoї micnosti porshnja pri vikoristanni sistem avtomatichnogo reguljuvannja jogo masljanogo oholodzhennja / V. O. Pil'ov, O. M. Klimenko // Visnik nacional'nogo tehničnogo universitetu «Harkivs'kij politehničnij institut». Zbirnik naukovih prac'. Tematičnij vipusk «Transportne mashinobuduvannja». – Harkiv: NTU «HPI». – 2014. - №14. – S. 83-88.

Поступила в редакцию 20.07.2015 г.

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

Кравченко Сергей Александрович – кандидат технических наук, ст. науч. сотрудник, ст. науч. сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина

Нестеренко Ирина Александровна – аспирант кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bignir.net.

ЗАВДАННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛООБМІНУ В ЗОНІ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ ПОРШНЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПОЧАТКОВИХ СТАДІЯХ ПРОЕКТУВАННЯ

В.О.Пильов, С. О. Кравченко, І.О. Нестеренко

Проаналізовано способи завдання граничних умов для поршнів транспортного дизеля. Запропоновано варіант спрощення завдання граничних умов у зоні поршневих кілець з метою спрощення розрахунку перехідного процесу навантаження двигуна на початкових стадіях проектування. Проведена оцінка впливу запропонованого варіанта завдання граничних умов на температурний стан поршня і його ресурсну міцність.

SETTING THE HEAT TRANSFER BOUNDARY CONDITIONS IN THE AREA OF PISTON RINGS PISTON DIESEL VEHICLE IN THE INITIAL STAGES OF DESIGN

V.A. Pylyov, S. A. Kravchenko, I. A. Nesterenko

Analyzed ways of defining the boundary conditions for the transport of diesel pistons. A variant of simplification of the boundary conditions in the area of piston rings in order to simplify the calculation of the transition process of loading the engine at the initial stages of design. An assessment of the impact of the proposed options for specifying the boundary conditions on the thermal state of the piston and its resource strength.

ТЕПЛОВАЯ ЭНЕРГЕТИКА, ДВС И ГЛОБАЛЬНОЕ ПОТЕПЛЕНИЕ КЛИМАТА

Обосновывается вывод, что важнейшей составляющей глобальных кризисов на Земле, в том числе современного потепления климата, является не производство энергии, а хозяйственная (хищнически-потребительская) деятельность человечества, включая существенное повышение уровней неэффективного использования природных ресурсов, а также – предельно опасное загрязнение среды супертоксикантами. В результате деградирует и разрушается система экосферы, изменяются глобальные потоки углерода и кислорода, снижаются стоки диоксида углерода и накапливаются парниковые газы в тропосфере, что приводит к глобальному потеплению климата.

Введение

Глобальное потепление климата – это антропогенно-экологическая реальность, являющаяся производной ряда других важнейших проблем современной технократической цивилизации. Ее решение, видимо, будет одним из самых сложных для человечества. За последние 45 лет среднеглобальная среднегодовая температура приземного слоя тропосферы повысилась, примерно на 1 °С. Тают ледники, повышается уровень Мирового океана. Однако до настоящего времени нет однозначности в понимании определяющих причин современного потепления климата и возможностей человечества в решении этой глобальной проблемы. Существует также неопределенность в прогностических оценках этого явления, в том числе, по уровням изменений подвижного баланса между естественными источниками парниковых газов (ПГ), в первую очередь диоксида углерода (CO₂), в тропосферу и их стоками. При этом одна из важных нерешенных составляющих состоит в отсутствии надежных количественных оценок вклада антропогенных факторов в формирование глобального климата. Особого внимания требует дальнейшее развитие исследований глобального круговорота углерода, имея в виду нерешенность проблемы "потерянного стока", который обусловлен, в том числе, снижением эффективности и продуктивности функционирования деградируемых и уничтожаемых фотосинтезирующих систем суши и Мирового океана.

Изменения климата на планете определяется тремя источниками. Первый находится в недрах Солнца и космоса, второй – на самой Земле, третий (основной в современных условиях) связан с хозяйственной деятельностью человечества. Вернее – с "бесхозяйственной, варварски-коммерческой" и неэффективной эксплуатации природных систем (не учитывающей потребности своих будущих потомков) и являющейся экологически предельно опасной для всего живого на планете, включая и процессы глобального потепления климата. Сверхвысокие надбиологические потребности определи-

ли три основных аспекта проблем в системе "человек – природа": технико-экономический; эколого-климатический; социально-политический.

Для существования человека на Земле необходимо продовольствие, пресная вода и энергия. Эти ресурсы создаются в процессе функционирования современных биотических сообществ, либо созданы ими в прошлом (углеводородные топлива – основа современной энергетики), как результат накопления органического вещества биосферой в прежние геологические эпохи. Устойчивость биосферы также поддерживается активностью сообществ живых организмов, регулирующих баланс биосферных процессов. Степень использования воспроизводимых природных ресурсов в наши дни приближается к верхнему порогу восстановительной способности биосферы, а по некоторым оценкам уже превышает его.

Производственная деятельность человечества достигла такого уровня, что стала сказываться на геохимическом и физическом состоянии окружающей среды (ОС). Загрязнение атмосферы, природных вод, почвенного покрова и растительности производственными и бытовыми отходами, деградация и уничтожение фотосинтезирующих систем, истребление лесов, стало ощутимым фактором воздействия на глобальную систему биосферы. Практически на всех территориях планеты загрязнение ОС токсичными и канцерогенно-мутагенными ингредиентами отрицательно сказывается на биоразнообразии, как основы устойчивости экологических систем, разрушаются биоценозы, создается угроза здоровью населения. Следует особо отметить, что современный уровень загрязнения ОС, особенно супертоксикантами отработавших газов ДВС в крупных промышленных центрах и больших городах, а также степень деградации и уничтожения фотосинтезирующих систем и биосферы в целом таков, что предполагаемые затраты на оздоровление природы и излечение "больного человечества" могут стать самой крупной статьей экономики мира.

Исторические аспекты изменений климата на Земле

Анализ данных наблюдений сводится к рассмотрению информации двух категорий:

- изменений приземной температуры воздуха (ПТВ) за последние полтора столетия, в том числе за последние 45 лет, когда наблюдалось наиболее значительное повышение среднегодовой среднегодовой ПТВ;

- палеоклиматических изменений, привлекающих внимание с точки зрения их сопоставления с современными трендами климата и, в некоторой степени, как аналог возможных изменений климата в будущем.

Среднеглобальная среднегодовая ПТВ на Земле является важной характеристикой климата. Оптимальный для биоты диапазон температур ОС заключается между 10 и 20 °С. Именно в этом диапазоне поддерживалась среднеглобальная среднегодовая ПТВ Земли на протяжении последних сотен миллионов лет, опускаясь до 10 °С в ледниковые периоды и поднимаясь до 20 °С в наиболее теплые периоды. Современная среднеглобальная среднегодовая ПТВ равна ~ 15 °С.

По результатам метеорологических исследований было установлено, что, начиная с 1850 г., до 1910 г. наблюдался слабый нерегулярный тренд потепления климата. В дальнейшем, особенно после 1970 г., среднеглобальная среднегодовая ПТВ стала повышаться ~ на 0,2 °С за 10 лет. За указанный период произошло также потепление Мирового океана. В среднем ~ на 0,31 °С прогрелся верхний 300-метровый слой, тогда как повышение температуры трехкилометрового слоя океана составило ~ 0,06 °С. Следует отметить, что десятилетие 90-х годов в целом было самым теплым за весь период метеорологических наблюдений (начиная с 1860 г.), а 1999-й год оказался пятым по уровню аномалий ПТВ (+0,33 °С) за период с 1860–1999 гг. За последние 45 лет наблюдалось также существенное увеличение числа дней с интенсивными осадками [1].

Постоянная температура земной поверхности поддерживается солнечным излучением. Поглощенная планетой часть солнечного излучения нагревает поверхность планеты, что приводит к тепловому излучению планеты обратно в космос. Тепловое излучение поглощается так называемыми ПГ тропосферы и частично возвращается на поверхность планеты, что приводит к повышению температуры. Это явление носит название парникового эффекта. Парниковые газы составляют ничтожно малую часть газовой концентрации атмосферного воздуха. Главными парниковыми газами являются CO₂ и водяной пар. Относительное со-

держание остальных ПГ не превосходит 3·10⁻⁴ % об.

Существует два физически выделенных устойчивых состояния климата планеты: это состояние полного оледенения поверхности с температурой, близкой к минус 100 °С, или состояние полного испарения океанов с температурой, близкой к плюс 400 °С. Эти состояния климата близки к устойчивым климатам соответственно Марса и Венеры. В обоих этих состояниях никакая жизнь практически невозможна. В настоящее время не обнаружены физические барьеры, которые препятствовали бы переходу современного земного климата в эти два устойчивых состояния. Такие переходы могли бы произойти за времена, меньшие десяти тысяч лет. Жизнь существует на Земле на протяжении 3,85 млрд лет. Все это время среднеглобальная среднегодовая ПТВ Земли заведомо не выходила за пределы 5 ÷ 50 °С и последние шестьсот миллионов лет колебалась в пределах 10 ÷ 20 °С. Единственным объяснением существовавшей устойчивости пригодного для жизни климата Земли является предположение об уникальном механизме биотической регуляции ОС, т.е. важнейшие для жизни характеристики климата Земли находятся под контролем глобальной биоты [2].

Взаимодействие абиотических факторов ОС и живых организмов биосферы сопровождается непрерывным круговоротом веществ в природе. Различные виды живых организмов поглощают вещества, необходимые для их роста и поддержания жизни, выделяя в ОС продукты метаболизма и других сложных минеральных и органических соединений химических элементов в виде неусвоенной пищи или отмерших биомасс. В результате эволюции биосферы сложилась устойчивая цепь глобальных биогеохимических круговоротов, нарушение которых во второй половине XX столетия поставило перед человечеством многие принципиальные вопросы, такие как непредсказуемое изменение климата из-за возможного парникового эффекта, уменьшения биообразования, прогрессирующее опустынивание земель, в том числе техногенное, и многое другое. В самом деле, в вопросе о том, что же происходит с климатом Земли, и каковы перспективы его стабилизации, остается много неясностей.

Парадоксы борьбы с глобальным потеплением климата

Глобальное потепление – общеизвестный факт, однако его возможные причины и методы борьбы с ним вызывают серьезные споры, как среди ученых, так и среди политиков. Уже более четырех десятилетий тема глобального потепления климата на планете, в том числе в результате роста

индустриальной эмиссии CO_2 , в основном с продуктами сжигания в теплоэнергетических установках ископаемых углеводородных топлив, составляет одну из наиболее дискутируемых мировых проблем [1–18]. Возникает впечатление, что это наиболее актуальная научная, социальная и экономическая проблема, стоящая сегодня перед человечеством.

Начал дискуссию еще Сванте Аррениус, который подсчитал, что если сжечь ископаемое топливо, то рано или поздно (по его оценке – через тысячу лет) содержание CO_2 в атмосфере вырастет в два раза, а средняя температура планеты увеличится на шесть градусов. Эта гипотеза в ходе бурных событий первой половины XX века, казалось, была надежно похоронена. Тем не менее, в шестидесятых годах она снова возродилась. Как пишет Томас Петерсон из Национальной администрации океана и атмосферы в статье "Миф о научном консенсусе относительно глобального похолодания в 70-х", президент Линдон Джонсон озабочился охраной ОС и попросил комиссию экспертов подготовить доклад о загрязнении атмосферы. В этом докладе всплыла тема роста содержания CO_2 в тропосфере, что приводит к парниковому эффекту и стало быть, может вызвать глобальное потепление. Тогда, в середине шестидесятых, говорить о глобальном потеплении было несколько рискованным, поскольку на это время пришелся ниспадающий участок восьмидесятилетнего (по другим данным – шестидесятилетнего) температурного цикла и происходило похолодание, которое закончилось к началу семидесятых. Однако доклад сработал как бомба замедленного действия. Во всяком случае, считается, что именно тогда ученые всерьез занялись этой проблемой, начали проводить длительные измерения содержания CO_2 в тропосфере, смотреть на долговременные записи изменения температуры, изучать керны льда и осадочных пород, фиксирующие климатические события прошедших тысячелетий. Число публикаций по парниковому эффекту росло все быстрее, увеличение содержания CO_2 в тропосфере было надежно зафиксировано и это увеличение, следуя Аррениусу, приписали деятельности человека.

В 1988 году Всемирная метеорологическая организация, в соответствии с программой ООН по окружающей среде, создала Межправительственную группу экспертов по изменению климата (МГЭИК) планеты. Каждые пять-шесть лет МГЭИК публикует оценочные доклады, которые представляют позицию экспертов в области исследований глобальной климатической системы, основанную на результатах всестороннего анализа дан-

ных наблюдений и прогнозов будущих изменений [7]. Первый оценочный доклад МГЭИК, опубликованный в 1990 г., сыграл решающую роль в подготовке Рамочной конвенции ООН по изменению климата (РКИК). Проблема глобального потепления климата со времени конференции в Рио-де-Жанейро в 1992 г., где была принята Рамочная конвенция по изменению климата, постепенно набирала обороты, особенно на фоне очень теплых 90-х годов. С середины 90-х годов шли обсуждения и дискуссии вокруг Киотского протокола, закончившиеся его ратификацией Россией, что позволило начать реализацию документа. Затем эта проблема обсуждалась Европейским союзом, где были приняты предложения А. Меркель о резком, по сравнению с рекомендациями Киотского протокола, снижении (на 20 %) индустриальной эмиссии CO_2 странами ЕС к 2020 г. [3–7, 10].

В 2007 г. мировому сообществу был представлен четвертый оценочный доклад рабочей группы МГЭИК, в котором были приведены результаты анализа современной климатической изменчивости по данным наблюдений и численного моделирования нынешних и будущих изменений климата. По заключению МГЭИК "глобальное потепление" климата, начавшееся с 70-х годов XX века, не вызывает сомнений. В докладе МГЭИК отмечается, что процесс потепления климата (в основном) вызван: увеличением выбросов в атмосферу CO_2 (и других ПГ) с продуктами сжигания ископаемых топлив и его накоплением в атмосфере, что приводит к усилению действия парникового эффекта. Вероятность внешнего воздействия на изменение климата за последние пятьдесят лет оценивается менее чем 5 %. Отмечено увеличение концентраций парниковых газов; потепление атмосферы и океана; изменение суммы осадков; сокращение запасов снега и льда; повышение уровня океана; увеличение частоты и/или изменение параметров некоторых экстремальных климатических явлений.

В декабре 2009 г. в столице Дании – Копенгагене проходила 15-я климатическая конференция ООН (саммит руководителей 193 государств мира – участников конвенции ООН), посвященная проблемам "глобального изменения" климата на нашей планете. Решения этой конференции, направленные на снижение уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания ископаемых топлив путем улавливания CO_2 из дымовых газов энергоустановок и создание транснациональными корпорациями "виртуального рынка" перепродаж свободных единиц сокращения выбросов CO_2 , явились (видимо) одной из афер XXI века. Борьба с "потеплением" климата в ближайшие годы может вызвать настоящий "денежный

дождь". Уже существует "рынок" по свободным единицам сокращения индустриальных выбросов CO₂, стоимость которых составляет 12-15 евро/т.

В 2013 г. мировому сообществу был представлен Пятый оценочный доклад рабочей группы МГЭИК, в заключении которого приводятся общие данные:

1. Большая часть глобального потепления климата с середины XX века объясняется антропогенными факторами, включая обогащение атмосферы ПГ, в основном CO₂, в ходе хозяйственной деятельности человечества.

2. Наблюдаемые и ожидаемые изменения климата оказывают влияние на многие природные и социально-экономические системы, причем это влияние будет усиливаться в течение XXI века, если меры по ограничению антропогенного воздействия на климатическую систему Земли не будут приниматься или же будут недостаточно решительными.

Была также присуждена Нобелевская премия мира А. Гору и Межправительственной группе экспертов за изучение явлений по изменению климата на Земле. Следует отметить, что в ноябре 2014 г. в Австралии на форуме руководителей государств "Большой Двадцатки" снова обсуждался вопрос об уменьшении индустриальных уровней выбросов CO₂ в тропосферу с целью снижения роста глобального потепления климата.

В рамках перечисленной деятельности выстраивалась стратегия борьбы с глобальным потеплением климата, направленная на технологические методы снижения уровней индустриальной эмиссии CO₂.

С другой стороны, появились статьи на тему "Гольфстрим умирает", поэтому Европу ожидает новый ледниковый период, причем не в каком-то отдаленном будущем, а в ближайшие годы. Причиной этого якобы является "значительное ослабление, смещение траектории течения в сторону Африки или даже его полное исчезновение" вследствие опреснения холодного Лабрадорского течения и аварии на нефтяной платформе "Бритиш петролеум" 20 апреля 2010 года. Польские ученые предрекали, что зима 2010 – 2011 годов должна стать самой суровой в Европе за последнюю тысячу лет. В журнале "Техника молодежи" за октябрь–ноябрь 2011 г. в статье "Политическая климатология XXI века" содержатся безапелляционные ничем не подкрепленные утверждения о "замерзании" и остановке Гольфстрима, и как следствие – о катастрофическом изменении климата по обе стороны Северной Атлантики.

Главными факторами поддержания теплых

океанических течений, в том числе Гольфстрима, являются ветер (атмосферная циркуляция), вращение Земли и термохалинные силы (горизонтальное изменение температуры и солености, приводящее к изменению плотности и, соответственно, – к наклонам морского уровня). Следует отметить, что для поверхностного слоя океана вклад ветровой составляющей в формирование циркуляции составляет ~ 80 %. Циркуляция ветров и океанических течений образует глобальный теплообменный механизм всей нашей планеты. Максимально нагреваясь солнцем в экваториальной зоне, воздух становится менее плотным и поднимается, вытесняясь более холодным и тяжелым, идущим со стороны полюсов. Соответствующие ветры приводят в движение поверхностные массы воды (до сотен метров глубины). Теплые течения, двигаясь к полюсам, сильно влияют на климат омываемых континентов. Например, один из них – Гольфстрим в Атлантике согревает северо-запад Европы, где в результате теплее, чем на той же широте в Канаде. Замечательным свойством атмосферной циркуляции является стабильность пассатов северного полушария, которые дуют с незапамятных времен. А раз так, то Гольфстрим просто не может исчезнуть, пассаты не позволят! Также известно, что замечательным свойством циркуляции океанов является ее высокая пространственно-временная устойчивость.

Ряд исследований последних десятилетий свидетельствуют, что каких либо "катаклизмов" в поведении Гольфстрима не отмечается. Максимальные аномалии температуры в водах Гольфстрима редко превышают 1 – 1,5 °С. Однако распределение их носит случайный характер, ибо подобного рода серии отмечались неоднократно, в том числе ранее аварии в Мексиканском заливе. Следует отметить, что осень и начало зимы 2011/2012 гг. вообще стали экстремально теплыми как на большей части Европе, так и на европейской территории России.

Известные ученые А.С. Монин [3], А.Л. Бондаренко и В.В. Жмур [19], В.Н.Малинин [20] в своих статьях отмечают:

1. Энергетический уровень волнового поля Мирового океана находится в состоянии предельного насыщения энергией, поэтому если даже допустить, что энергетический уровень ветра или флуктуации атмосферного давления в целом над всем Мировым океаном изменится (скорее всего, не существенно), то эти изменения не отразятся заметно на состоянии режимов крупномасштабных течений, в частности Гольфстрима.

2. Гольфстрим жив пока есть пассатная цир-

куляция над Атлантическим океаном. Ослабления Гольфстрима не наблюдается. Более того, начиная с 2000 г. отмечается усиление меридиональной циркуляции. Благополучно существуют и продолжения Гольфстрима – Северо-Атлантическое и Норвежское течения, приносящие к европейскому континенту огромные массы теплой воды.

3. Гольфстрим – это **локальный элемент глобального климата**, однако влияние его на климат Северной Атлантики, Европы и Северного Ледовитого океана трудно переоценить. Потепление глобального климата в последние десятилетия, главным образом за счет повышения содержания парниковых газов в атмосфере, трудно оспорить. Поэтому падение в ближайшие годы среднеглобальной среднегодовой приземной температуры воздуха и, как следствие, наступление в Европе нового ледникового периода практически невозможно.

Реальные аспекты глобального потепления климата

В ряде работ [4–6, 8–12] отмечается, что ~ 95 % мировой эмиссии CO₂ осуществляется природными источниками, к которым относятся: дыхание наземной растительности (24 %) и почвы (30 %), эмиссия с поверхности океана (41 %) и вул-

каническая деятельность (<1 %). Тогда уровни выбросов CO₂ с продуктами сжигания топлив в энергетических установках, в том числе и в ДВС не должны были бы превышать ~ 5 % от суммарной эмиссии CO₂ в атмосферу. При этом уровни природной эмиссии CO₂ в тропосферу за период с 1970 г. по 2015 г. можно считать относительно стабильными или даже несколько понижающимися, вследствие уменьшения зеленой фотосинтезирующей массы на планете. Могли также только снижаться, по сравнению с 1970 г., уровни эмиссии CO₂ с поверхности Мирового океана, вследствие загрязнения вод и повышения концентраций CO₂ в тропосфере. В результате остаются два источника, способствующих повышению уровней накопления CO₂ в тропосфере: снижение уровней стоков CO₂ из тропосферы, вследствие экоцида биосферы (угнетение, деградация и уничтожение фотосинтезирующих систем на суше и в океане), и повышение уровней выбросов CO₂ с продуктами сжигания ископаемых углеводородных топлив.

В табл.1 и 2 приведены данные по годовому потреблению в мире ископаемых углеводородных топлив и среднегодовым уровням выбросов CO₂ с продуктами их сжигания [21–23].

Таблица 1. Мировое годовое потребление энергоносителей и моторных нефтяных топлив

Годы	Население мира, млрд чел.	Нефть, млн т	Газ, млн т н.э.	Уголь, млн т н.э.	Нефтяные (моторные) топлива для транспортных средств	
					млн т	% от потребляемой нефти
1970	3,7	2257	892	1505	1187	53
1980	4,5	2975	1294	1806	1661	56
1990	5,3	3163	1770	2215	1923	61
2000	6,1	3584	2177	2343	2329	65
2010	7,0	4040	2868	3469	2757	68
2013	7,1	4185	3020	3827	2815	68

Примечание. т н.э. – тонна нефтяного эквивалента (соответствует 41,9 ГДж/т).

Таблица 2. Уровни среднегодовых выбросов CO₂ с продуктами сжигания ископаемых топлив

Годы	Уровни годовых выбросов CO ₂ , млн т				
	При дыхании населения	Мир	США	КНР	ФРГ
1970	0,9	14983	4683	750	1058
1980	1,1	19332	5159	1500	1126
1990	1,3	22633	5445	2396	1031
2000	1,5	25390	6377	3430	903
2010	1,7	32876	6143	7954	834
2013	1,8	35094	5931	9524	843

Примечание. При дыхании животных выбросы CO₂ составляют ~4,5 млн т/год.

В табл. 3 и на рис. 1, 2, 3 приведены результаты: по среднеглобальной среднегодовой концентрации CO₂ в тропосфере, росту среднеглобальной среднегодовой ПТВ, а также – данные по изменению параметров тропосферы (C_{CO_2} , M_{CO_2}) при

увеличении численности населения планеты [7, 21–23].

На основании представленных данных можно утверждать, что за период с 1970 г. по 2013 г. наблюдалась положительная корреляционная связь

между ростом: численности населения планеты (N), уровней потребления ископаемых углеводородных топлив, среднглобальных среднегодовых концен-

траций CO_2 и массового содержания CO_2 в тропосфере, а также – повышением среднглобальной среднегодовой ПТВ.

Таблица 3. Изменение параметров тропосферы Земли и численности населения

Параметры	Годы									
	1970	1975	1980	1985	1990	1995	2000	2005	2010	2013
$C_{\text{CO}_2(\text{троп.})}$, млн ⁻¹	324	330	338	345	354	361	369	379	390	397
$M_{\text{CO}_2(\text{троп.})} \cdot 10^{-9}$, т	2459	2505	2565	2619	2687	2740	2801	2877	2953	2990
$\Delta t_{\text{в}}$, °C	0	0,1	0,2	0,25	0,35	0,45	0,58	0,68	0,80	0,88
$N \cdot 10^{-9}$, чел.	3,7	4,1	4,5	4,9	5,3	5,7	6,1	6,5	7,0	7,1

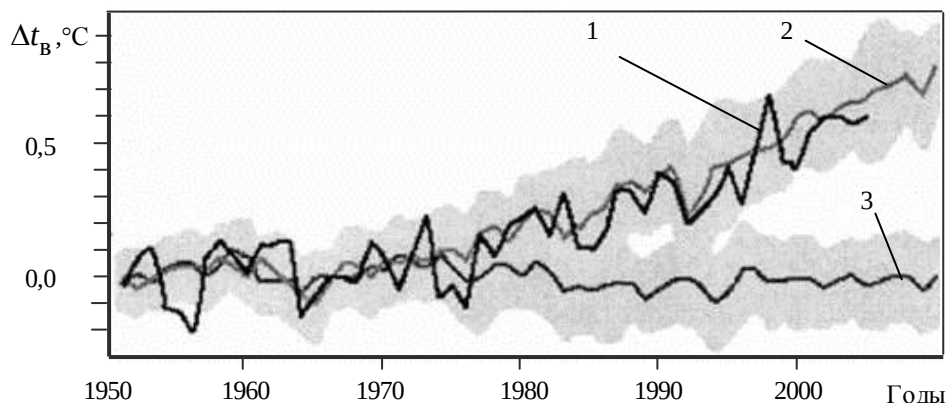


Рис. 1. Аномалии глобальной приземной температуры воздуха, рассчитанной по модели общей циркуляции атмосферы и океана (МОЦАО) и полученной по наблюдениям:

1 – данные наблюдений; 2 – аномалия температуры, с учетом увеличения концентраций ПГ и аэрозолей; 3 – расчет, но при значениях ПГ и аэрозолей, соответствующих 1970 г.

Итак, за рассматриваемый сорокапятилетний период (с 1970 г. по 2015 г.) концентрация CO_2 в тропосфере выросла с 324 млн⁻¹ до ~ 400 млн⁻¹ и, соответственно, массовое содержание CO_2 в тропосфере увеличилось с ~ $2,46 \cdot 10^{12}$ т до ~ $3 \cdot 10^{12}$ т. Следует особо отметить, что среднегодовые накопления CO_2 в тропосфере за рассматриваемый период составляли $\Delta M_{\text{CO}_2(\text{троп.})} \sim 12,3 \cdot 10^9$ т CO_2 в год, а

среднегодовой прирост уровней выбросов CO_2 в тропосферу с продуктами сжигания топлив соответствовал $\Delta M_{\text{CO}_2(\text{п.с.т.})} \sim 0,47 \cdot 10^9$ т CO_2 в год. При этом увеличение массового содержания CO_2 в тропосфере на $100 \cdot 10^9$ т приводило в среднем к росту $\Delta t_{\text{в}} \sim 0,17$ °C (рис. 3 и табл. 3).

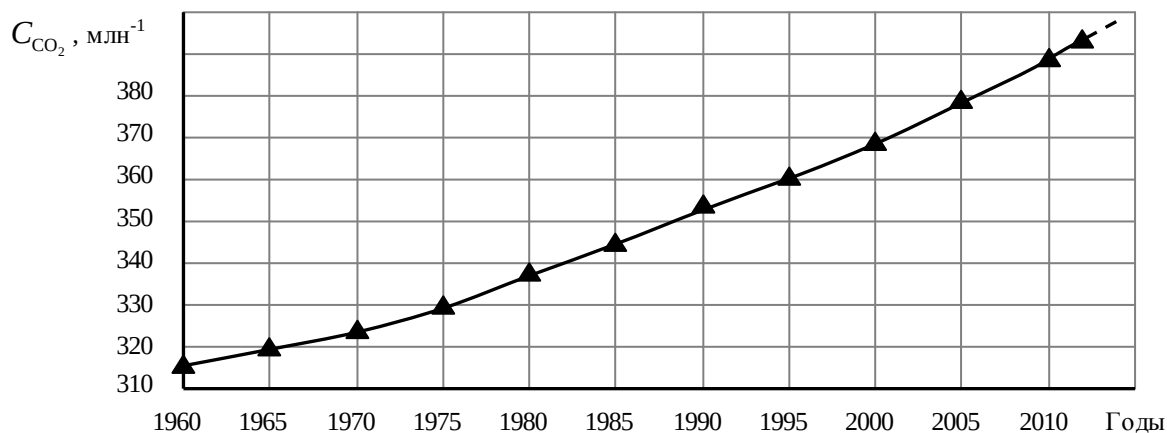


Рис. 2. Изменение концентраций CO_2 в тропосфере

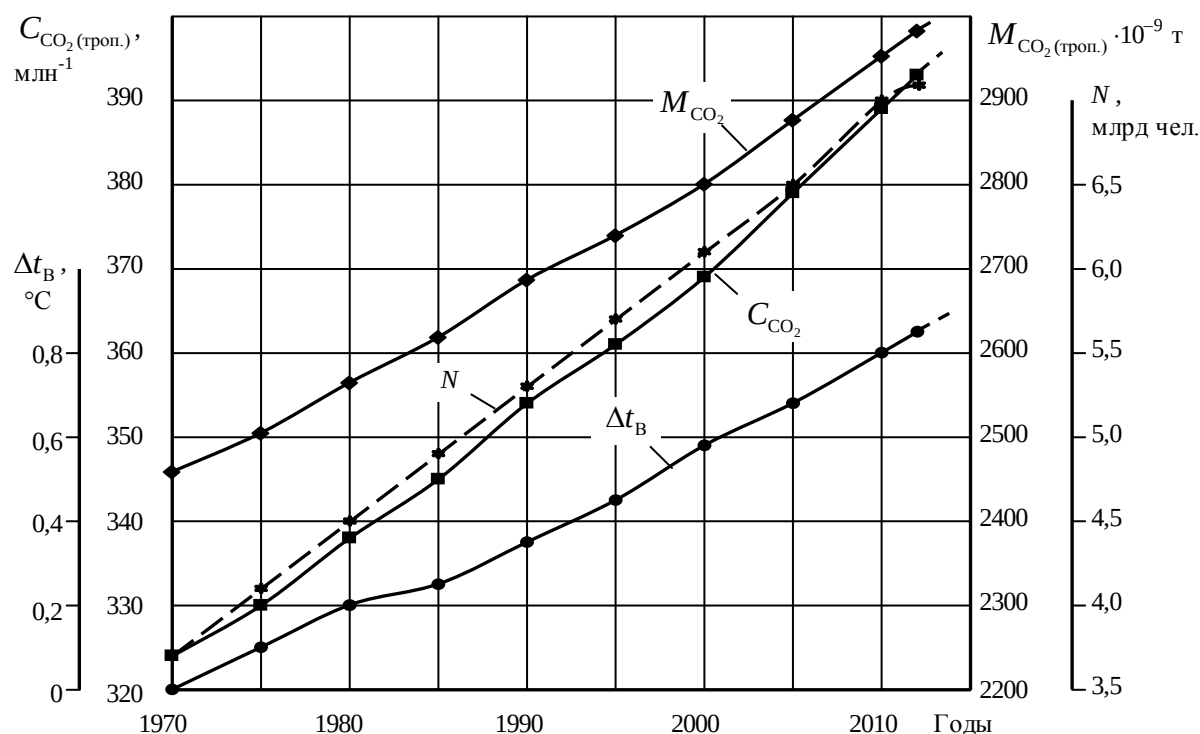


Рис. 3. Изменение параметров тропосферы и роста численности населения планеты Земля по годам, где $M_{CO_2} \approx M_{троп.} \cdot C_{CO_2} \approx 5 \cdot 10^{15} \cdot C_{CO_2} \cdot (\eta_{CO_2} / \eta_B)$; η_{CO_2} , η_B – молекулярная масса CO_2 и воздуха; Δt_B – рост среднеглобальной среднегодовой ПТВ; N – население мира

В табл. 4 и на рис. 4 представлены данные по росту массовых уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания ископаемых топлив и соответствующего увеличения массового содержания CO_2 в тропосфере за пятилетние циклы, начиная с 1970 г. по 2010 г. [10, 12, 21–23].

Следовательно, вследствие сокращения площади естественных экосистем, деградации и уничтожения природных фотосинтезирующих систем суши и Мирового океана, в том числе, вследствие

выбросов в ОС сотен миллионов тонн супертоксикантов, предельно опасных для всего живого, разрушение биомассы Земли, сокращение площади лесов, особенно тропических, опустынивание и деградация земель, включая расширение техногенных пустынь, происходит перераспределение потоков углерода, увеличивается степень разорванности баланса углерода и органического вещества экосферы. При этом существенно снижаются уровни стоков CO_2 из тропосферы.

Таблица 4. Увеличение массового содержания CO_2 в тропосфере и уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания топлив за пятилетние циклы

Параметры	Годы							
	1970–1975	1975–1980	1980–1985	1985–1990	1990–1995	1995–2000	2000–2005	2005–2010
$\Sigma \Delta C_{CO_2(троп.)}$, млн ⁻¹	6	8	7	9	7	8	10	10
$\Sigma \Delta M_{CO_2(троп.)} \cdot 10^{-9}$, т	46	60	54	68	53	61	76	76
$\Sigma \Delta M_{CO_2(п.с.)} \cdot 10^{-9}$, т	5,3	5,6	2,5	5,7	2,1	4,9	10,2	8,5
$[\Sigma \Delta M_{CO_2(троп.)} - \Sigma \Delta M_{CO_2(п.с.)}] \cdot 10^{-9}$, т	40,7	54,4	51,5	62,3	50,9	56,1	65,8	67,5
$[\Sigma \Delta M_{CO_2(п.с.)} / \Sigma \Delta M_{CO_2(троп.)}] \cdot 100$, %	11,5	9,3	4,6	8,4	4,0	8,0	13,4	11,2

Из представленных данных следует, что в каждом из пятилетних циклов, начиная с цикла (1970–1975 гг.), прирост CO_2 в тропосфере составлял ~ от 46 до ~ 76 млрд т, а рост уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания ископаемых топлив за

соответствующие циклы составлял ~ от 2,1 до ~ 10,2 млрд т. При этом разница по пятилетним циклам между ростом массовых уровней содержания CO_2 в тропосфере и соответствующим увеличением уровней выбросов CO_2 с продуктами сжи-

гания ископаемых топлив составляла от ~ 40,7 до ~ 67,5 млрд т. Причем, в рассматриваемый период доля увеличения уровней выбросов CO₂ с продуктами сжигания топлив за пятилетние циклы составляла от 2 до 10 % (в среднем менее 6 %) от соответствующего роста содержания CO₂ в тропосфере, что является следствием антропогенно-экологической деятельности человечества, приводящей к деградации и разрушению систем экосферы. Следует отметить, что если бы человечество

смогло "условно" снизить потребление ископаемых топлив до уровня 1970 г., то рост среднеглобальной среднегодовой ПТВ, при современном состоянии экосферы, будет продолжаться еще многие десятилетия и возможно лишь несколько отодвинет по времени неизбежное глобальное потепление в результате хищнически-потребительской деятельности человечества, экологически предельно опасной как для природы, так и для человека [6, 12].

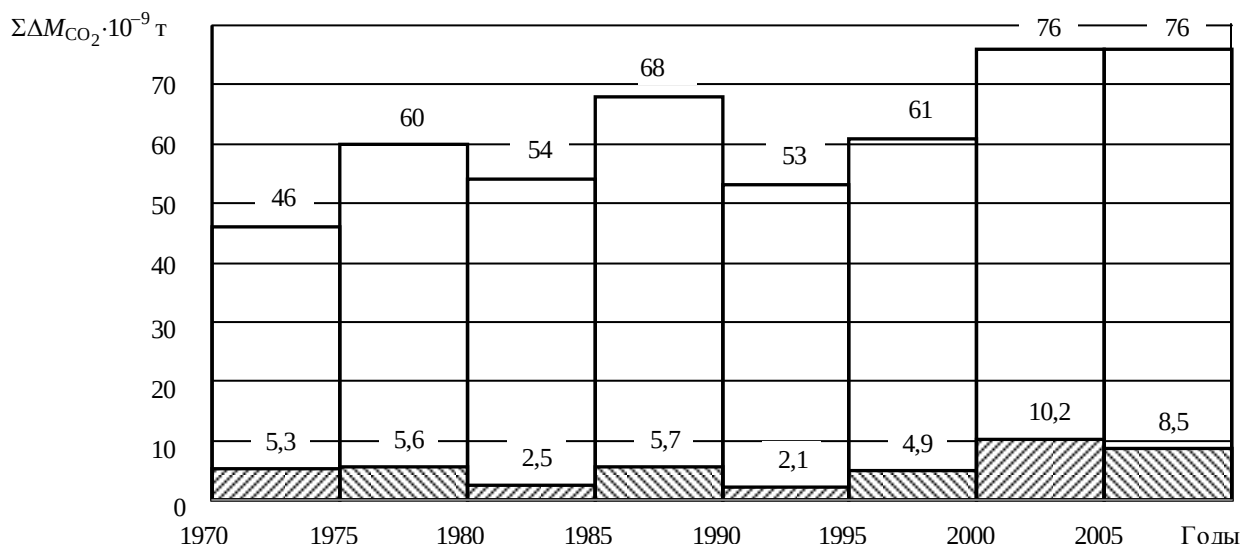


Рис.4. Прирост усредненных массовых уровней CO₂ в тропосфере (верхние показатели) и выбросов CO₂ с продуктами сжигания углеводородных топлив (нижние показатели)

Отмеченные нарушения глобальных циклов круговорота углерода существенно влияют на стратегические подходы к решению проблемы глобального потепления климата на Земле, в основу которых, видимо, должно быть положено: восстановление функциональных возможностей биосферы и важнейших природных регуляторов CO₂, а также – масштабное снижение уровней загрязнения ОС, включая Мировой океан, супертоксикантами, т.е. необходимо реальное проведение экологизации хозяйственной деятельности человечества и каждого человека в отдельности. **Поэтому перспективным в решении проблемы глобального потепления климата на Земле является "экосистемный подход", состоящий в том, что использование природных ресурсов должно опираться на учет способностей нормального функционирования глобальных природных систем жизнеобеспечения и правильным управлением структурой зеленых покровов суши и планеты в целом.**

Полученные результаты указывают на то, что определяющая доля в накоплении CO₂ в тропосфере принадлежит потерянными стокам CO₂ из тропо-

сферы, вследствие антропогенно-экологического воздействия на биосферу Земли, приводящих к деградации и разрушению фотосинтезирующих систем экосферы, включая опустынивание земель, уничтожение лесов и существенное загрязнение ОС супертоксикантами.

Поэтому предельно важным, при изучении истоков и закономерностей роста CO₂ и других ПГ в тропосфере, а также – глобального потепления климата на Земле, является:

- глубокое изучение и комплексное обсуждение биологических, энергетических, химических, геологических и социальных сторон усиления парникового эффекта и глобального потепления климата на Земле;
- обоснование закономерностей антропогенно-экологического воздействия на экосферу планеты и, соответственно, на снижение уровней стоков CO₂ из тропосферы;
- поиск реальных (определяющих) истоков роста массового содержания CO₂ в тропосфере с учетом функционирования совокупности пространственно неоднородных природно-антропогенных

систем и процессов;

– обоснование рациональных путей использования возможностей человечества в решении современных глобальных энерго-экологических климатических проблем [1, 2, 4, 9, 10–12, 23].

Климатическая система Земли является сложной и включает важнейшие составляющие: атмосферу, гидросферу, криосферу, поверхность суши,

биосферу и ее функционирование в значительной степени определяется условиями взаимодействия между ними. Динамическое равновесие CO_2 в атмосфере обуславливается механизмами его переноса между тропосферой, гидросферой и биосферой суши. Схема структуры потоков CO_2 представлены на рис. 5.

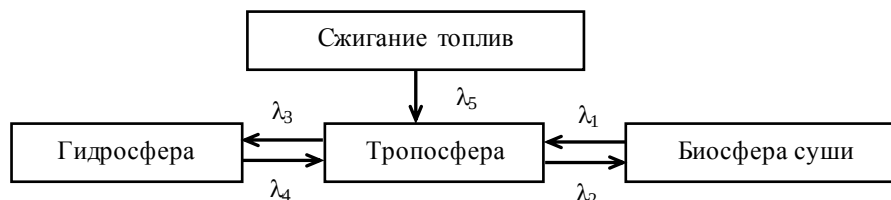


Рис. 5. Потоки CO_2 между тропосферой, гидросферой и биосферой суши,

где $\sum(\lambda_1 + \lambda_4 + \lambda_5)$ – суммарный среднегодовой массовый уровень эмиссий CO_2 в тропосферу; $\sum(\lambda_2 + \lambda_3)$ – среднегодовые уровни поглощения CO_2 фотосинтезирующими системами суши и его растворимость в водах мирового океана

Можно условно предположить, что в 1970 г. наблюдалось равенство в газообмене CO_2 между биосферой суши-тропосферой-гидросферой, т.е.

$$\sum(\lambda_1 + \lambda_4 + \lambda_5) \approx \sum(|\lambda_2| + |\lambda_3|).$$

Следует отметить, что в рассматриваемом историческом периоде (1970 – 2015 гг.), вследствие деградации, разрушения и уничтожения природных экосистем и существенного повышения уровней потребления ископаемых топлив, наблюдалось ежегодное повышение концентрации CO_2 в тропосфере. При этом усредненная доля повышения уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания углеводородных топлив ($\Delta\lambda_5$) за пятилетние циклы составляла в среднем $\sim 6\%$ от соответствующего уровня увеличения содержания CO_2 в тропосфере. Основная же доля роста уровней содержания CO_2 в тропосфере, видимо, обеспечивалась как снижением уровней стока CO_2 из тропосферы, обусловленных уменьшением его поглощения деградированными фотосинтезирующими системами, так и снижением его растворимости в Мировом океане

$$\sum(|\Delta\lambda_2| + |\Delta\lambda_3|) \ll \sum(|\Delta\lambda_1| + |\Delta\lambda_4| + |\Delta\lambda_5|).$$

Поэтому, с большой степенью вероятности, можно утверждать, что среднеглобальное среднегодовое увеличение уровней массового содержания CO_2 в тропосфере в основном определялось ослаблением стоков CO_2 из тропосферы при одновременном росте уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания ископаемых топлив. Это указывает на то, что за период с 1970 г. по 2015 г. существенно снижена способность экосистем суши и Мирового океана аккумулировать углерод из тропосферы,

вследствие загрязнения, деградации и уничтожения систем экосферы, приведших к снижению качества их функционирования, биопродуктивности, средообразующих, в том числе регуляторных и климатообразующих функций.

В проблемах деградации биосферы есть два наиболее серьезных аспекта: во-первых, чрезмерное, не соответствующее установленному природой уровню, антропогенное поглощение и разрушение возобновляемых биологических ресурсов, и, во-вторых, снижение роли биосферы в стабилизации состояния экосферы. Обе проблемы чрезвычайно серьезны, но, вероятно, вторая проблема более важна, потому что она затрагивает основные, глубинные системные процессы функционирования экосферы. Можно считать, что величина антропогенной доли поглощения и разрушения первичной биологической продукции суши – важнейший геоэкологический индекс чрезвычайно неблагоприятного, кризисного состояния экосферы.

Решения 15-ой климатической конференции ООН и предложения последующих климатических конференций были направлены: на реализацию снижения уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания ископаемых топлив (путем снижения выбросов CO_2 двигателей и энергоустановок) и создания транснациональными корпорациями "виртуального рынка" перепродаж свободных единиц сокращения выбросов CO_2 .

США и Китаю, которые ответственны за 40 % мировых выбросов CO_2 в тропосферу с продуктами сжигания топлив, было предложено к 2020 г. снизить годовые уровни выбросов CO_2 на 14–17 % по

сравнению с 2005 г. Учитывая, что в 2005 г. США и Китай совместно выбрасывали в тропосферу $\sim 12 \cdot 10^9$ т CO_2 /год, то возможный годовой уровень снижения CO_2 этими странами в 2020 г. мог бы, соответственно, составить

$$\Delta M_{\text{CO}_2} = 12 \cdot 10^9 \cdot 0,17 = 2 \cdot 10^9 \text{ т } \text{CO}_2/\text{год}.$$

Ряд стран том числе Россия, Украина, Индия, Япония и ряд других, ответственных практически за 60 % мировых промышленных выбросов CO_2 с продуктами сжигания топлив, должны уменьшить годовые уровни промышленных выбросов CO_2 к 2020 г. в среднем на 25 % по сравнению с мировыми выбросами CO_2 в 1990 г., составляющими $\sim 22,6 \cdot 10^9$ т CO_2 /год. При этом возможный уровень годового снижения выбросов CO_2 с продуктами сжигания топлив мог бы составить в 2020 г.

$$\Delta M_{\text{CO}_2} = 22,6 \cdot 10^9 \cdot 0,6 \cdot 0,25 = 3,4 \cdot 10^9 \text{ т } \text{CO}_2/\text{год}.$$

Тогда предложенное суммарное снижение мировых уровней выбросов CO_2 составит $5,4 \cdot 10^9$ т CO_2 /год. Если учесть, что повышение содержания CO_2 в тропосфере на $100 \cdot 10^9$ т приводит к росту среднеглобальной среднегодовой ПТВ примерно на $0,17^\circ\text{C}$ (рис. 3), то указанное снижение выбросов CO_2 в 2020 г. сможет обеспечить уменьшение среднеглобальной среднегодовой ПТВ только на

$$\Delta t_B \approx 0,17 \cdot (5,4 \cdot 10^9 / 100 \cdot 10^9) \approx 0,009^\circ\text{C}.$$

Приведенные данные показывают, что попытка уменьшения уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания топлив – это плохое начало на безнадежном пути замены естественных биосферных регуляторов искусственными, т.е. техносферой.

Растущая политизация проблемы глобального потепления климата на Земле закономерно порождает вопрос, является ли предлагаемые решения эффективными, выражающими реальную тревогу за будущее человечества, развитие мировой и национальных экономик или служат прикрытием политических интересов конкретных стран.

К одной из определяющих причин повышения содержания CO_2 в атмосфере следует считать увеличение антропогенно-экологической нагрузки на природную среду и соответствующее снижение способности уничтожаемых и деградируемых наземных, а также океанических экосистем поглощать CO_2 по мере роста его концентрации в атмосфере. Существенное увеличение содержания CO_2 в атмосфере с 1970 по 2015 гг. связано с "неразумной" хозяйственной деятельностью человечества: неэффективным и все возрастающим использованием природных ресурсов, существенным сокращением площади лесов, в том числе тропических, отсутствие их обновления, загрязнением биоцида-

ми атмосферы, гидросферы, литосферы, приводящее к угнетению, деградации и уничтожению фиторастительности на суше и в океане. Все это способствует ослаблению естественных стоков CO_2 и приводит к снижению уровней поглощения CO_2 фотосинтезирующими системами, уменьшению его растворимости в водах мирового океана.

Глобальное потепление климата – производная ряда проблем современной технократической цивилизации, в том числе:

- предельно быстрый рост численности населения планеты (в два раза – за последние 45 лет) и урбанизация (~ 50 % населения планеты проживает в городах), что приводит: к увеличению потреблению ресурсов и энергии, опустыниванию и загрязнению суши и мирового океана, снижению удельного производства продуктов питания (на планете голодают более 1 млрд человек);

- ограниченность природных ресурсов; обеспеченность экономики природными ресурсами долгое время не воспринималась как зависимость от законов экологии, но по мере роста производства эта зависимость стала проявляться чаще и масштабнее;

- современная технократическая цивилизация, характеризуемая деградацией и разрушением систем жизнеобеспечения, снижением естественной биологической продуктивности; в ОС ежегодно с продуктами сжигания топлив выбрасывается сотни миллионов тонн токсичных и супертоксичных ингредиентов, включая канцерогенно-мутагенные, которые способствуют дальнейшей деградации и трансформации фотосинтезирующих систем экосфер суши и Мирового океана.

Уровни антропогенного теплового загрязнения ОС не превышают сотых долей процента от уровня солнечной энергии, достигающей поверхности Земли, и составляют всего лишь несколько процентов от ее периодических изменений, обусловленных космическими факторами.

Пути мирового сообщества к выживанию и устойчивому развитию противоречивы и трудны. Для стабилизации климата на планете и оздоровления ОС, а также – обеспечения дальнейшего устойчивого развития цивилизации или, вернее, – выживания человеческого общества, человечеству необходимо осознать что:

- дальнейшее развитие общества сверхпотребления приведет к глобальной экологической катастрофе и к коллапсу цивилизации;

- требуются глубокие качественные изменения технологий производств, стереотипов ценностей и обеспечение права людей на безопасную среду жизни;

– необходима замена мира ресурсоемкого, металлонефтяного, машинно-технологического миром наукоемким, информационным, биотехнологическим.

Выводы

Предполагаемое в ближайшие десятилетия увеличение производства в 2 раза и использования энергии человечеством не является ограничивающим, с точки зрения глобального потепления климата на планете.

Человечеству, включая международные организации, необходимо скоординировать свои действия на решении первостепенных стратегических задач:

– сохранение важнейших природных регуляторов концентрации CO_2 в тропосфере: экосистем Мирового океана, куда идет основной сток CO_2 , а также – естественной биоты Земли, включая увеличение объемов и продуктивности фотосинтеза на планете (восстановление и посадка новых лесных массивов, соответствующее рациональное расширение угодий под кормовые и продуктивные растения, в том числе с использованием искусственных фотосинтетиков и т.д.), что обеспечит оздоровление биосферы, повышение интенсивности стоков CO_2 из тропосферы, снижение неравновесия в потоках углерода и биогенов, а также расширение продовольственного потенциала планеты;

– экологизация хозяйственной деятельности, в первую очередь промышленности, энергетики, транспорта, быта, на основе использования наукоемких энергосберегающих и экологически чистых технологий, в том числе применение в промышленности технологий с замкнутыми производственными циклами, не нарушающими природного равновесия, что приведет к существенному снижению попадания в биосферу чуждых ей примесей антропогенного происхождения, к повышению эффективности функционирования и продуктивности фотосинтеза и, соответственно, к увеличению поглощения CO_2 из тропосферы; одной из важнейших задач для человечества при решении экологических проблем является минимизация загрязнения ОС супертоксикантами, в первую очередь, канцерогенно-мутагенными ингредиентами;

– экономизация хозяйственной деятельности на основе внедрения новых высокоэффективных технологий использования природных ресурсов, в том числе высокоэкономичных и экологически чистых технологий сжигания как традиционных, так и альтернативных энергоносителей, а также технологий – с более широким применением возобновляемых источников энергии

Список литературы:

1. Кондратьев К.Я. Моделирование глобального круговорота углерода / К.Я. Кондратьев, В.Ф. Крапивин. – М.: Физ. мат. лит. – 2004. – 336 с.
2. Биотическая регуляция окружающей среды / В.В. Гориков [и др.] // Экология. – 1999. – № 2. – С. 105 – 113.
3. Монин А.С. Новое о климате / А.С. Монин, А.А. Берестов // Вестник РАН. – 2005. – Т. 75, № 2. – С. 126 – 138.
4. Кондратьев С.М. Климат Земли и «Протокол Киото» / С.М. Кондратьев, К.С. Демырчан // Вестник РАН. – 2001. – Т. 71, № 11. – С. 1002 – 1009.
5. Макарьева А.М. Парниковый эффект и проблема устойчивости среднелобальной температуры земной поверхности / А.М. Макарьева, В.Г. Гориков // Доклады РАН. – 2001. – Т. 376, № 6. – С. 810 – 814.
6. Арutyонов В.С. Глобальное потепление: миф или реальность, катастрофа или благо? / В.С. Арutyонов // Рос. хим. ж. (Ж. Рос. хим. об-ва им. Д.И. Менделеева). – 2005. – Т. XLIX, № 4. – С. 102 – 109.
7. Мелешко В.П. Потепление климата: причины и последствия / В.П. Мелешко // Химия и жизнь. – 2007. – № 4. – С. 1 – 7.
8. Гулев С.К. Глобальное потепление продолжается / С.К. Гулев, В.М. Катцов, О.Н. Соломина // Вестник РАН. – 2008. – Т. 78, № 1. – С. 20 – 27.
9. Подрезов О.А. Изменение современного климата / О.А. Подрезов // Вестник КРСУ. – 2009. – Т. 9, № 1. – С. 123 – 137.
10. Лосев К.С. Парадоксы борьбы с глобальным потеплением / К.С. Лосев // Вестник РАН. – 2009. – Т. 79, № 1. – С. 36 – 40.
11. Морев С.Ю. Климатические проблемы XXI века / С.Ю. Морев // Успехи современного естествознания. – 2012. – № 3. – С. 65 – 68.
12. Проблемы глобального потепления климата / Ю.М. Мацевитый [и др.] // Экология и промышленность: сб. науч. тр. – 2012. – № 1. – С. 18 – 23.
13. Гориков В.Г. Природа наблюдаемой устойчивости климата Земли / В.Г. Гориков, А.М. Макарьева // Геоэкология, инженерная геология, гидрогеология, геокриология. – 2006. – № 6. – С. 483 – 495.
14. Безель В.С. Роль травянистых растительных сообществ в формировании биогенных циклов химических элементов / В.С. Безель, Т.В. Жуйкова // Поволжский экологический журнал. – 2010. – № 3. – С. 219 – 229.
15. Канило П.М. Проблемы сжигания ископаемых топлив: ограниченность их запасов, экоцид и глобальное потепление климата / П.М. Канило, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания: сб. научн. тр. – 2010. – № 2. – С. 104 – 109.
16. Канило П.М. Влияние автотранспорта и энергетики на потепление климата / П.М. Канило, Н.В. Внукова, К.В. Костенко // Автомоб. транспорт: сб. научн. тр. – 2010. – Вып. 48. – С. 170 – 175.
17. Канило П.М. Антропогенно-экологические составляющие глобального потепления климата / П.М. Канило, К.В. Костенко // Проблемы машиностроения. – 2010. – Т. 13, № 4. – С. 68 – 76.
18. Канило П.М. Глобальное потепление климата, пути и возможности человечества в разрешении этой проблемы / П.М. Канило, В.В. Соловей // Вісник інженерної академії: зб. науков. праць – 2010. – № 3, 4. – С. 220 – 226.
19. Бондаренко А.Л. Настоящее и будущее Гольфстрима / А.Л. Бондаренко, В.В. Жмур // Природа. – 2007. – № 7. – С. 1 – 9.
20. Малинин В.Н. Гольфстрим и климат Европы / В.Н. Малинин // Общество, среда, развитие. – 2012. – № 1. – С. 213 – 220.
21. BP-statistical-review-of-world-energy-2014-full-report [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.bp.com/statisticalreview>. – 2.09.2014.
22. Канило П.М. Автотранспорт. Топливо-экологические проблемы и перспективы: Монография / П.М. Канило. – Харьков:

Харьков. нац. автотор. ун-т. – 2013. – 272 с. 23. Канило П.М. Глобальное потепление климата. Антропогенно-экологическая реальность: монография / П.М.Канило. – Харьков: ХНАДУ, 2015. – 312 с.

Bibliography (transliterated):

1. Kondrat'ev K.Ja. Modelirovanie global'nogo krugovorota ugleroda / K.Ja. Kondrat'ev, V.F. Krapivin. – M.: Fiz. mat. lit. – 2004. – 336 s. 2. Bioticheskaja reguljacija okruzhajushhej sredy / V.V. Gorshkov [i dr.] // Jekologija. – 1999. – № 2. – S. 105–113. 3. Monin A.S. Novoe o klimате / A.S. Monin, A.A. Berestov // Vestnik RAN. – 2005. – T. 75, № 2. – S. 126–138. 4. Kondrat'ev S.M. Klimat Zemli i «Protokol Kioto» / S.M. Kondrat'ev, K.S. Demyrchan // Vestnik RAN. – 2001. – T. 71, № 11. – S. 1002–1009. 5. Makar'eva A.M. Parnikovyy jeffekt i problema ustojchivosti sredneglobal'noj temperatury zemnoj poverhnosti / A.M. Makar'eva, V.G. Gorshkov // Doklady RAN. – 2001. – T. 376, № 6. – S. 810–814. 6. Arutjunov V.S. Global'noe poteplenie: mifili real'nost', katastrofa ili blago? / V.S. Arutjunov // Ros. him. zh. (Zh. Ros. him. ob-va im. D.I. Mendeleeva). – 2005. – T. XLIX, № 4. – S. 102–109. 7. Meleshko V.P. Poteplenie klimata: prichiny i posledstviya / V.P. Meleshko // Himija i zhizn'. – 2007. – № 4. – S. 1–7. 8. Gulev S.K. Global'noe poteplenie prodolzhaetsja / S.K. Gulev, V.M. Katcov, O.N. Solomina // Vestnik RAN. – 2008. – T. 78, № 1. – S. 20–27. 9. Podrezov O.A. Izmenenie sovremennogo klimata / O.A. Podrezov // Vestnik KRSU. – 2009. – T. 9, № 1. – S. 123–137. 10. Losev K.S. Paradoksy bor'by s global'nym potepleniem / K.S. Losev // Vestnik RAN. – 2009. – T. 79, № 1. – S. 36–40. 11. Morev S.Ju. Klimaticheskie problemy XXI veka / S.Ju. Morev // Uspehi sovremennogo estestvoznaniya. – 2012. – № 3. – S. 65–68. 12. Problemy global'nogo potepleniya klimata /

Ju.M. Macevityj [i dr.] // Jekologija i promyshlennost': sb. nauch. tr. – 2012. – № 1. – S. 18–23. 13. Gorshkov V.G. Priroda nabljudae-moj ustojchivosti klimata Zemli / V.G. Gorshkov, A.M. Makar'eva // Geojekologija, inzhenernaja geologija, gidrogeologija, geokriologija. – 2006. – № 6. – S. 483–495. 14. Bezel' V.S. Rol' travjanistykh rastitel'nykh soobshhestv v formirovanii biogennykh ciklov himicheskikh jelementov / V.S. Bezel', T.V. Zhujkova // Povolzhskij jekologicheskij zhurnal. – 2010. – № 3. – S. 219–229. 15. Kaniло P.M. Problemy szhiganiya iskopaemykh topliv: ogranichenost' ih zapasov, jekocid i global'noe poteplenie klimata / P.M. Kaniло, I.V. Parsadanov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya: sb. nauchn. tr. – 2010. – № 2. – S. 104–109. 16. Kaniло P.M. Vliyanie avtotransporta i jenergetiki na poteplenie klimata / P.M. Kaniло, N.V. Vnukova, K.V. Kostenko // Avtomob. transport: sb. nauchn. tr. – 2010. – Vyp. 48. – S. 170–175. 17. Kaniло P.M. Antropogenno-jekologicheskie sostavljajushhie global'nogo potepleniya klimata / P.M. Kaniло, K.V. Kostenko // Problemy mashinostroeniya. – 2010. – T. 13., № 4. – S. 68–76. 18. Kaniло P.M. Global'noe poteplenie klimata, puti i vozmozhnosti chelovechestva v razreshenii jetoj problemy / P.M. Kaniло, V.V. Solovej // Visnik inzhenernoї akademії: zb. nauchn. prac' – 2010. – № 3, 4. – S. 220–226. 19. Bondarenko A.L. Nastojashhee i budushhee Gol'fstrima / A.L. Bondarenko, V.V. Zhmur // Priroda. – 2007. – № 7. – S. 1–9. 20. Malinin V.N. Gol'fstrim i klimat Evropy / V.N. Malinin // Obshhestvo, sreda, razvitie. – 2012. – № 1. – S. 213–220. 21. BP-statistical-review-of-world-energy-2014-full-report [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.bp.com/statisticalreview>. – 2.09.2014. 22. Kaniло P.M. Avtotransport. Toplivno-jekologicheskie problemy i perspektivy: Monografija / P.M. Kaniло. – Har'kov: Har'kov. nac. avtotor. un-t. – 2013. – 272 s. 23. Kaniло P.M. Global'noe poteplenie klimata. Antropogenno-jekologicheskaja real'nost': monografija / P.M. Kaniло. – Har'kov: HNADU, 2015. – 312 s.

Поступила в редакцию 26.06.2015 г.

Канило Павел Макарович – доктор техн. наук, профессор, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, проректор по научной работе, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Парсаданов Игорь Владимирович – доктор техн. наук, главный научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

ТЕПЛОВА ЕНЕРГЕТИКА, ДВЗ ТА ГЛОБАЛЬНЕ ПОТЕПЛІННЯ КЛІМАТУ

П.М. Канило, А.П. Марченко, І.В. Парсаданов

Обґрунтовується висновок, що найважливішою складовою глобальних криз на Землі, в тому числі сучасного потепління клімату, є господарська (хижацьки-надспоживча) діяльність людства, що все збільшується чисельно, включаючи істотне підвищення рівнів неефективного використання природних ресурсів, а також – гранично небезпечне забруднення середовища життя супертоксикантами. Все це призвело до пригнічення, деградації, руйнування і знищення систем екосфери, зміни глобальних потоків вуглецю і кисню, зниженню стоків діоксиду вуглецю і накопиченню парникових газів в тропосфері та, як наслідок, – до глобального потепління клімату.

INTERNAL COMBUSTION ENGINES AND GLOBAL CLIMATE WARMING

P.M. Kaniло, A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov

Substantiates the finding that the key component contributing to global crises on Earth, including current warming, is the economic (predatory and hyper-consumption) activity of the ever-increasing human population, including the significant growth in inefficient use of natural resources, as well as the extremely hazardous environmental pollution by supertoxicants. All this has led to suppression, degradation, destruction and annihilation of ecosphere systems, changes in the global flow of carbon and oxygen, reduction of carbon dioxide drain and accumulation of greenhouse gases in the troposphere and, as a consequence, to global warming.

І.В. Парсаданов, М.Д. Сахненко, М.В. Ведь, І.М. Карягін, В.О. Хижняк, Д.С. Андрощук

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИЗЕЛЯ З КАТАЛІТИЧНИМ ПОКРИТТЯМ ПОВЕРХНІ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

В статті представлені результати стендових досліджень ефективності нейтралізації токсичних речовин з відпрацьованими газами одноциліндрового дослідного дизеля з нанесеними каталітичними покриттями на поверхні камери згоряння в поршні на основі оксидів марганцю та кобальту.

Вступ

Для ДВЗ пріоритетними задачами сьогодні є зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами (ВГ). До небезпечних компонентів ВГ дизеля відносять оксиди азоту (NO_x), вуглеводні (СН), монооксид вуглецю (СО) та тверді частинки (ТЧ). Для їх зменшення існує комплекс заходів, зокрема таких, як використання відновлювальних та окислювальних нейтралізаторів, сажових фільтрів, рециркуляції ВГ, селективної очистки за допомогою сечовини тощо. Втілення зазначених засобів потребує внесення суттєвих змін у конструкцію ДВЗ, що, в свою чергу, зумовлює ускладнення та підвищення вартості двигуна [1].

Одним з перспективних напрямків з підвищення ефективності нейтралізації токсичних речовин з ВГ ДВЗ є впровадження *внутрішньоциліндрового каталізу*. Внутрішньо-циліндровий каталіз дозволяє підвищити швидкість протікання окислювальних і відновлювальних реакцій під дією каталітичного шару покриття, яке наноситься на поверхню камери згоряння (КЗ) [2].

Метою дослідження було виявлення ефективності забезпечення внутрішньоциліндрової нейтралізації NO_x та СО при нанесенні каталітичного покриття на поверхні камери згоряння в поршні на основі оксидів марганцю та кобальту.

В Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» (НТУ «ХПІ») на кафедрі фізичної хімії з використанням методу плазово-електролітичного оксидування поверхні алюмінієвого сплаву АЛ25 запропонована технологія нанесення каталітичного покриття на основі оксидів марганцю та кобальту (рис. 1 та 2) [3]. Товщина нанесеного покриття КЗ знаходиться у межах 3-7 мкм.

Дослідження проведені на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння НТУ «ХПІ» на одноциліндровому дослідному дизелі по навантажувальним характеристикам при частотах обертання колінчастого валу 1200 хв^{-1} , 1400 хв^{-1} .



Рис. 1. Поршень з каталітичним покриттям на основі оксиду марганцю



Рис. 2. Поршень з каталітичним покриттям на основі оксиду кобальту

Програма досліджень складалась з наступних етапів:

- підготовка одноциліндрового дослідного відсіку, приладів та обладнання для контролю за параметрами роботи дизеля, перевірка справності роботи газоаналізатора;
- проведення випробувань одноциліндрового дизеля з визначенням годинної витрати палива та емісії токсичних речовин з ВГ по навантажуваль-

ним характеристикам: з серійним поршнем, з поршнем з каталітичним покриттям на основі оксиду марганцю і з поршнем з каталітичним покриттям на основі оксиду кобальту;

– опрацювання отриманих результатів досліджень.

Експериментальна установка

Дослідна експериментальна установка, що представлена на рис. 3, складається з одноциліндрового дизеля (діаметр циліндра 120 мм, хід поршня 140 мм), навантажувального пристрою, пускового електродвигуна, ваг для визначення витрати палива, паливного бака, панелі керування установкою, повітряного ресивера, витратоміра повітря фірми «Bosch», автономного масляного насосу і насосу охолоджуючої рідини, контрольно-вимірювального обладнання, термопар, датчиків тощо.



Рис. 3. Дослідна експериментальна установка

Випробування проводилися на стандартному дизельному пальному, при приблизно рівних атмосферних умовах. Для визначення концентрацій NO_x та CO під час проведення досліджень використовувався газоаналізатор «ОКСІ – 5М – 5Н».

При каталітичному згорянні окиснення палива відбувається на поверхні твердого каталізатора при температурах 650-1200 К, що впливає на особливості вигорання палива у пристінковій зоні і утворенні NO_x і CO .

На рис. 4-7 наведені зміни годинної витрати палива (G_p), емісії NO_x та CO за навантажувальними характеристиками при частоті обертання колінчастого валу дизеля 1200 хв^{-1} і 1400 хв^{-1} з досліджуваними варіантами покриття поршнів в порівнянні з серійним поршнем.

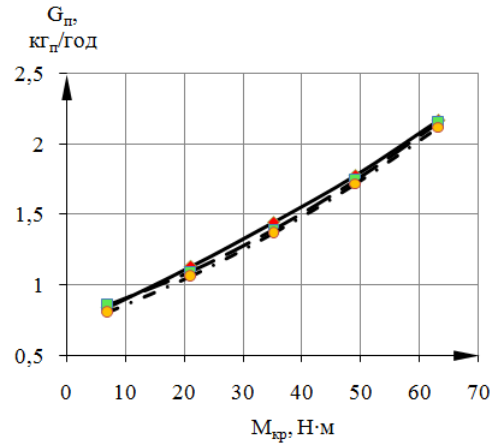


Рис. 4. Зміна годинної витрати палива в залежності від навантаження при $n=1200 \text{ хв}^{-1}$
—●— Без покриття; —■— Mn; —●— Co

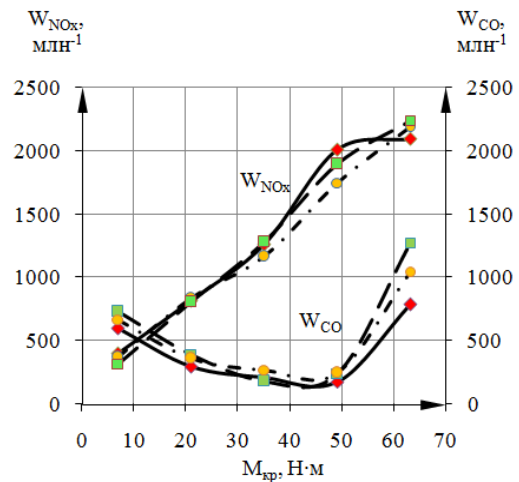


Рис. 5. Зміна емісії оксидів азоту та монооксиду вуглецю в залежності від навантаження при $n=1200 \text{ хв}^{-1}$
—●— Без покриття; —■— Mn; —●— Co

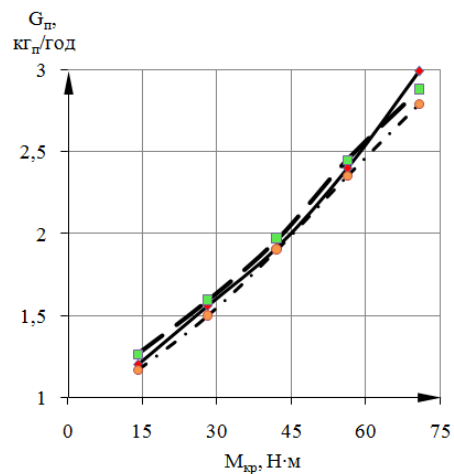


Рис. 6. Зміна годинної витрати палива в залежності від навантаження при $n=1400 \text{ хв}^{-1}$
—●— Без покриття; —■— Mn; —●— Co

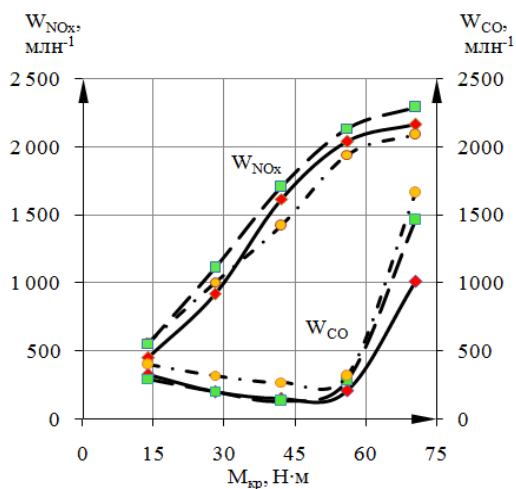


Рис. 7. Змінення емісії оксидів азоту та монооксиду вуглецю в залежності від навантаження при $n=1400 \text{ хв}^{-1}$
 —●— Без покриття; —■— Mn; —●— Co

Аналіз результатів досліджень показує, що при використанні каталітичного покриття на основі оксиду марганцю в порівнянні з серійним поршнем практично не змінюється годинна витрата палива (рис. 4 та 6). Однак каталітичне покриття на основі оксиду кобальту дозволяє знизити витрату палива дизеля в межах 1-3%.

На емісію NO_x (рис. 5 та 7) каталітичне покриття на основі оксиду марганцю практично не впливає, проте каталітичне покриття на основі оксиду кобальту дозволяє знизити в діапазоні навантажень від 50 до 100% емісію NO_x (коли викиди оксиду азоту найбільш значні) на 4-5%. При низьких навантаженнях в діапазоні від 10 до 40 % викиди оксидів азоту дещо зростають.

Аналіз емісії CO (рис. 5 та 7) показав, що викиди монооксиду вуглецю є нижчими для дизеля з серійним поршнем, ніж для поршнів з нанесеними

каталітичними покриттями на поверхні КЗ. Зростання емісії монооксиду вуглецю пов'язано з особливостями протікання реакцій у пристінкових зонах КЗ в присутності каталізатора.

Висновки

Попередні результати дослідження одногоциліндрового дизеля з каталітичним покриттям поверхні КЗ поршня показали, що використання каталітичних покриттів дозволяє впливати на особливості вигорання палива у пристінкових зонах, що, в свою чергу, знижує годинну витрату палива на 1-3% та має вплив на його екологічні показники.

Покриття поршня оксидом кобальту забезпечує зменшення викиду NO_x на режимах, де концентрація NO_x найбільш значна.

Викиди CO при використанні каталізаторів на поверхні камери згорання в поршні на основі оксидів марганцю та кобальту дещо збільшуються.

Список літератури:

1. Рыкова И.В. Пути экологизации рабочего цикла ДВС / И.В. Рыкова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 31 (1004). – с. 111-115.
2. Власенко В. М. Экологический катализ [Текст] : монография / В. М. Власенко. – К. : Наук. думка, 2010. – 238 с.
3. Ведь М.В. Формирование каталитически активных покрытий на рабочих поверхностях камер сгорания / М.В. Ведь, Н.Д. Сахненко, Д.С. Андрощук, Т.П. Ярошок // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – № 2. – с. 73-76.

Bibliography (transliterated):

1. Ryikova I.V. Puti ekologizatsii rabocheho tsikla DVS / I.V. Ryikova // Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – Kh.: NTU «KhPI», 2013. – № 31 (1004). – s. 111-115.
2. Vlasenko V. M. Ekologicheskii kataliz [Tekst] : monografiya / V. M. Vlasenko. – K. : Nauk. dumka, 2010. – 238 s.
3. Ved' M.V. Formirovaniye kataliticheskii aktivnykh pokrytij na rabochih poverhnostyah kamer sgoraniya / M.V. Ved', N.D. Sahnenko, D.S. Androshhuk, T.P. Yaroshok // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2014. – № 2. – s. 73-76.

Надійшла до редакції 20.07.2015 р.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, професор, заст. зав. кафедрою двигуни внутрішнього згорання з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Україна, Харків, вул. Фрунзе, 21, тел.: (057) 707-60-89, E-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Сахненко Микола Дмитрович – доктор техн. наук, професор, зав. кафедрою фізичної хімії Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Україна, Харків, вул. Фрунзе, 21, тел.: (057) 707-63-27, E-mail: sakhnenko@kpi.kharkov.ua.

Ведь Марина Віталіївна – доктор техн. наук, професор, кафедра загальної та неорганічної хімії Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Україна, Харків, вул. Фрунзе, 21, тел.: (057) 707-61-04, E-mail: vmv@kpi.kharkov.ua.

Карягін Ігор Миколайович – старший науковий співробітник, кафедра двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Україна, Харків, вул. Фрунзе, 21, тел.: (093)-276-06-27, E-mail: karyagin@gmail.com.

Хижняк Володимир Олександрович – аспірант, кафедра двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Україна, Харків, вул. Фрунзе, 21, тел.: (063)-794-94-40, E-mail: Leo_18@ukr.net.

Андрощук Дмитро Степанович – аспірант, кафедра фізичної хімії Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Україна, Харків, вул. Фрунзе, 21, тел.: (063)-248-08-95, E-mail: Li-pol@i.ua.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИЗЕЛЯ С КАТАЛИТИЧЕСКИМ ПОКРЫТИЕМ НА ПОВЕРХНОСТИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

И.В. Парсаданов, Н.Д. Сахненко, М.В. Ведь, И.Н. Карягин, В.А. Хижняк, Д.С. Андрощук

В статье представлены результаты стендовых исследований эффективности нейтрализации токсических веществ с отработанными газами одноцилиндрового опытного дизеля с нанесенными каталитическими покрытиями на поверхности камеры сгорания в поршне на основе оксидов марганца и кобальта.

THE RESEARCH OF THE DIESEL ENGINE WITH A CATALYTIC COATING ON THE SURFACE OF THE COMBUSTION CHAMBER

I.V. Parsadanov, M.D. Sakhnenko, M.V. Ved', I.N. Kariagin, V.O. Khyzhniak, D.S. Androshhuk

The article deals with the results of bench testing of the efficiency of toxic substances neutralization with exhaust gases of the experienced single-cylinder diesel engine with a catalytic coating on the surface of the combustion chamber in the piston on the basis of manganese and cobalt oxides.

УДК 621.43.068

И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук, Е.А. Холкина, Е.А. Гречишкина

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫБРОСОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ РАБОТЫ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Обоснована необходимость создания новых расчетных методов оценки содержания твердых частиц в отработавших газах при работе дизелей на неуставившихся режимах испытаний. Разработана методика исследований, с помощью которой экспериментально установлена регрессионная зависимость для определения отклонений концентраций твердых частиц в отработавших газах на неуставившихся и установившихся режимах работы автотракторного дизеля 4ЧН12/14.

Введение

Высокая стоимость и трудоемкость обслуживания оборудования для определения массовых выбросов твердых частиц (ТЧ) с отработавшими газами (ОГ) дизелей вызывают необходимость разработки косвенных (расчетных) методов определения содержания ТЧ в ОГ. Расчетные методы основаны на оценке выбросов ТЧ по показателю дымности (оптической непрозрачности) ОГ [1], показателям дымности и концентрации газообразных углеводородов [2], показателям дымности, содержания серы и концентраций тяжелых углеводородов в топливе [3] и др.

Расчетные методы используются при оценке результатов испытаний дизелей на отдельных установившихся режимах и среднеэксплуатационных выбросах ТЧ, которые определяются по результатам испытательных циклов, в частности, циклов ESC (European Stationary Cycle) [4], 8 - ступенчатого цикла R-96 [5] и др.

С началом использования при проведении сертификационных испытаний дизелей транзитных циклов - ETC (European Transient Cycle) [4], WTVС (Worldwide Transient Vehicle Cycle) [6], WHTC (Worldwide heavy-duty transient cycle) [7] и др., которые предусматривают работу дизелей на неуставившихся (переходных) режимах, возникла необходимость в корректировке расчетных методов контроля выбросов ТЧ. Сущность такой кор-

ректировки состоит в учете при косвенном определении содержания ТЧ в ОГ на неуставившемся режиме испытаний поправки ΔC_{pt} :

$$C_{pt}^d = C_{pt}^s + \Delta C_{pt}, \text{ г/кг}, \quad (1)$$

где C_{pt}^d , C_{pt}^s - концентрации ТЧ, определяемые на неуставившемся и установившемся режимах, соответственно, при одинаковых значениях частоты вращения коленчатого вала - n (мин⁻¹) и нагрузки - L (%).

Постановка задачи

Цель исследований состояла в разработке методики установления регрессионной зависимости для определения отклонений концентраций ТЧ в ОГ дизеля на неуставившихся и установившихся режимах режимах - ΔC_{pt} в ходе испытаний автотракторного дизеля 4ЧН12/14 с использованием частичнопоточной системы контроля выбросов ТЧ - микротуннеля МКТ-2 [8].

Результатам предыдущих исследований авто-ров показали, что эта зависимость может быть представлена в виде полинома 1-й степени:

$$\Delta C_{pt} = K_n \left(\frac{\Delta n}{\Delta t} \right) + K_L \left(\frac{\Delta L}{\Delta t} \right), \quad (2)$$

где K_n и K_L - коэффициенты, которые определяют в ходе эксперимента;

Δn , ΔL - приращения в течение продолжительности неуставившегося режима Δt относительных

величин:

$$\bar{n} = \frac{n - n_{idle}}{n_{nom} - n_{idle}}, \quad \bar{L} = \frac{M_k}{M_{k(max)}}.$$

Таким образом, задача установления регрессионной зависимости (2) сводится к определению коэффициентов K_n и K_L .

Методика определения коэффициентов регрессионной зависимости для установления величины ΔC_{pt}

Процедура определения коэффициентов K_n и K_L представляет собой 3 цикла испытаний, проводимых последовательно друг за другом (рис. 1):

А) цикл из 5-ти установившихся режимов работы дизеля;

В) цикл из 10-ти неустановившихся режимов работы дизеля с продолжительностью $\Delta t = 20$ с (который состоит из 4-х пар основных режимов с одинаковыми значениями одной из величин Δn или ΔL при нулевом значении другой величины в каждой паре и 2-х контрольных режимов с различными значениями величин Δn и ΔL);

С) цикл из 3-х повторений неустановившегося режима с $\bar{\Delta L} = 0,35$, $\bar{\Delta n} = 0$ с разной продолжительностью Δt : 10, 20 и 30 с.

В результате выполнения цикла А измеряются значения концентраций ТЧ C_{pt}^{st} , которые соответствуют начальным и конечным значениям параметров n и L неустановившихся режимов испытаний, реализуемых в циклах В и С. При этом величины n и L варьируются в диапазоне 1250 ... 2000 мин⁻¹ ($\bar{n} = 0,4 \dots 0,8$) и 30 ... 100% ($\bar{L} = 0,3 \dots 1,0$).

В результате выполнения цикла В определяются коэффициенты:

- K_L при возрастании L на 35% ($\bar{\Delta L} = 0,35$) при различных начальных значениях величины n (циклы 1→2 та 2→3);

- K_L при снижении L на 35% ($\bar{\Delta L} = -0,35$) при различных начальных значениях величины n (циклы 3→2 та 2→1).

- K_n при возрастании n на 250 мин⁻¹ ($\bar{\Delta n} = 0,2$) при различных начальных значениях величины L (циклы 4→2 та 2→5);

- K_n при снижении n на 250 мин⁻¹ ($\bar{\Delta n} = -0,2$) при различных начальных значениях величины L (циклы 5→2 та 2→4),

а также (на контрольных режимах) оценивается точность зависимости (1) при определении мгновенной концентрации ТЧ при одновременном изменении величин n и L .

В ходе обработки результатов испытаний для каждой из указанных пар основных режимов работы дизеля рассчитываются: среднее значение соот-

ветствующего коэффициента, а также его абсолютное и относительное отклонение.

Для определения величин K_n и K_L на каждом неустановившемся режиме испытаний используются формулы:

$$K_n = \frac{\Delta C_{pt0}}{(\bar{\Delta n} / \Delta t)}, \quad (\text{г} \cdot \text{с}) / \text{кг}, \quad (3)$$

$$K_L = \frac{\Delta C_{pt0}}{(\bar{\Delta L} / \Delta t)}, \quad (\text{г} \cdot \text{с}) / (\text{кг}), \quad (4)$$

где ΔC_{pt0} - отклонения концентраций ТЧ, измеренных на неустановившемся и установившемся режимах работы дизеля с использованием МКТ-2.

В результате выполнения цикла С определяются: среднее значение коэффициента K_L и его среднее квадратичное отклонение (S_{KL}) при возрастании нагрузки на вал двигателя в диапазоне варьирования продолжительности неустановившегося режима $\Delta t = 10 \dots 30$ с:

$$K_L = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 K_{Li}; \quad (5)$$

$$S_{KL} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^3 (K_L - K_{Li})^2}{m \cdot (m-1)}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^3 (K_L - K_{Li})^2}{6}}, \quad (6)$$

где i – индекс режима испытаний;

$m = 3$ – количество режимов в испытательном цикле.

Результаты исследований и их анализ

В соответствии с приведенной методикой проведены испытания дизеля 4ЧН12/14 по циклам А, В и С (см. рис. 1), в ходе которых с помощью МКТ-2 были измерены концентрации ТЧ в ОГ на установившихся - C_{pt0}^{st} и неустановившихся - C_{pt0}^d режимах работы дизеля.

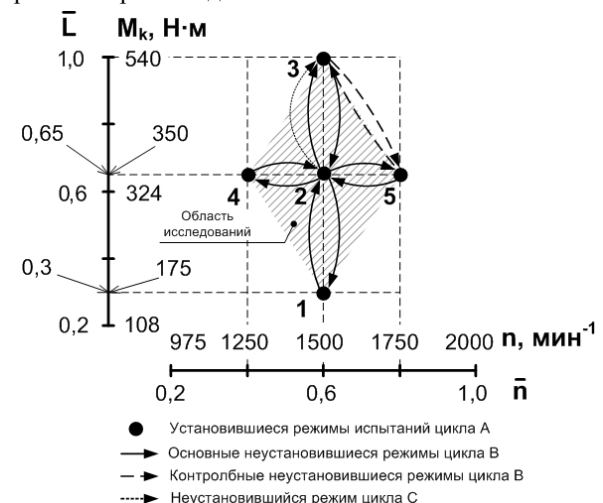


Рис. 1. Установившиеся и неустановившиеся режимы испытаний, которые используются для определения коэффициентов K_n и K_L

В ходе выполнения цикла А установлены значения C_{pt0}^{st} на 5-ти установившихся режимах работы дизеля (рис. 2, табл. 1), которыми начинались и заканчивались неустановившиеся режимы циклов В и С. Значение C_{pt0}^{st} на неустановившихся режимах испытаний определялось как среднее арифметическое из начальной и конечной концентраций ТЧ, определенных на соответствующих установившихся режимах.

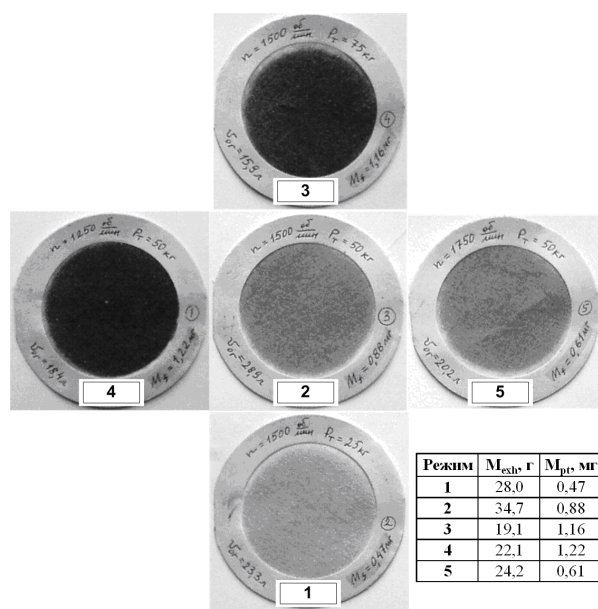


Рис. 2. Фильтры с ТЧ, собранными на установившихся режимах испытаний цикла А

В ходе выполнения цикла В установлены значения коэффициентов K_n и K_L при росте и уменьшении величин $\Delta \bar{n}$ и $\Delta \bar{L}$, а также оценена точность зависимости (2) для определения величины ΔC_{pt} . Результаты исследований, полученные при варьировании величин $\bar{n}$ и $\bar{L}$ в диапазонах $\bar{n} = 0,4 \dots 0,8$ и $\bar{L} = 0,3 \dots 1,0$ и продолжительности не-

установившихся режимов $\Delta t \approx 20$ с, показали следующее (табл. 2, рис. 3):

- при возрастании одной из величин $\Delta \bar{n}$ или $\Delta \bar{L}$ при постоянном значении другой величины средние значения коэффициентов K_n и K_L составляют 0,96 и 1,79, соответственно; при этом абсолютные и относительные отклонения величин K_n и K_L от средних значений составляют: $\pm 0,08$ (г·с)/кг, или 8,3% и $\pm 0,06$ (г·с)/кг, или 3,4%, соответственно; таким образом нагрузка L имеет в 1,9 раз более существенное влияние на величину ΔC_{pt} чем число оборотов коленчатого вала двигателя n ;

- при снижении одной из величин $\Delta \bar{n}$ или $\Delta \bar{L}$ при постоянном значении другой величины значения коэффициентов K_n и K_L являются не существенными и могут не учитываться, поскольку отклонения концентраций ТЧ, измеренных на неустановившихся и установившихся режимах испытаний составляют $\Delta C_{pt0} = -0,005 \dots 0,006$ г/кг, что сопоставимо с пределом чувствительности МКТ-2 - $\pm 0,005$ [8];

- абсолютные отклонения расчетных значений величины ΔC_{pt} , определенных с помощью зависимости (2), от экспериментальных данных, полученных в ходе выполнения 2-х контрольных неустановившихся режимов, составляют -0,003 г/кг и 0,004 г/кг, что сопоставимо с пределом чувствительности МКТ-2; это подтверждает значимость полученных значений коэффициентов K_n и K_L и практическую пригодность зависимости (2) для определения величины ΔC_{pt} .

В ходе выполнения цикла С исследовано значение коэффициента K_L при возрастании нагрузки L и постоянном значении числа оборотов коленчатого вала двигателя n в диапазоне варьирования продолжительности неустановившегося режима $\Delta t = 10 \dots 30$ с. Результаты исследований показали следующее (рис. 4):

Таблица 1. Результаты измерений концентраций ТЧ на установившихся режимах испытаний цикла А

Режим	Параметры режима			Результаты измерений и вычислений					
	n , мин ⁻¹ ($\bar{n}$)	M_k , Н·м ($\bar{L}$)	P_e , кВт	G_{exh} , кг/ч	q	τ_{samp} , с	C_{sam} г/с (M_{sam})	M_{pt} , мг	C_{pt0}^{st} , г/кг
1	1500 (0,6)	175,7 (0,3)	27,6	403,6	7,13	271,1	0,73 (199,2)	0,47	0,020
2	1500 (0,6)	351,4 (0,65)	55,2	423,3	6,35	301,1	0,74 (220,5)	0,88	0,030
3	1500 (0,6)	527,2 (1,0)	82,8	473,5	6,90	180,9	0,73 (131,9)	1,16	0,073
4	1250 (0,4)	351,4 (0,65)	46,0	332,8	7,01	211,8	0,73 (155,1)	1,22	0,066
5	1750 (0,8)	351,4 (0,65)	64,4	523,8	6,38	211,3	0,73 (154,5)	0,61	0,030

- при увеличении Δt отклонение концентраций ТЧ C_{pt}^d и C_{pt}^{st} уменьшается; так, при увеличении Δt с 10 до 30 с величина ΔC_{pt} уменьшается в 1,8 раза;
 - в исследуемом диапазоне варьирования $\Delta t = 10 \dots 30$ с коэффициент K_L можно считать постоян-

ной величиной, среднее значение которой составляет 1,575; при этом среднеквадратическое отклонение результатов измерений K_L составляет $\pm 0,105$ (г·с)/кг, что составляет 6,7%.

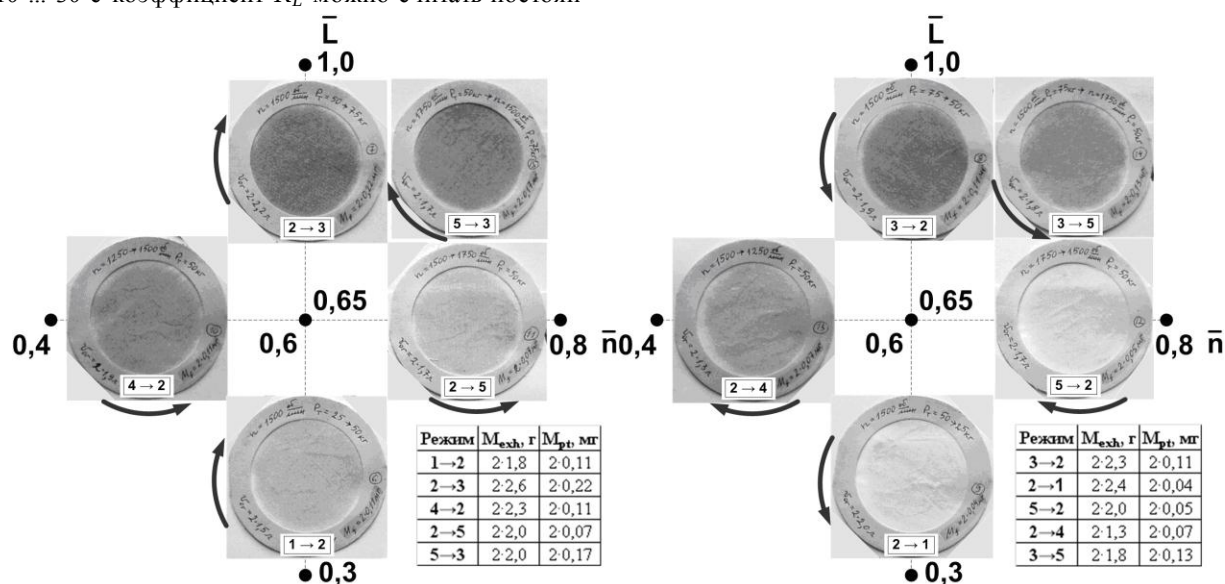


Рис. 3. Фильтры с ТЧ, собранными на неуставившихся режимах цикла В

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований коэффициентов K_n и K_L

Режим	Параметры неуставившихся режимов испытаний				Результаты измерений и вычислений					
	Δn	$\Delta \bar{L}$	$\Delta t = \tau_{сам}$, с	P_e , кВт	C_{exh} , кг/ч	q	C_{pt0}^d , (C_{pt0}^{st}) , г/кг	ΔC_{pt0} , г/кг	K_n^{**} , $\frac{г \cdot с}{кг}$	K_L^{**} , $\frac{г \cdot с}{кг}$
1→2	0	0,35	21,09	41,4	413,5	8,43	0,055 (0,025)	0,030	-	1,79
2→3			22,21	69,0	448,4	6,20	0,080 (0,052)	0,028		
3→2	0	-0,35	21,07	69,0	448,4	6,65	0,057 (0,052)	0,005	-	0,00
2→1			21,27	41,4	413,5	6,43	0,020 (0,025)	-0,005		
4→2	0,2	0	21,30	50,6	378,1	6,82	0,058 (0,048)	0,010	0,96	-
2→5			21,33	59,8	473,6	7,81	0,038 (0,030)	0,008		
5→2	-0,2	0	20,83	59,8	473,6	7,47	0,029 (0,030)	-0,001	0,26	-
2→4			21,11	50,6	378,1	9,83	0,054 (0,048)	0,006		
3→5	0,2	-0,35	20,69	73,6	498,7	7,10	0,064 (0,052)	0,012 0,009*	0,96	0,00
5→3	-0,2	0,35	20,11	73,6	498,7	7,48	0,079 (0,052)	0,027 0,031*	0,00	1,79

Примечание. * - расчетные значения величины ΔC_{pt0} , полученные с помощью зависимости (2); ** - среднеарифметические значения результатов 2-х измерений коэффициента.

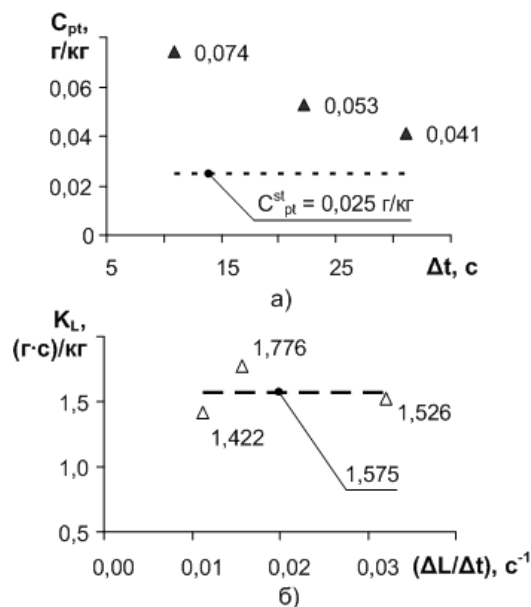


Рис. 4. Результаты исследований влияния продолжительности неустановившегося режима Δt на величины ΔC_{pt} (а) и K_L (б) в ходе выполнения цикла С

Таким образом с учетом выбранного типа регрессионной зависимости $\Delta C_{pt} = f((\Delta n/\Delta t), (\Delta L/\Delta t))$ (см. формулу (2)) и результатов экспериментальных исследований коэффициентов K_n и K_L формула для определения величины ΔC_{pt} имеет вид:

$$\Delta C_{pt} = 0,96 \left(\frac{\Delta \bar{n}_+}{\Delta t} \right) + 1,575 \left(\frac{\Delta \bar{L}_+}{\Delta t} \right), \text{ г/кг},$$

где $\Delta \bar{n}_+$ та $\Delta \bar{L}_+$ - положительные значения приращений величин $\bar{n}$ и $\bar{L}$.

Выводы

1. Разработана методика установления регрессионной зависимости для определения отклонений концентраций ТЧ в ОГ дизеля на неустановившихся и установившихся режимах испытаний - ΔC_{pt} , как функции от прироста по времени безразмерных значений числа оборотов коленчатого вала двигателя и нагрузки - $(\Delta \bar{n}/\Delta t)$ и $(\Delta \bar{L}/\Delta t)$.

2. В результате исследований концентраций ТЧ в ОГ автотракторного дизеля 4ЧН12/14 на установившихся и неустановившихся режимах испытаний с использованием системы контроля выбросов ТЧ микротуннеля МКТ-2 установлена зависимость $\Delta C_{pt} = f((\Delta \bar{n}/\Delta t), (\Delta \bar{L}/\Delta t))$ в диапазонах варьирования параметров Δt , $\Delta \bar{n}$ и $\Delta \bar{L}$ - 10...30 с, 0,4 ... 0,8 и 0,3 ... 1,0, соответственно, с расхождением расчетных и экспериментальных значений ΔC_{pt} - $\pm 0,003...0,004$ г/кг.

Список літератури:

1. Hardenberg H. Grenzen der Rubmassbestimmung aus optischen Transmessungen / H. Hardenberg, H. Albrecht // MTZ: Motortechn. Z. - 1987. - 48, № 2. - P. 51-54.
2. Парсаданов И.В. Оценка выброса твердых частиц с отработавшими газами дизеля / И.В. Парсаданов // Авиационно-космическая техника и технология. 2000. - Вып. 19.- С. 176-178.
3. Кульчицкий А.Р. Расчетно-экспериментальное определение выброса дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей / А.Р. Кульчицкий // Двигателестроение, 2005, №4. - С. 39-44.
4. Regulation No 49. Revision 5. 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. - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. - E/ECE/TRANS/505. - 4 May 2011. - 194 p.
5. Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. - 109 p.
6. Steven H. Development of Worldwide Harmonized Heavy-duty Engine Emissions Test Cycle / Final Report ECE-GRPE WHDC Working Group. - April 2001 // Informal document No2 GRPE 42nd session. - 28 May - 1 June 2001. - TRANS /WP 29/GRPE/2001/2. - 58 p.
7. Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions Certification Procedure / Draft Global Technical Regulation (GTR) / UN/ECE-WP 29 - GRPE WHDC Working Group. - Informal Document No. GRPE-48-7 (48th GRPE, 01-04 June 2004, agenda item 1.1) - 86 p.
8. Марченко А.П. Влияние режимов работы автотракторного дизеля на выбросы твердых частиц с отработавшими газами / А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук // Вісник Національного транспортного університету. - 2012. - № 25. - С. 151-155.

Bibliography (transliterated):

1. Hardenberg H. Grenzen der Rubmassbestimmung aus optischen Transmessungen / H. Hardenberg, H. Albrecht // MTZ: Motortechn. Z. - 1987. - 48, № 2. - P. 51-54.
2. Parsadanov I.V. Ocenka vybrosoa tverdyh chastic s otrabotavshimi gazami dizelja / I.V. Parsadanov // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. 2000. - Vyp. 19.- S. 176-178.
3. Kul'chickij A.R. Raschetno-jeksperimental'noe opredelenie vybrosoa dispersnyh chastic s otrabotavshimi gazami dizelej / A.R. Kul'chickij // Dvigatelistroenie, 2005, №4. - S. 39-44.
4. Regulation No 49. Revision 5. 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. - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. - E/ECE/TRANS/505. - 4 May 2011. - 194 p.
5. Regulation № 96. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines to be installed in agricultural and forestry tractors with regard to the emissions of pollutants by the engine. Geneva, 1995. - 109 p.
6. Steven H. Development of Worldwide Harmonized Heavy-duty Engine Emissions Test Cycle / Final Report ECE-GRPE WHDC Working Group. - April 2001 // Informal document No2 GRPE 42nd session. - 28 May - 1 June 2001. - TRANS /WP 29/GRPE/2001/2. - 58 p.
7. Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions Certification Procedure / Draft Global Technical Regulation (GTR) / UN/ECE-WP 29 - GRPE

WHDC Working Group. - Informal Document No. GRPE-48-7 (48th GRPE, 01-04 June 2004, agenda item 1.1) – 86 p. 8. Marchenko A.P. *Vlijanie rezhimov raboty avtotraktorного дизеля na vybrosytverdyh*

chastic s otrabotavshimi gazami / A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, A.P. Polivjanchuk // Visnik Nacional'nogo transportnogo universitetu. – 2012. – № 25. – S. 151-155.

Поступила в редакцію 02.07.2015 г.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, професор, заст. зав. кафедрою двигуни внутрішнього згоряння з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Україна, Харків, вул. Фрунзе, 21, тел.: (057) 707-60-89, E-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Полив'ячук Андрей Павлович – доктор техн. наук, доц., проф. кафедри двигателів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», г. Харків, Україна, ar@mail@meta.ua, (057) 707-68-48.

Холкіна Елена Александровна – молодший науковий співробітник кафедри екології Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, г. Северодонецьк, Україна, (06452) 4-03-42.

Гречишкіна Екатерина Алексеевна – соискатель кафедри екології Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля, г. Северодонецьк, Україна, (06452) 4-03-42.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИКИДІВ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК З ВІДПРАЦЬОВАНИМИ ГАЗАМИ НА НЕСТАЛИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

I.V. Parsadanov, A.P. Poliv'ianchuk, E.O. Holkina, K.A.O. Grechishkina

Обґрунтовано необхідність створення нових розрахункових методів оцінювання вмісту твердих частинок у відпрацьованих газах при роботі дизелів на несталих режимах випробувань. Розроблено методику досліджень, за якою експериментально встановлено регресійну залежність для визначення відхилень концентрацій твердих частинок у відпрацьованих газах на несталих та сталих режимах роботи автотракторного дизеля 4CH12/14.

RESEARCH EMISSIONS OF PARTICULATE MATTER WITH EXHAUST GASES TO UNSTEADY OPERATION MODES OF AUTOMOTIVE DIESEL ENGINES

I.V. Parsadanov, A.P. Polivianchuk, E.A. Holkina, E.A. Grechishkina

The necessity of creation of new computational methods for evaluation of the particulates in the reflection-bot gases of diesel engines at work on transient test modes. The technique of research, through which experimentally established dependence regression to determine deviations concentration-tions of particulate matter in the exhaust gas in the transient and steady-state modes of autotractor diesel 4CHN12/14.

П.С. Пензев, В.И. Алёхин, А.В. Грицюк, О.В. Акимов

АНАЛИЗ КАЧЕСТВА ЛИТОГО БЛОК-КАРТЕРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ 4ДТНА1 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИНЖЕНЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В данной публикации, посвященной проблеме исследования гидродинамических процессов заливки и кристаллизации отливки блок-картера 4ДТНА1 в форме, рассматривается анализ результатов инженерного моделирования с заданными параметрами в ИКС LVMFlow.

Современное проектирование литых деталей ДВС с непрерывным конструкторско-технологическим взаимодействием является мощным инструментом при разработке новых деталей и модернизации существующих, а системы для инженерного моделирования технологических процессов производства и анализа теплового и напряженно-деформированного состояния литых деталей ДВС являются наиболее эффективными в рамках конструкторско-технологического проектирования.

Процессы проектирования, технологическая подготовка и производство литых деталей ДВС являются неотъемлемой частью системного подхода, заложенного в CALS-технологиях, т.е. совокупностью взаимосвязанных во времени процессов последовательного изменения состояния детали. В современных условиях для выпускаемой продукции главными требованиями являются качество, низкая себестоимость и минимальное время разработки новых изделий, которое может быть достигнуто с применением моделирования в рамках технологии конструкторско-технологического проектирования [1].

Созданный в ГП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» автомобильный дизель 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2) является уникальным продуктом научно-технических мощностей Харьковского региона в современной Украине [2]. Большинство литых деталей для дизелей транспортного и специального назначения изготавливается способом литья, при проектировании которого, в основу должны быть заложены технологические аспекты изготовления, а именно учтены различные литейные дефекты. Данные дефекты возникают из-за отсутствия методов и инструментария для оказания влияния на технологические режимы производства. В конструкторской документации и в ТУ, как правило, оговорены размеры и количество различных литейных дефектов, которые не допускаются в детали, а значит, такие дефекты оказывают влияние на ее качество и надежность.

Основной частью рассматриваемого дизеля является блок-картер, от качества которого будут

зависеть требуемые характеристики, заложенные на стадии проектирования. Требования к качеству и надежности литых деталей ДВС закладываются и выполняются, согласно техническим условиям, на стадии производства при использовании методик определения технологических дефектов [3].

Получение качественного блок-картера на этапе литья состоит из двух основных процессов: заливки расплавленного металла в форму и формирования литой детали в процессе фазового перехода при охлаждении и кристаллизации.

Анализ качества литого блок-картера первого автомобильного дизеля 4ДТНА1 (Слобожанский дизель) следует выполнить с применением универсальной технологии комплексного компьютерно-интегрированного проектирования литых деталей ДВС с применением инженерного моделирования тепловых, гидродинамических параметров литья. Моделирование литейных процессов, протекающих при изготовлении литой детали блок-картера, выполняется для выявления мест образования дефектов, определение их расположения и предположительного размера, а также для последующего анализа процесса фазового перехода при охлаждении отливки блок-картера в форме.

Для выполнения поставленной задачи была предложена следующая последовательность этапов, согласно методике моделирования тепловых и гидродинамических процессов литья:

- определение начальных условий;
- разработка 3D модели отливки на базе блок-картера дизеля 4ДТНА1 с технологической литниково-питающей системой;
- компьютерно-интегрированное моделирование литейных процессов производства литого блок-картера;
- анализ результатов моделирования;
- анализ характера заполнения формы металлом и расположения литейных дефектов.

В качестве исследуемой детали для компьютерно-интегрированного моделирования нами был выбран литой блок-картер дизеля 4ДТНА1. (рис. 1).

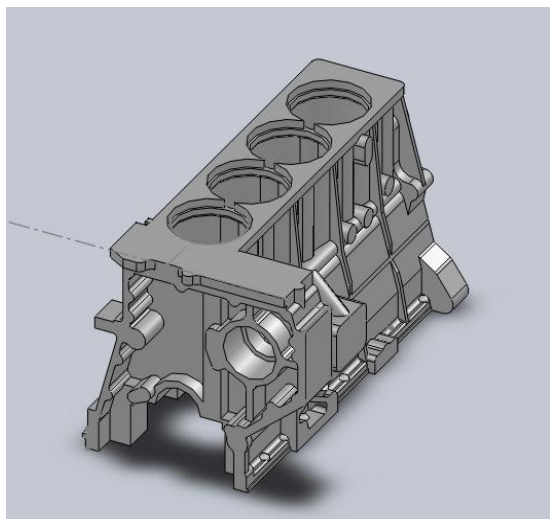


Рис. 1. Литой блок-картер дизеля 4DTNA1

В ИКС SolidWorks была создана 3D-модель отливки блок-картера с технологической литниково-питающей системой (рис. 2). Созданная нами литниково-питающая система представляет собой систему «сужающегося типа» типа, которая обеспечивает своей конструкцией правильное и постепенное заполнение формы металлом во избежание попадания шлаковых включений в ее полость.

Начальные и граничные условия моделирования.

Граничные условия и исходные данные для моделирования задавались нами согласно следующей последовательности:

- 3D-импорт (конвертирование файла в формат *.stl) и создание конечно-объемной модели;
- назначение материала для отливки и технологической оснастки, а также разделительного покрытия, наносимого на поверхности оснастки;
- назначение начальной температуры расплава и технологической оснастки, ее охлаждения различными теплоносителями;
- назначение общего времени цикла производства одной отливки.

С использованием модуля 3D-импорта, встроенного в ИКС NovaFlow, модель блок-картера с литниково-питающей системой, а также моделью и кокиля конвертировалась в конечно – объемную модель. Заданы оптимальные параметры ячеек, исходя из требования время расчета-адекватность результатов:

- размер ячейки – 3,7 мм;
- количество ячеек – 7 672 320 шт.

Назначение граничных условий для материала элементов отливки и технологической оснастки производился путем разбиения сборки на отдельные части, каждой из которой придается свой цвет:

- материал отливки блок-картера – АК5М ГОСТ 1583-93 (ДСТУ 2839-94);

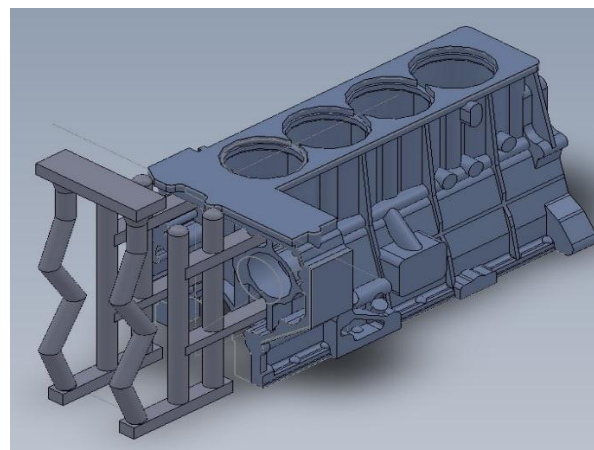


Рис. 2. 3D-модель отливки блок-картера с технологической литниково-питающей системой

- материал технологической оснастки – Сталь 45, СЧ20.
- на формообразующие части кокиля нанесена кокильная краска толщиной – 0,2мм, которая имеет теплопроводность $\lambda=0,3$ Вт/м·К.

Для предотвращения попадания влаги на формообразующую поверхность и высокой разности температур при заливке расплавом, технологическая оснастка предварительно прогревалась до $t=250\div 280$ °С.

Температура расплава перед заливкой в форму составляла – 710 °С.

Полученные результаты инженерного моделирования представлены графически в виде заполнения формы расплавом, направленности кристаллизации при охлаждении (переход от жидкой к твердой фазе) и отображения расположения газосодержащих дефектов.

Характер заполняемости формы играет важную роль в создании благоприятных условий для направленной кристаллизации. Скорость движения расплава при заполнении формы в отдельно взятых частях не достигала критических значений $V_{кр}<0,8$ м/с, с плавным заполнением литейной формы, без заплескиваний и с малыми завихрениями согласно требованиям [4] (рис. 3).

Результаты проведенного нами анализа показали, что движение расплава в форме можно считать удовлетворяющим следующим требованиям:

- проходя через элементы литниковой системы, расплав не приобретает турбулентный характер движения;
- заполнение формы происходит без превышения критических скоростей.

Анализ результатов компьютерно-интегрированного моделирования процесса охлаждения детали в технологической форме (кокиле) проводился в соответствии с параметрами:

- переход из жидкой в твердую фазу в процессе охлаждения детали в форме (рис.4);
- дефекты газоусадочного характера, выраженные критерием Niyama (рис.5).

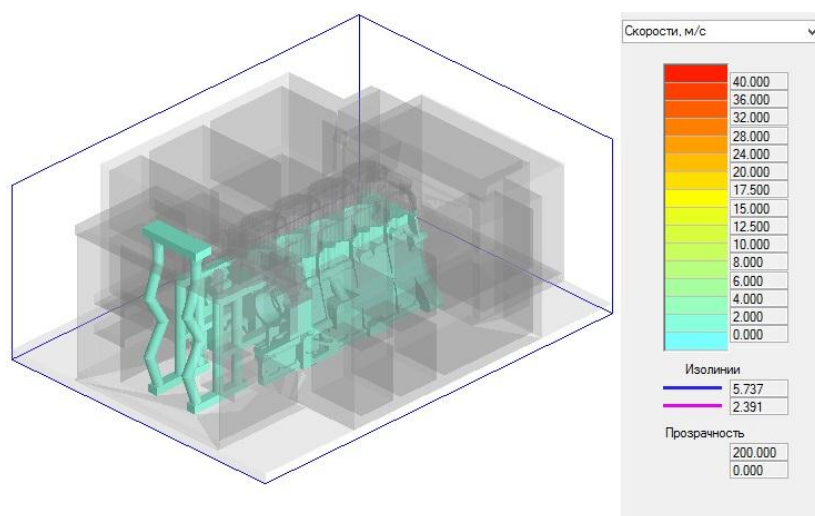


Рис. 3.Общий вид заполнения формы расплавом

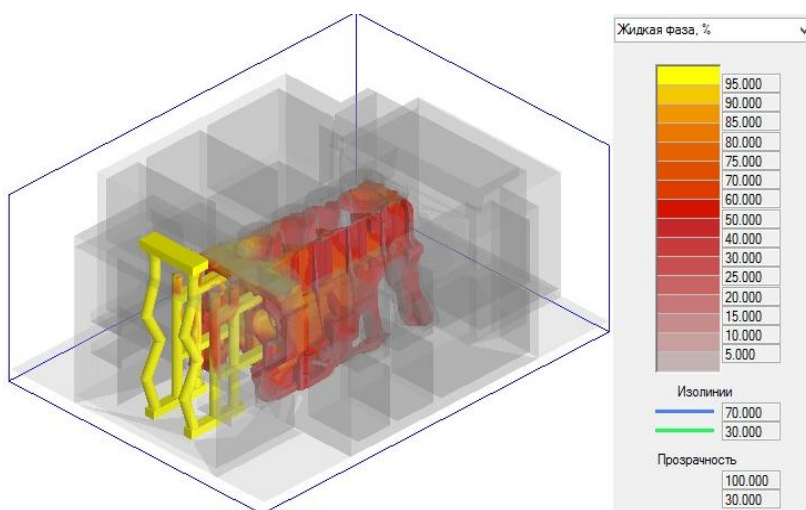


Рис. 4. Переход из жидкой в твердую фазу в процессе охлаждения детали в кокиле

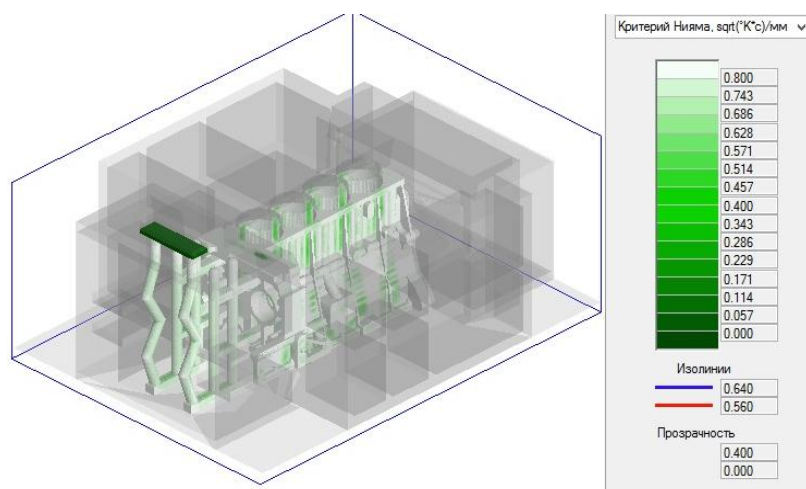


Рис. 5. Места расположения дефектов газоусадочного характера согласно критерию Niyama

Анализ динамики охлаждения отливки, фазового перехода, связанности зон, кристаллизующихся последними, позволили определить места возможного появления дефектов газоусадочного характера.

Окончательный вывод строится исходя из анализа результатов расположения дефектов, выраженных в ИКС NovaFlow критерием Niyama.

Критерием для определения мест расположения газоусадочных дефектов и их величины является Niyama, он использован нами для предсказания микропористости и газоусадочной пористости, достаточно большой для обнаружения ее методом радиографического тестирования. Этот критерий является надежным предсказателем пористости для простых отливок, но в случае отливок со сложной геометрией его использование требует более тщательного анализа результатов моделирования, поскольку многие факторы влияют на образование газоусадочной пористости.

Анализ мест расположения дефектов показал, что наиболее подвержены усадочным явлениям:

- кромки полостей цилиндров;
- верхняя плоскость в передней части блока, в местах креплений под головку;
- массивы бобышек по бокам блока.

Промоделированные дефекты позволяют сделать прогноз, что брак литого изделия может составлять 5-6%. Дальнейшие результаты исследований по борьбе с данными литейными дефектами будут отображены в последующих статьях.

Из результатов инженерного моделирования тепловых и гидродинамических процессов литья блок-картера следует, что дефекты газоусадочного характера могут являться концентраторами напряжений в конструктивных элементах детали, а значит могут оказать влияние на прочностные характеристики в процессе эксплуатации.

Разработанная 3D-модель отливки блок-картера с технологической литниково-питающей системой позволила создать конечно-объемную модель отливки и технологической оснастки, а также выполнить инженерное моделирование процессов литья в ИКС NovaFlow. Для литого блок-картера автомобильного дизеля 4ДТНА1 выполнен

анализ физических особенностей процессов заполнения и охлаждения отливки в форме, определены места расположения и размеры газоусадочных дефектов по критерию Niyama.

Результаты исследований позволили сформировать граничные и начальные условия для моделирования напряженно-деформированного состояния блок-картера в местах образования газоусадочной пористости.

Список литературы:

1. Акимов О.В. Научные основы и методы компьютерно-интегрированного ресурсного проектирования литых блок-картеров ДВС / О.В. Акимов // Научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания». Харьков: НТУ «ХПИ» – 2008. – №1. – С. 120 – 124.
2. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100 – 175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)» [Текст] : монографія / за ред. Ф. І. Абрамчука, О. В. Грицюка, І. А. Дмитрієва. – Харків : ХНАДУ, 2012. – 164 с.
3. Алехин В. И. Расчет влияния дислоцированных литейных дефектов усадочного характера на прочность литой детали поршня / В. И. Алехин, А. В. Белогуб, О. В. Акимов // Литейщик России. – Москва. – 2011. – №4. – С. 16 – 19.
4. Алехин В.И. Исследование влияния размеров литейных дефектов на напряженно-деформированное состояние поршня / В.И. Алехин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов // Научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания». Харьков: НТУ «ХПИ» – 2011. – №2. – С. 99 – 103.

Bibliography (transliterated):

1. Akimov O.V. Nauchnyye osnovy i metodyi kompyuterno-integririvannogo resursnogo proektirovaniya lityih blok-karterov DVS / O.V. Akimov // Nauchno tehnichestkiy zhurnal «Dvigateli vnutrennego sgoraniya». Harkov: NTU «HPI» – 2008. – №1. – S. 120 – 124.
2. Tehniko-ekonomichne obgruntuvannya neobhIdnostiI derzhavnoYi pIdtrimki u vikonanni Innovatsiyno-Investitsiynogo projektu «Rozroblennya ta vprovadzhennya u virobnitstvo malolItrazhnoqo avtomobilnoqo dizelya potuzhIstyu 100 – 175 k.s. podvIynogo prIznachennya (Slobozhanskiy dizel)» [Tekst] : monografIya/za red. F. I. Abramchuka, O. V. Gritsyuka, I. A. Dmitrieva. – Harkiv : HNADU, 2012. – 164 s.
3. Alyokhin V. I. Raschet vliyanija dislocirovannyh litejnyh defektov usadochnogo haraktera na prochnost' litoj detali porshnja / V. I. Alyokhin, A. V. Belogub, O. V. Akimov // Litejvik Rossii. – Moskva. – 2011. – №4. – S. 16 – 19.
4. Alyokhin V.I. Issledovanie vlijanija razmerov litejnyh defektov na naprjzhenno-deformirovannoe sostojanie porshnja / V.I. Alyokhin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Nauchno tehnichestkiy zhurnal «Dvigateli vnutrennego sgoraniya». Har'kov: NTU «HPI» – 2011. – №2. – S. 99 – 103.

Поступила в редакцию 19.06.2015 г.

Пензев Павел Сергеевич – аспирант кафедры «Литейное производство» Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: djpenzev@gmail.com.

Алехин Виталий Игоревич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Литейное производство» Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: alyohin.vitalik@gmail.com.

Акимов Олег Викторович – докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Литейное производство» Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: olak@kpi.kharkov.ua.

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

АНАЛІЗ ЯКОСТІ ЛИТОГО БЛОК-КАРТЕРА АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ 4ДТНА1 З ВИКОРИСТАННЯМ ІНЖЕНЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

П.С. Пензєв, В.І. Альохін, О.В. Грицюк, О.В. Акімов

У даній публікації, присвяченій проблемі дослідження гідродинамічних процесів заливки і кристалізації виливка блок-картера 4ДТНА1 у формі, розглядається аналіз результатів інженерного моделювання із заданими параметрами в LVMFlow.

ANALYSIS OF THE QUALITY OF THE CAST CRANKCASE AUTOMOBILE DIESEL 4DTNA1 USING ENGINEERING SIMULATION

P.S. Penzev, V.I. Alyokhin, A.V. Gritsyk, O.V. Akimov

In this publication, research devoted to the problem hydrodynamic processes of filling and solidification casting crankcase 4DTNA1 in the form, considered analysis of engineering simulation to the settings in LVMFlow.

УДК 621.331

Л. П. Клименко, А.Е. Головки, В. И. Андреев, Л. М. Дыхта, С. Н. Соловьёв

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ
ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА**

В статье рассмотрены результаты исследования гильзы двигателя с воздушным охлаждением. Исследования проводились с помощью программного обеспечения SolidWorksSimulation. С помощью данной программы визуализировали распределение напряжений, изменение формы, распределение температур, возникающих в гильзе при её эксплуатации. На основании полученных данных выбран режим термоциклирования гильзы. Представлены микроструктуры чугуна до проведения закалки и после проведения одного цикла закалки.

Введение

Двигатели с воздушным охлаждением широко используются в строительной технике, на тракторах, в сельскохозяйственных машинах, в автомобилестроении.

Одной из актуальных задач, стоящих перед ремонтными предприятиями, является продление срока службы изношенных деталей. Экономическая целесообразность решения данной проблемы обуславливается возможностью повторного использования около 70 % изношенных и поврежденных деталей. Восстановление детали двигателя обеспечит экономию металла, топлива, энергетических ресурсов, а также рациональное использование трудовых ресурсов и охрану окружающей среды. Для восстановления работоспособности изношенной детали потребуется в 5-8 раз меньше технологических операций по сравнению с изготовлением новой детали.

Постановка задачи

В большинстве случаев происходит изменение в сопряжениях – нарушение заданных зазоров в подвижных соединениях (пары трения поршневое кольцо-гильза).

Пути по повышению износостойкости рабочей поверхности гильзы цилиндра двигателя с воздушным охлаждением:

1. В процессе изготовления гильзы цилиндра – термообработка внутренней поверхности гильзы.

2. Восстановление рабочей поверхности в результате эксплуатации – расточка и хонингование или наплавка.

Наплавка по сравнению с другими способами восстановления дает возможность получать на поверхности деталей слой необходимой толщины и нужного химического состава, высокой твердости. Однако наплавка связана со значительными трудностями. Это вызвано тем, что металл переходной зоны склонен к образованию твердых хрупких структур (карбидной эвтектики ледебурита и закалочной структуры мартенсита) и возникновению в них трещин вследствие больших скоростей охлаждения при наплавке. Для предупреждения образования ледебурита в сером чугуне скорость его остывания не должна превышать 10-11°С/сек.

Приведенные выше способы восстановления гильзы цилиндра затруднены на машиностроительных заводах Украины из-за отсутствия оборудования и дороговизны наплавочных материалов.

Нами было предложено восстановление внутренней (зеркальной) поверхности гильзы цилиндра за счет роста чугуна, т.е. оптимизация режима термоциклирования с таким учетом, чтоб произошло увеличение внутреннего диаметра до номинального без существенного снижения прочности гильзы.

Рост чугуна представляет собой необратимое увеличение объема чугунных деталей при нагреве до высоких температур, и особенно при повторных

нагревах и охлаждениях и является следствием процессов разрыхления чугуна из-за его окисления, выделения графита и газов из твердого раствора.

Рост происходит вследствие межкристаллитного окисления металла по границам зерен и включений графита. Поскольку объем образующихся окислов больше объема окисленного металла, происходит деформация изделия (вспучивание). Серый чугун более подвержен росту, чем другие чугуны.

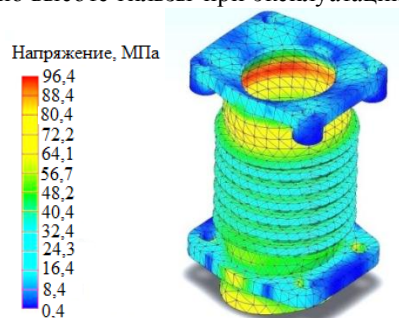
Рост чугуна происходит не только за счет окисления, но и за счет графитизации: при длительном воздействии на чугунную отливку высокой температуры происходит распад карбида железа Fe_3C на составляющие – феррит и графит, которые выделяются в структурно свободном виде. Так как карбид железа имеет удельный вес 7,82, железо – 7,85 и графит – 1,8, то распад карбида сопровождается изменением (увеличением) объема детали. Выделяющийся в результате распада карбида графит частично скапливается в местах распада, частично проникает путем диффузии к поверхностям имеющихся в чугуне первичных графитовых включений и отлагается на них. Таким образом, распад карбида сопровождается увеличением в чугуне количества и размеров графитовых включений. Структура чугуна при этом разрыхляется. Понятно, что механические свойства чугуна в результате процесса роста понижаются [6].

Рост чугуна может идти до 30% первоначального объема, но обычно он не превышает 3 % [5].

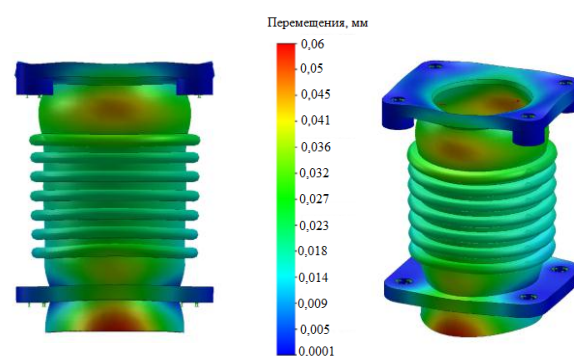
2. Результаты исследования

При эксплуатации максимальное давление на внутреннюю поверхность гильзы составляет 10 МПа. Максимальная температура рабочей поверхности 600 °С, а наружной – 50 °С. Задаем граничные условия: нагрузку и условия закрепления. С помощью программного обеспечения Solid-WorksSimulation визуализировано:

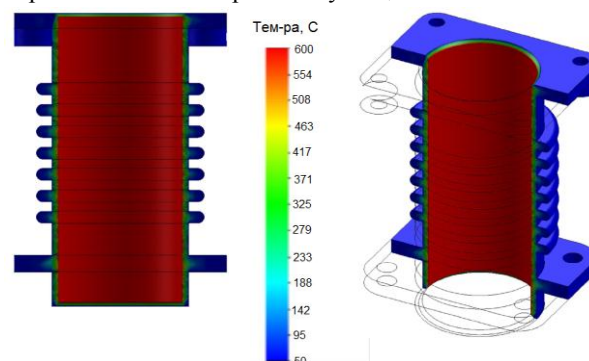
– распределение напряжений, возникающих в металле по высоте гильзы при эксплуатации



– изменение формы, возникающее в гильзе при её эксплуатации



– распределение температур в гильзе в поперечном сечении при эксплуатации



Изменяя температуру на внутренней и внешней поверхности гильзы спроектировали оптимальный процесс закалки серого чугуна СЧ20. Рассмотрели (с помощью программного обеспечения Solid-WorksSimulation) распределение температурного поля при различных температурных режимах.

- 1-й режим: 1000 °С → 500 °С;
- 2-й режим: 1000 °С → 600 °С;
- 3-й режим: 1000 °С → 700 °С;
- 4-й режим: 1000 °С → 800 °С;
- 5-й режим: 1000 °С → 900 °С.

На поверхности А (рис. 1) задавалась температура 1000 °С, температура поверхности Б задавалась от 500 °С до 900 °С, шаг 100 °С.

Программа SolidWorksSimulation позволяет отслеживать изотермические поверхности по времени (рис. 2).

Для каждого из пяти режимов проводилось виртуальное зондирование температуры по сечению гильзы в восьми точках (рис. 3).

Результаты зондирования приведены в табл. 1 и на рисунке 4.

Анализируя полученные данные, с помощью программного обеспечения SolidWorksSimulation, можно сказать, что закалку необходимо проводить по третьему температурному режиму. Третий режим 1000 °С → 700 °С имеет более плавное распределение температур, без изломов, а значит рост чугуна произойдет в более полном объеме.

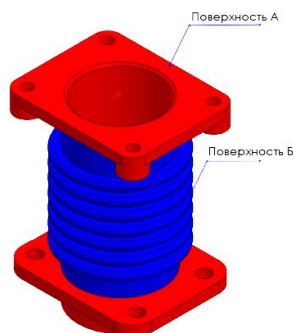


Рис. 1. Поверхности нагрева гильзы цилиндра

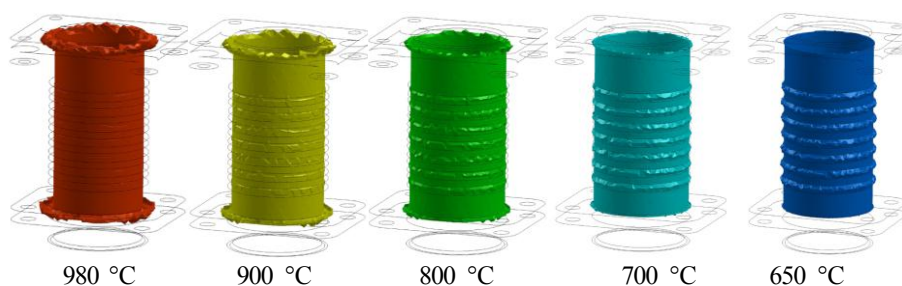


Рис. 2. Изотермические поверхности для режима 1000 °C → 600 °C

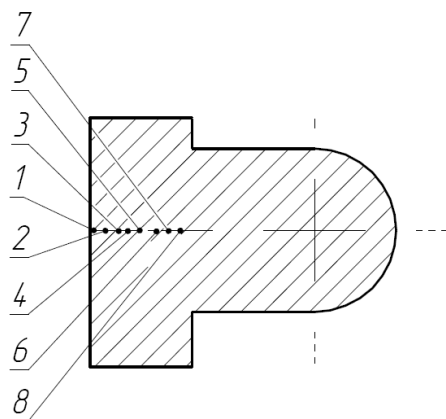


Рис. 3. Схема зондирования гильзы

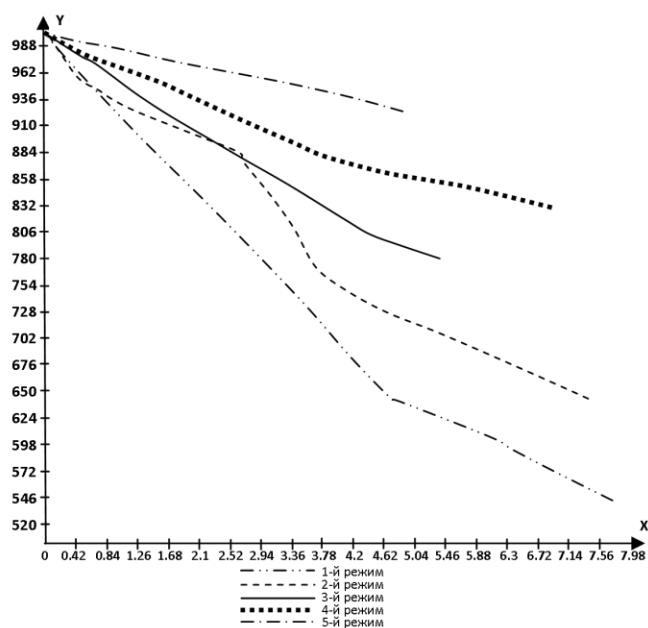


Рис. 4. Графики изменения температуры в зависимости удаления от рабочей поверхности

Точка	1000 °C → 500 °C		1000 °C → 600 °C		1000 °C → 700 °C		1000 °C → 800 °C		1000 °C → 900 °C	
	T, °C	x, мм	T, °C	x, мм	T, °C	x, мм	T, °C	x, мм	T, °C	x, мм
1	991	0,09	999	0,01	999	0,01	992	0,15	998	0,08
2	936	0,83	958	0,49	978	0,47	974	0,74	989	0,68
3	876	1,59	931	1,00	962	0,82	952	1,55	981	1,26
4	815	2,46	881	2,63	929	1,52	921	2,51	970	1,93
5	741	3,52	836	3,16	908	1,99	880	3,79	960	2,65
6	643	4,73	766	3,74	872	2,85	863	4,67	949	3,51
7	605	6,08	731	4,59	804	4,44	852	5,56	936	4,32
8	541	7,79	642	7,44	778	5,42	830	6,95	924	4,90

Для закалки был выбран такой режим термоциклирования (5 циклов):

- нагрев до 1000 °C,
- выдержка 15 мин,
- охлаждение до 700 °C;
- выдержка 30 мин,
- охлаждение до комнатной температуры.

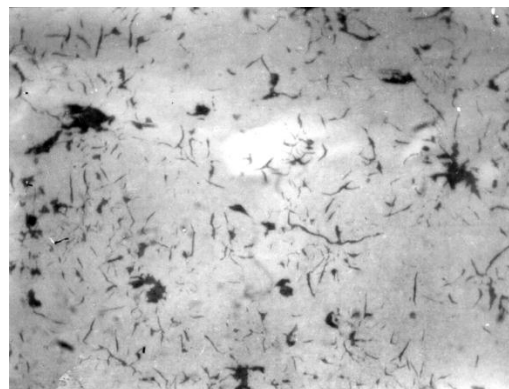
На рис. 5 представлены фото микроструктуры чугуна до и после термического воздействия.

Для осуществления данного способа закалки использовали муфельную печь с температурой

нагрева до 1100°C. Для направленного теплового воздействия наружная поверхность гильзы утеплялась теплоизоляционным материалом, а для направления роста обжималась в специальной обечайке. Скорость охлаждения изделия интенсифицировалась принудительным охлаждением наружной поверхности и составляла 25 – 35°C/с. После зачистки внутренней поверхности уменьшение диаметра цилиндра за счет роста чугуна в результате термоциклирования было равно 10-12 мкм.



а)



б)

Рис. 5. Фото микроструктуры чугуна (графитовые включения):
а) до термического воздействия; б) после термического воздействия

Заключение

1. Спроектирован режим закалки гильзы двигателя с помощью программного обеспечения SolidWorksSimulation, который легко осуществить на оборудовании машиностроительных заводов Украины.

2. Проведя термоциклирование гильзы, удалось уменьшить диаметр внутренней поверхности по зеркалу цилиндра за счет роста чугуна на 10-12 мкм.

3. Восстановление гильзы двигателя обеспечит экономию металла, топлива, энергетических и трудовых ресурсов, а также рациональное использование трудовых ресурсов и охрану окружающей среды.

Список литературы:

1. Молодык Н. В., Зенкин А. С. Восстановление деталей машин [Текст] / Н. В. Молодык, А. С. Зенкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 480 с.
2. Баранов А. А., Бунин К. П. Рост чугуна и стали при термоциклировании [Текст] / А. А. Баранов, К. П. Бунин. – К. : Техника, 1967. – 130 с.
3. Пивоварский Е. Высококачественный чугун [Текст] / Е. Пивоварский. – М. : Металлургия, 1965–. Т. 1. – 1965. – 637 с.

Bibliography (transliterated):

1. Molodyk N. V., Zenkin A. S. Vosstanovlenie detaley mashin [Tekst] / N. V. Molodyk, A. S. Zenkin. – M. : Mashino-stroenie, 1989. – 480 s.
2. Baranov A. A., Bunin K. P. Rost chuguna i stali pri termotsiklirovanii [Tekst] / A. A. Baranov, K. P. Bunin. – K. : Tekhnika, 1967. – 130 s.
3. Pivovarskiy E. Vysokokachestvenniy chugun [Tekst] / E. Pivovarskiy. – M. : Metallurgia, 1965–. T. 1. – 1965. – 637 s.

Поступила в редакцию 13.07.2015 г.

Клименко Леонид Павлович – доктор техн. наук, профессор кафедры экологии и природопользования, ректор Черноморского государственного университета им. Петра Могилы, Николаев, Украина, e-mail: rector@kma.mk.ua.

Головко Анастасія Євгенівна – инженер – конструктор, аспирант Черноморского государственного университета имени Петра Могилы, г. Николаев, Украина golovkova88@mail.ua

Андреев Вячеслав Иванович – канд. техн. наук, доцент, заведующий научно-исследовательским отделом Черноморского государственного университета им. Петра Могилы, Николаев, Украина, e-mail: avi@kma.mk.ua.

Дыхта Леонид Михайлович – доктор техн. наук, профессор кафедры прикладной и высшей математики Черноморского государственного университета им. Петра Могилы, Николаев, Украина, e-mail: leonid.dykhta@gmail.com

Соловьев Станислав Николаевич – канд. техн. наук, профессор кафедры технологии судового машиностроения Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова.

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ВІДНОВЛЕННЯ ВНУТРІШНЬОЇ ПОВЕРХНІ ГІЛЬЗИ ЦИЛІНДРА

Л. П. Клименко, А. Е. Головко, В. И. Андреев, Л. М. Дыхта, С. Н. Соловьев

У статті розглянуті результати дослідження гільзи двигуна з повітряним охолодженням. Дорслідження проводились за допомогою програмного забезпечення SolidWorksSimulation. За допомогою даної програми візуалізовано розподілення напруг, зміна форми, розподіл температур, що виникають в гільзі при її експлуатації. На основі отриманих даних обраний режим термоцилювання гільзи. Наведені мікроструктури чавуну до проведення гартування і після проведення одного циклу гартування.

STUDY PARAMETERS RECOVERY INNER SURFACES OF CYLINDER LINE

L. P. Klimenko, A. E. Golovko, V. I. Andreev, L. M. Dykhta, S. N. Solov'ev

The article describes the results of a study of the sleeve with an air-cooled engine. The studies were conducted with the help of the program SolidWorksSimulation. With this program visualized stress distribution, change of a form, distribution of temperatures. On the basis of the obtained data the mode of thermocycling of a sleeve is chosen. Cast iron microstructures before carrying out training and after carrying out one cycle of training are presented.

ПРИМЕНЕНИЕ ИНЖЕНЕРНЫХ МЕТОДОВ ПРИ ЭКСПЕРТНОМ ИССЛЕДОВАНИИ И ОПРЕДЕЛЕНИИ ПРИЧИНЫ ПЕРЕГРЕВА ДВС

Приведен общий подход при экспертном исследовании причин поломок деталей при перегреве бензиновых ДВС с искровым зажиганием, в том числе дана методика анализа возможных причин перегрева на соответствие признакам, имеющимся на деталях. Выполнены инженерные расчеты теплового состояния деталей при нарушении охлаждения, показана эффективность применения простых инженерных методов для количественной оценки степени повреждения деталей с целью установления причины перегрева. Даны примеры практического использования методики при исследовании причин поломок ДВС при перегреве в эксплуатации, получены рекомендации по выбору конструктивной схемы системы охлаждения ДВС.

Постановка проблемы

Известно, что различные повреждения и отказы могут возникнуть в различных системах и узлах на всех этапах эксплуатации ДВС [1, 2, 3]. При этом неисправности в системе охлаждения проявляются довольно часто в виде серьезного нарушения температурного режима ДВС – перегрева, и влекут за собой весьма тяжелые последствия для двигателя вплоть до полного выхода из строя и неремонтопригодности [1, 9, 10].

Особое место перегрев двигателя, как вид неисправности, занимает в экспертных исследованиях. Определение причины неисправности двигателя, сопровождаемой перегревом, в ряде случаев затруднено влиянием "человеческого фактора", когда не вполне понятно, мог ли водитель видеть повышение температуры охлаждающей жидкости (ОЖ) на указателе панели приборов, чтобы своевременно принять все необходимые меры для предотвращения поломки (у некоторых автомобилей стрелочного указателя температуры вообще нет – есть только контрольная лампа перегрева).

Вместе с тем некоторые конструктивные особенности систем охлаждения различных ДВС могут быть причиной неоднозначности тех или иных признаков неисправности. Поэтому помимо характерных признаков перегрева при экспертных исследованиях его причины требуется установление дополнительных закономерностей, помогающих в установлении истинной причины неисправности.

Цель работы

Установить закономерности изменения во времени теплового состояния стенок камеры сгорания и днища поршня ДВС, а также датчика температуры, при аварийной потере охлаждающей жидкости из системы охлаждения.

Особенности перегрева двигателей с системами охлаждения традиционного типа

В эксплуатации автомобилей встречаются различные и весьма многочисленные причины перегрева двигателей [1, 9, 10, 11], которые условно можно разбить на 3 группы:

1) неисправности, вызывающие нарушение циркуляции ОЖ в системе (в том числе, неисправности термостата, насоса, загрязнение радиатора изнутри),

2) неисправности агрегатов, нарушающие отвод теплоты из системы (в том числе, неисправности датчиков, вентилятора, загрязнение радиатора снаружи),

3) утечки ОЖ из системы (в том числе, вследствие негерметичности от повреждения хомутов, шлангов, радиатора и т.д.).

Первые две группы причин имеют общий признак – нормальное количество ОЖ на момент начала повышения температуры в системе. В этом случае, что совершенно очевидно, момент наступления перегрева двигателя, а также его развитие во времени, легко контролируются с помощью указателя температуры на панели приборов автомобиля, причем указатель покажет отклонение температуры от нормы при любой неисправности, входящей в указанные группы.

Напротив, 3-я группа представляет собой **аварийный случай**, когда из системы уходит рабочая жидкость. Это может существенно изменить режим работы системы вплоть до такого состояния, когда обычные методы контроля неприменимы.

Фактически речь идет о перегреве, имеющем специфический характер, где специфика условий определяется, в первую очередь, сочетанием высокой температуры тех деталей, у которых утрачен контакт с ОЖ, с более низкой температурой деталей, где такой контакт не нарушался. В случае, если датчик температуры оказывается вне жидкости из-за сильного падения ее уровня в системе, можно ожидать существенного расхождения измеренной и действительной температуры в системе, что также может стать причиной тяжелых повреждений.

Для того, чтобы выявить закономерности изменения температуры в системе при таких повреждениях, необходимо вначале рассмотреть конструктивные особенности систем охлаждения современных автомобильных бензиновых ДВС.

Особенности конструкции систем охлаждения автомобильных бензиновых ДВС

Согласно опыту эксплуатации и ремонта большого числа автомобильных двигателей, наибольшее распространение в конструкции двигателей легковых автомобилей получила система охлаждения [1, 5, 9], которая характеризуется следующими главными признаками и отличительными особенностями:

- система охлаждения герметичная, с принудительной циркуляцией и расширительным бачком открытого типа,
- включает в себя термостат с перепускным клапаном, который поддерживает установленную рабочую температуру ОЖ,
- наличие малого (снаружи или внутри двигателя, с помощью байпасного канала от выхода из головки до входа в насос) и большого (через радиатор) кругов циркуляции ОЖ, управляемых с помощью термостата,
- насос ОЖ с приводом от коленчатого вала двигателя,
- вентилятор (один или несколько) для принудительного обдува радиатора в случае превышения температурой максимального заданного значения, управление включением вентилятора от электронного блока управления двигателем по сигналу датчика температуры радиатора.

Поскольку система охлаждения данного типа (рис.1) применяется в настоящее время на большинстве двигателей выпускаемых серийно легковых автомобилей, условно она может быть названа системой охлаждения традиционного типа.

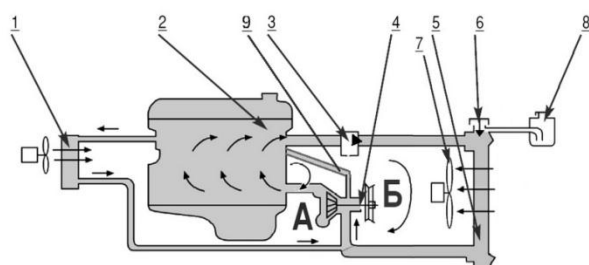


Рис.1. Система охлаждения традиционного типа с одноходовым термостатом: 1-отопитель, 2- двигатель, 3- термостат, 4- насос, 5- радиатор, 6- пробка, 7- вентилятор, 8- расширительный бачок, 9- байпасный канал малого круга циркуляции

Помимо этого, на многих современных двигателях находят широкое применение конструктивные решения, в части отдельных элементов системы, в том числе:

- одноходовой термостат, открывающий большой круг циркуляции при постоянно открытом

малом круге, что упрощает систему охлаждения и повышает надежность ее работы,

- датчик температуры, установленный в канале на выходе из головки блока цилиндров, где температура ОЖ максимальна.

При возникновении неисправностей в традиционной системе охлаждения, таких как повреждение и/или отказы (поломки) насоса, вентилятора, термостата, прокладки головки блока цилиндров (ГБЦ) и т.д., происходит нарушение работы системы, что неизбежно приводит к повышению температуры ОЖ, регистрируемому датчиком температуры на выходе из головки блока цилиндров. Это позволяет своевременно обнаружить перегрев и предупредить его последствия.

При неисправностях, связанных с негерметичностью системы и внешней утечкой жидкости, в системе охлаждения обычно падает давление [1, 10, 11], что вызывает опасное для двигателя локальное кипение ОЖ на сильно нагретых поверхностях. Для подобных случаев в любой традиционной системе охлаждения предусмотрен визуальный контроль уровня жидкости в расширительном бачке системы.

Процесс перегрева двигателя и его влияние на повреждения деталей механической части

Во время работы двигателя при перегреве происходит нагрев ОЖ по той или иной причине до температуры кипения. При этом кипение начинается локально в рубашке охлаждения в зонах с наиболее нагретыми деталями – обычно это стенки камеры сгорания, выпускные каналы в ГБЦ. Далее кипение распространяется по объему жидкости – по мере разогрева деталей и самой жидкости. Фактически кипение жидкости создает паровую подушку между нагреваемой газами стенкой и ОЖ, препятствующую процессу отвода теплоты от стенок в жидкость.

Анализ имеющихся данных [9, 10] позволяет указать основные признаки сильного и/или длительного перегрева двигателя в эксплуатации (в порядке увеличения интенсивности и длительности):

1. Ослабление болтов ГБЦ.
2. Деформация плоскости ГБЦ.
3. Пластическая деформация прокладки ГБЦ, потеря герметичности, прорыв газов через нее.
4. Загрязнение расширительного бачка маслом и нагаром, запах отработавших газов, разбрызгивание ОЖ в подкапотном пространстве.
5. Деформация цилиндров.
6. Задир на поршнях в верхней части огневого пояса вследствие термического расширения днища и заклинивания поршня в цилиндре.

7. Блокирование колец в канавках поршней вследствие задигов на поршне и цилиндрах от перегрева поршней.

8. Задиры на краях юбок поршней от чрезмерного теплового расширения поршня, следы перегрева на внутренней поверхности поршней.

9. Задиры в средней части цилиндров от юбки поршней.

10. Плавление стенок ГБЦ у седел выпускных клапанов.

11. Плавление верхней части поршня из-за нарушения охлаждения.

12. Задиры на поршнях в верхней части огневого пояса вследствие попадания расплавленных частиц материала ГБЦ в зазор между поршнями и цилиндрами.

13. Прочие признаки, в том числе, оплавление наконечников свечей зажигания, датчиков, выпускного коллектора и других элементов, закрепленных на ГБЦ.

Как показывает практика, в эксплуатации могут наблюдаться не все, а только некоторые признаки из указанных – в зависимости от интенсивности перегрева. Это позволяет определить особенности развития перегрева при возникновении неисправности, а также действительное состояние конкретного ДВС в эксплуатации до этого момента.

Аварийный режим работы системы охлаждения с малым количеством ОЖ в системе существенно отличается от "обычного" перегрева при наличии ОЖ. Одним из главных отличий является зависимость температурного состояния деталей от времени работы в условиях нестационарного нагрева от горячих газов при нарушенном охлаждении.

Для того, чтобы установить взаимосвязь указанных процессов, необходимо оценить время их развития. Для этого необходимо найти решение задачи нестационарного теплообмена для стенки головки блока цилиндров и поршня в цилиндре, у которых произошло нарушение охлаждения.

Нестационарный нагрев стенки камеры сгорания при нарушении охлаждения

Решение задачи о времени процесса нагрева стенки камеры сгорания сводится к следующему. Имеется элемент стенки камеры сгорания, омываемый снаружи ОЖ, а изнутри – горячими газами (рис.2).

При работе двигателя устанавливается тепловое равновесие, когда количество теплоты, отданное газом в стенку, равно количеству теплоты, отданной стенкой в жидкость. В этом случае температура стенки будет неизменной по времени.

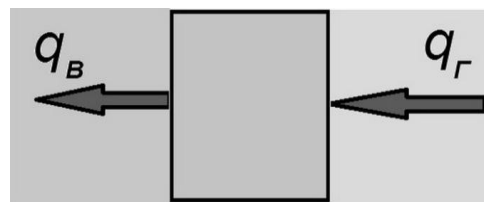


Рис.2. Расчетная схема элемента камеры сгорания

Чтобы определить эту температуру, сделаем следующие упрощающие допущения:

- температура газов T_z постоянна и равна средней температуре в камере сгорания – 1400K (1137°C),
- температура жидкости $T_ж$ постоянна и равна 373K (100°C),
- толщина стенки δ камеры сгорания – 10 мм,
- теплообмена вдоль стенки камеры нет, тепловой поток идет строго перпендикулярно стенке,
- частота вращения коленчатого вала $n = 3000$ об/мин.

Согласно сделанным допущениям, площадь стенки, через которую проходит тепловой поток, одинакова снаружи и внутри. Тогда имеем следующие соотношения для удельного теплового потока q , равного количеству отводимой теплоты, отнесенной к площади сечения стенки – для теплообмена внутри и снаружи [7]:

$$q = \alpha_z \cdot (T_z - T_{cm1}) = \frac{\lambda(T_{cm1} - T_{cm2})}{\delta} = \alpha_ж \cdot (T_{cm2} - T_ж),$$

где α_z – коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, T_{cm1} – температура стенки со стороны газа, T_{cm2} – температура стенки со стороны ОЖ, λ – коэффициент теплопроводности стенки (200 Вт/м·К для алюминия), $\alpha_ж$ – коэффициент теплоотдачи от стенки в жидкость.

Формула для теплового потока через стенку может быть также записана в общем виде – как удельный тепловой поток от газа в жидкость с учетом теплопроводности стенки [7]:

$$q = \frac{T_z - T_ж}{\frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_ж}}. \quad (1)$$

Коэффициент теплоотдачи газа в ДВС может быть приближенно рассчитан по формуле Эйхельберга [4]:

$$\alpha_z = 7,8 \cdot \sqrt[3]{C_m} \cdot \sqrt{p_z \cdot T_z},$$

где C_m – средняя скорость поршня, м/с ($C_m = S \cdot n / 30$), p_z – среднее эффективное давление, МПа (для средних режимов $p_z = 0,4$ МПа), S – ход поршня (ориентировочно примем $S = 0,09$ м), откуда приближенно $\alpha_z = 1,25 \cdot 10^3$ Вт/м²·К.

Согласно [6] коэффициент теплоотдачи для воды в рубашке охлаждения ДВС может быть приближенно принят равным $\alpha_w = 10^4 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$. Подставляя указанные значения в формулу (1), получим приближенно $q = 1,08 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$, откуда:

$$T_{cm1} = T_z - q/\alpha_z = 563\text{K} = 263^\circ\text{C},$$

$$T_{cm2} = T_g + q/\alpha_g = 481\text{K} = 208^\circ\text{C}.$$

Теперь предположим, что при работе на установившемся режиме охлаждение стенки внезапно исчезло в результате нарушения подачи ОЖ (отводом теплоты с паром пренебрегаем). Для этого случая воспользуемся уравнением теплового баланса, записанным для выделенного элемента стенки [8]:

$$q \cdot F \cdot d\tau = C \cdot M \cdot dT, \quad (2)$$

где q – удельный тепловой поток от газа в стенку, F – площадь поверхности элемента стенки, C – удельная теплоемкость металла, M – масса элемента стенки, $d\tau$ – отрезок времени, за который температура стенки повышается на величину dT .

Уравнение (2) показывает рост внутренней энергии элемента стенки при подводе теплоты в течение заданного промежутка времени и отсутствии охлаждения.

Далее, поскольку

$$q = \alpha_z \cdot (T_z - T_{cm1}),$$

получим уравнение, связывающее приращение температуры стенки с интервалом времени:

$$dT = \frac{\alpha_z \cdot F}{C \cdot M} (T_z - T_{cm1}) d\tau. \quad (3)$$

Выражение (3) легко интегрируется в заданном отрезке времени как аналитически, так и численно, с начальным значением температуры T_{cm10} , соответствующим нормальному режиму охлаждения. Для приближенной оценки численное интегрирование с шагом времени 1 сек, учитывая, что $C = 1000 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$, масса элемента стенки размером $10 \times 10 \text{ мм}$ при толщине 10 мм $M = 0,0027 \text{ кг}$, а площадь поверхности стенки $F = 0,0001 \text{ м}^2$, дает следующие данные (табл.1):

Таким образом, в случае внезапного и полного нарушения охлаждения через 12 сек работы двигателя стенка камеры начнет плавиться. Особенно опасным в этом случае будет участок камеры сгорания, расположенный между седлами выпускных клапанов, поскольку этот участок небольшой, но нагревается горячими газами сразу с 3-х сторон (камера сгорания и выпускные каналы), в то время как охлаждение подводится только с одной стороны. Поскольку при расчете не были учтены все влияющие факторы (теплопроводность вдоль стенки, отвод теплоты от стенки в пар и др.), возможно,

что реальное время процесса будет несколько больше, но в любом случае время до плавления стенки ГБЦ при отсутствии ее охлаждения будет исчисляться секундами.

Таблица 1. Данные расчета температуры стенки

Время с момента прекращения охлаждения, сек	Температура стенки, К	Температура стенки, °С
0	535	262
1	576	303
2	606	333
3	644	371
...	...	...
11	895	622
12	Плавление	Плавление

Нестационарный нагрев поршня в цилиндре при нарушении охлаждения

Сравним полученное время со временем, в течение которого будет нагреваться поршень в цилиндре при сгорании топливовоздушной смеси и охлаждении, главным образом, путем передачи теплоты через поршневые кольца в стенку цилиндра и далее в ОЖ [1, 5].

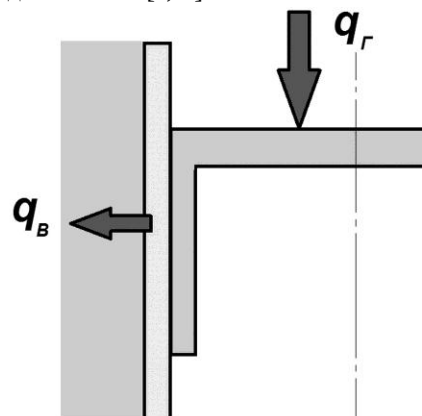


Рис.3. Расчетная схема поршня в цилиндре

Чтобы приблизительно оценить время нагрева поршня до критической температуры, при которой в цилиндре возникают задиры, необходимо сделать следующие замечания и упрощающие допущения:

- поршень нагрет при работе двигателя до некоей средней температуры,
- передача теплоты от поршня идет только через поршневые кольца,
- при нарушении жидкостного охлаждения цилиндра передача теплоты между поршнем и цилиндром происходит мгновенно, температура поршня равна температуре гильзы,
- охлаждение стенки цилиндра паром пренебрежимо мало,

• теплопроводность вдоль стенок не учитывается, теплота передается только в направлении поперек стенок.

Как известно [1, 5], повышение температуры поршня вызывает его расширение в цилиндре. В большинстве современных двигателей цилиндр образован тонкой чугунной гильзой, залитой в алюминиевую стенку. Зазор между поршнем и цилиндром в зоне огневого пояса поршня при нормальной температуре $T_0 = 20^\circ\text{C}$ обычно равен 0,50 мм. В случае нагрева поршня до температуры T_1 его термическое расширение Δ будет выше, чем у гильзы, в соответствии с известной формулой:

$$\Delta = \alpha_a \cdot D_0 \cdot (T_1 - T_0),$$

где α_a – коэффициент температурного расширения алюминиевого сплава ($\alpha_a = 20 \cdot 10^{-6}$ 1/град).

Отсюда следует, что диаметр поршня D при температуре T_1 :

$$D = D_0 + \alpha_a \cdot D_0 \cdot (T_1 - T_0),$$

где D_0 – начальный диаметр поршня при температуре T_0 .

Расширение чугунной гильзы цилиндра при нагреве будет описываться аналогичной формулой ($\alpha_{\text{ч}} = 10 \cdot 10^{-6}$ 1/град):

$$\Delta = \alpha_{\text{ч}} \cdot D_{0\text{г}} \cdot (T_1 - T_0),$$

откуда диаметр гильзы $D_{\text{г}}$ при температуре T_1

$$D = D_{0\text{г}} + \alpha_{\text{ч}} \cdot D_{0\text{г}} \cdot (T_1 - T_0),$$

где $D_{0\text{г}}$ – начальный диаметр гильзы при температуре T_0 .

В случае, если диаметр поршня станет равным диаметру гильзы, возникнет задир. При этом:

$$D_0 + \alpha_a \cdot D_0 \cdot (T_1 - T_0) = D_{0\text{г}} + \alpha_{\text{ч}} \cdot D_{0\text{г}} \cdot (T_1 - T_0),$$

откуда:

$$T_1 = T_0 + \frac{\delta_0}{D_0 \cdot \alpha_a - D_{0\text{г}} \cdot \alpha_{\text{ч}}}. \quad (4)$$

Подставляя в выражение (4) диаметр верхней части поршня $D_0 = 0,09$ м, начальный зазор $\delta_0 = D_{0\text{г}} - D_0 = 0,5$ мм и начальную температуру $T_0 = 293\text{K}$, получим максимальную температуру поршня в цилиндре, при которой начинаются задиры $T_1 = 848\text{K}$ или $t_1 = 575^\circ\text{C}$.

Нормальная температура поршня при работе двигателя меняется по сечению – от 300-350 $^\circ\text{C}$ в середине днища до 120-150 $^\circ\text{C}$ в нижнем сечении юбки [1, 5]. Для простоты примем среднюю температуру поршня, близкую к температуре днища (поскольку мы исследуем именно эту часть поршня) $T_{\text{п}} = 300^\circ\text{C}$. Тогда для того, чтобы в цилиндре был задир, поршень должен нагреться при отсутствии охлаждения цилиндра на 284 $^\circ\text{C}$. Однако в действительности такая температура чрезмерно высока, и задир обычно происходит уже при нагреве на 150-

180 $^\circ\text{C}$, поскольку касание цилиндра на перекладках в мертвых точках и трение в цилиндре при таком нагреве значительно возрастают. Поэтому в первом приближении критический нагрев поршня следует выбрать около 150 $^\circ\text{C}$.

Для поршня в цилиндре может быть применено выражение, аналогичное (3):

$$dT = \frac{\alpha_{\text{г}} \cdot F_{\text{п}}}{C \cdot M} (T_{\text{г}} - T_{\text{п}}) \cdot d\tau. \quad (5)$$

Здесь требуется уточнение для массы – приближенно полагаем, что в процессе участвует только относительно толстая верхняя часть (50% массы) поршня и часть гильзы цилиндра в пределах хода поршня. Тогда при толщине стенки цилиндра 0,01 м и длине 0,1 м (толщиной чугунной гильзы в первом приближении пренебрегаем), а также ориентировочной массе поршня 0,350 кг приблизительно масса $M = 1$ кг, а площадь поршня $F_{\text{п}} = 0,00636$ м 2 . Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$ рассчитывается аналогично тому, как это сделано выше для камеры сгорания.

Результаты расчета нагрева поршня при нарушении охлаждения цилиндра представлены в табл.2.

Таблица 2. Данные расчета температуры поршня

Время с момента прекращения охлаждения цилиндра, сек	Температура поршня, К	Температура поршня, $^\circ\text{C}$
0	573	300
1	579	306
2	585	312
...	...	...
24	717	444
25	Задир	Задир

Таким образом, при аварийном нарушении охлаждения в результате быстрого вытекания ОЖ из системы поршни получают повреждения как минимум через вдвое большее время, чем будет повреждена стенка камеры сгорания.

Особенности работы системы охлаждения с низким уровнем ОЖ

Для анализа работы системы охлаждения с низким уровнем ОЖ необходимо учесть, что значительная потеря жидкости приводит к сильному понижению ее уровня во всей системе охлаждения – строго по закону сообщающихся сосудов (рис.1), где двигатель и радиатор могут быть представлены, как два сосуда, соединенные нижним патрубком системы.

Очевидно, при снижении уровня ОЖ будут оголены (т.е. останутся без жидкости, либо ее подача не будет непрерывной) элементы системы, расположенные в верхних точках системы. Согласно схеме традиционной системы охлаждения, на ее верхнем уровне находятся патрубки выхода из ГБЦ на радиатор и на отопитель салона. Поэтому 1-м внешним признаком падения уровня ОЖ стало бы выключение отопителя [1, 10], хорошо заметное в холодное время года.

Одновременно с этим циркуляция жидкости в байпасном канале между ГБЦ и блоком продолжается, поскольку этот канал расположен ниже выходных патрубков ГБЦ. Это означает, что в системе охлаждения на режимах с небольшой подачей насоса (на малых и средних оборотах) основная часть жидкости будет циркулировать по малому кругу циркуляции, поскольку при низком уровне ОЖ поступление жидкости в верхнюю часть системы возможно только при большой подаче насоса, т.е. на высоких оборотах.

В таком состоянии системы и на таком режиме работы радиатор будет практически выключен из работы, как только уровень жидкости в системе станет ниже определенной критической величины. Для точного определения этой величины нужны специальные экспериментальные исследования, но обычно потеря 2-2,5 л уже будет критической потерей для системы – при условии работы двигателя на малых и средних оборотах.

Характерно, что при нарушении или отсутствии течения ОЖ через выходной патрубок ГБЦ чувствительная часть датчика температуры, расположенного на стенке выходного патрубка, фактически будет оголена, т.е. может возникнуть существенный разрыв между действительной и регистрируемой датчиком температурой.

Оценка работы датчика температуры при быстрой потере ОЖ

Для того, чтобы оценить работу датчика, необходимо описать процесс теплообмена датчика при обтекании его жидкостью (при нормальной работе системы) и паром (при перегреве двигателя).

Поскольку чувствительная часть датчика представляет собой цилиндр, установленный поперек потока, теплообмен цилиндра с потоком описывается эмпирической формулой [7]:

$$Nu = 1,14 \cdot C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,4}, \quad (6)$$

где Nu – критерий (число) Нуссельта, показывающий, насколько интенсивность переноса теплоты при течении жидкости больше переноса теплоты теплопроводностью, и пропорциональный коэффи-

циенту теплоотдачи α ($Nu = \alpha \cdot d / \lambda$), d – диаметр чувствительной части датчика ($d = 0,006$ м), λ – коэффициент теплопроводности среды (для жидкости $\lambda = 0,69$ Вт/м·К, для пара $\lambda = 0,022$ Вт/м·К), Re – число Рейнольдса ($Re = v \cdot d / \nu$), v – скорость среды (принято $v = 1$ м/с), ν – коэффициент кинематической вязкости (для жидкости $\nu = 0,240 \cdot 10^{-6}$ м²/с, для пара $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$ м²/с), Pr – число Прандтля (для жидкости $Pr = 2$, для пара $Pr = 0,72$), C, m эмпирические коэффициенты ($C = 0,023$, $m = 0,8$ для жидкости и $C = 0,695$, $m = 0,4$ для пара).

Подставляя все величины в формулу (6), получим значение коэффициента теплоотдачи для случая обтекания датчика жидкостью и паром: для жидкости $\alpha_a = 1,3 \cdot 10^4$ Вт/м²К, для пара $\alpha_n = 31$ Вт/м²К.

Для оценки инерционности датчика температуры допустим в первом приближении, что датчик прогревается только от жидкости (пара), а теплопроводность между стенкой и датчиком отсутствует. Это допущение справедливо при быстром протекании процесса перегрева, когда стенка не успевает нагреться за счет теплопроводности от более горячих участков ГБЦ. Тогда для расчета изменения температуры датчика используем уравнение (3):

$$dT_d = \frac{\alpha \cdot f}{C \cdot M} (T - T_d) \cdot d\tau, \quad (7)$$

где $f = \pi \cdot d \cdot l$ – площадь поверхности чувствительной части датчика (при $l = 0,02$ м и $d = 0,006$ м $f = 3,7 \cdot 10^{-4}$ м²), C – теплоемкость датчика (для латуни $C = 400$ Дж/кг·К), M – масса чувствительной части датчика (для датчика из латуни $M = 0,005$ кг), T_d – температура датчика, T – температура среды (жидкость или пар).

Предположим теперь, что температура среды скачком увеличилась на 30°, что означает, что в двигателе начался перегрев. Тогда при подстановке всех значений в уравнение (7) получим раздельно для жидкости: $dT_d = 23 \cdot d\tau$, для пара: $dT_d = 0,09 \cdot d\tau$.

Как следует из полученных результатов, датчик, находясь в жидкости, будет отслеживать ее температуру с задержкой не более 1-2 секунд (повышение температуры датчика в жидкости на 23° через 1 сек). В то же время задержка в показаниях датчика температуры для пара будет чрезвычайно большой – приблизительно 0,1° в секунду или только 6° в минуту.

Этот результат показывает, что при аварийно быстром снижении уровня ОЖ в системе и оголении датчика его инерция возрастает приблизительно

но в 230 раз, и датчик становится неспособным отследить повышение температуры, когда время процесса перегрева при потере жидкости измеряется секундами.

В результате при быстром падении уровня жидкости и прекращении ее циркуляции по большому кругу датчик температуры не будет показывать не только перегрева двигателя, но даже простого повышения температуры.

Сопоставление результатов расчета с опытными данными

Представляет интерес сравнение полученных результатов с реальными исследованиями причин поломок ДВС в эксплуатации при аварийно быстрой потере ОЖ. Двигатель при такой неисправности выходит из строя от потери компрессии в цилиндрах вследствие значительной деформации привалочных плоскостей и потери герметичности прокладки головки блока цилиндров.

Общим для рассматриваемых ниже случаев является также отсутствие реакции водителя на перегрев и продолжение поездки до останова двигателя, что косвенно свидетельствует о неработоспособности датчика температуры, установленного в выходном патрубке головки блока цилиндров.

На рис.4. представлена камера сгорания со следами плавления стенки между выпускными седлами, что было результатом вытекания ОЖ через радиатор, поврежденный ударом постороннего предмета.



Рис.4. Камера сгорания со следами плавления стенки между седлами выпускных клапанов – номинальный режим работы ДВС (в движении)

Такое повреждение возникло при работе двигателя на номинальном режиме (движение автомобиля с высокой скоростью по шоссе) и характеризовалось большой интенсивностью разогрева и малым временем до выхода из строя.

При работе на малых оборотах и нагрузках время процесса увеличивается, что вызывает вы-

равнивание температуры стенки камеры, и вместо локального прогара между седлами возникает потеря натяга у седел (рис.5).

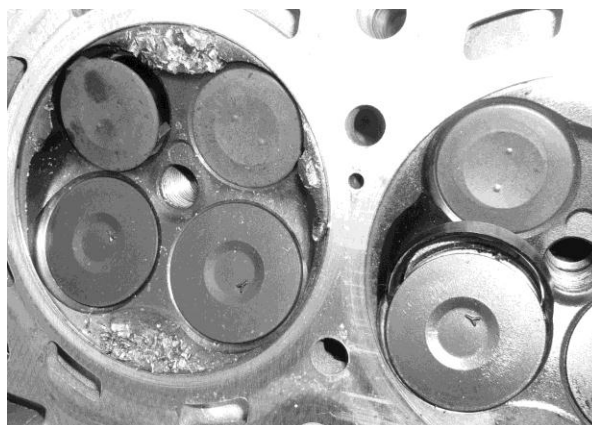


Рис.5. Потеря натяга и выпадение седел при перегреве от потери ОЖ - режим малых оборотов и нагрузок (работа ДВС на месте)

Общим для двух рассмотренных случаев является минимальные повреждения цилиндров и поршней – только в верхней части, где за счет температурного расширения днища поршень может заклинивать в цилиндре с характерными следами задиров (рис.6).



Рис.6. Задир в верхней части цилиндра от перегрева при потере ОЖ (хорошо видны следы прорыва газов на плоскости). Нижняя часть цилиндра повреждений не получила

Поршень при аварийном перегреве от потери ОЖ также повреждается, главным образом, в области огневого пояса (рис.7), при этом юбка не имеет видимых повреждений.



Рис.7. Повреждение огневого пояса поршня при отсутствии заметных повреждений юбки

Указанные практические примеры показывают хорошее качественное совпадение с данными расчетов, а именно, подтверждают полученный теоретически результат – при перегреве от потери ОЖ повреждение камеры сгорания максимально, а поршня минимально.

Анализ действий водителя при возникновении неисправности двигателя

При исследовании причины неисправности важным является оценка действий водителя – могли ли он вовремя определить, что возникла неисправность, и принять соответствующие меры для исключения выхода двигателя из строя. Так, при возникновении неисправности в системе охлаждения возможные варианты развития событий могут быть следующими:

1) система контроля температуры работала штатно и показывала перегрев, но водитель не замечал ее показаний и продолжал движение.

2) система контроля температуры не работала и/или не показывала перегрев, в результате чего водитель не видел его и также продолжал движение.

Как это следует из полученных выше данных, при аварийно быстрой потере охлаждающей жидкости инерционность датчика температуры становится чрезвычайно большой. При этом температура на указателе может заметно для водителя вырасти только через минуту после полного нарушения работоспособности системы охлаждения, в то время как остановка двигателя вследствие перегрева, деформации ГБЦ и потери компрессии произойдет раньше, чем водитель сможет увидеть повышение температуры.

В связи с этим возникает вопрос о том, какие мероприятия могут быть проведены в дальнейшем на легковых автомобилях с системой охлаждения

традиционного типа, чтобы исключить аналогичные ситуации в будущем.

Конструктивные способы предупреждения аварийных ситуаций при быстрой потере охлаждающей жидкости в системах охлаждения традиционного типа

Как следует из результатов проведенного исследования, при аварийно быстрой потере жидкости возникают следующие процессы:

1. Нарушение циркуляции ОЖ по большому кругу (через радиатор);

2. Быстрое развитие процесса перегрева, при котором датчик, расположенный в выходном патрубке ГБЦ, не успевает отследить повышение температуры.

Полученные выше данные показывают, что в системах с одноходовым термостатом организовать высокоэффективное охлаждение всех основных узлов можно только при наличии достаточного количества ОЖ. Напротив, при быстрой аварийной потере жидкости и/или при чрезмерно низком ее уровне такая система самопроизвольно переходит в режим циркуляции по малому кругу, что приводит к быстрому и неконтролируемому перегреву двигателя.

Одновременно с этим в системах с одноходовым термостатом при нарушении циркуляции датчик температуры оказывается вне жидкости, если он расположен традиционно – на стенке выходного патрубка ГБЦ на верхнем уровне системы. В результате датчик температуры не может отследить темп повышения температуры основных деталей двигателя, что приводит к выходу двигателя из строя по причине неконтролируемого водителем перегрева.

Исходя из этого, для исключения аварийных ситуаций, связанных с быстрой потерей ОЖ, возможны 3 варианта модернизации традиционной системы охлаждения:

1. Изменение места расположения датчика температуры. Наилучшим, с точки зрения объективности контроля температуры при перегреве, является расположение датчика на стенке головки блока цилиндров, а не на выходном патрубке.

2. Переход к двухходовому термостату. В прошлом многие модели двигателей имели такие термостаты. При таком типе термостата падение уровня жидкости не приводит к прекращению ее циркуляции по большому кругу, поскольку малый круг перекрыт вторым клапаном термостата (рис.8).

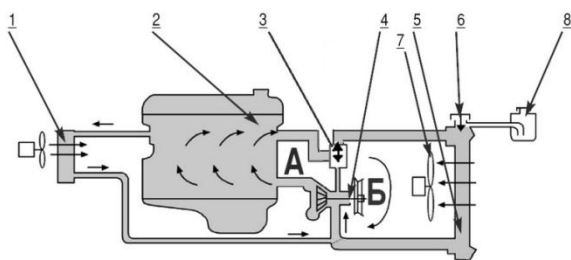


Рис.8. Система охлаждения традиционного типа с 2-ходовым термостатом: 1-отопитель, 2-двигатель, 3-термостат, 4-насос, 5-радиатор, 6-пробка, 7-вентилятор, 8-расширительный бачок

3. Установка датчика уровня ОЖ в радиаторе. Такой датчик имеют некоторые микроавтобусы в связи с трудностью визуального контроля количества ОЖ в системе охлаждения двигателя у транспортных средств данного типа. В этом случае падение уровня сразу будет заметно по сигналу соответствующей контрольной лампы.

Выводы

У ДВС легковых автомобилей с системами охлаждения традиционного типа и одноходовым термостатом быстрое аварийное падение уровня жидкости вызывает прекращение ее циркуляции по большому кругу.

При аварийном нарушении охлаждения в результате быстрой потери охлаждающей жидкости стенки камеры сгорания получают чрезвычайно серьезные повреждения в виде плавления стенок и/или выпадения седел, тогда как поршни получают незначительные термические повреждения и только приблизительно через вдвое большее время от начала разрушения камеры сгорания.

Датчик температуры, установленный на выходном патрубке головки блока цилиндров, при быстрой потере жидкости не показывает, по причине инерционности, не только перегрева двигателя, но даже простого повышения температуры, вследствие чего водитель не имеет технической возможности видеть повышение температуры в системе вплоть до поломки двигателя в результате перегрева.

Для исключения повреждения двигателя в результате аварийной потери охлаждающей жидкости традиционные системы охлаждения ДВС легковых автомобилей могут быть модернизированы

путем переноса датчика температуры на головку блока цилиндров, а также путем применения двухходового термостата и/или установки датчика уровня жидкости в радиаторе.

Список литературы:

1. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. – М.: Изд-во "За Рулем", 1998. – 480с. 2. Piston damage – recognising and rectifying. 4th Edition. – MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, Germany, 2014. – 92p. 3. Piston Damage – Causes and Remedies. – MAHLE GmbH, Stuttgart, 1999. – 66p. 4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – Под ред. С.Орлина, М.Круглова. М.: Машиностроение, 1983.- 372с. 5. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция поршневых и комбинированных двигателей. – Под ред. С.Орлина, М.Круглова. М.: Машиностроение, 1984.- 384с. 6. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. – Под ред. С.Орлина, М.Круглова. М.: Машиностроение, 1985. – 456с. 7. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. – М.: Атомиздат, 1979. – 416с. 8. Кошкин В.К. и др. Нестационарный теплообмен. – М.: Машиностроение, 1973. – 328с. 9. Хрулев А. «Точка кипения». – "Автомобиль и сервис", №3/2011. 10. Хрулев А. «Если двигатель перегрелся». – "Автомобиль и сервис", №4/1999. 11. Хрулев А. «Холодная „голова“ и пламенное „сердце“». – "Автомобиль и сервис", №2/2002. 12. Хрулев А. «Почему прогорела прокладка?». – "Автомобиль и сервис", №2/2000. 13. Хрулев А. «Почему прогорел поршень?». – "Автомобиль и сервис", №10/2000.

Bibliography (transliterated):

1. Khrulev A.E. Remont dvigatelei zarubejnykh avtomobilei. - M.: Izdatelstvo Za Rulem, 1998. – 480s. 2. Piston damage - recognising and rectifying. 4th Edition. – MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, Germany, 2014. – 92p. 3. Piston Damage – Causes and Remedies. – MAHLE GmbH, Stuttgart, 1999. – 66p. 4. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Teoriya porshnevykh i kombinirovannykh dvigatelei.- Pod red. S.Orlina, M.Kruglova. M.: Mashinostroenie, 1983.- 372s. 5. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Konstrukciya porshnevykh i kombinirovannykh dvigatelei.- Pod red. S.Orlina, M.Kruglova. M.: Mashinostroenie, 1985.- 384s. 6. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Systemy porshnevykh i kombinirovannykh dvigatelei.- Pod red. S.Orlina, M.Kruglova. M.: Mashinostroenie, 1985.- 456s. 7. Kutateladze S.S. Osnovy teorii teploobmena.- M.: Atomizdat, 1979.- 416s. 8. Koskin V.K. u dr. Nestacionarnyi teploobmen.- M/: Mashinostroenie, 1973.- 328s. 9. Khrulev A. "Tochka kipeniya".- "Avtomobil i service", No.3/2011. 10. Khrulev A. "Esli dvigatel peregreysya".- "Avtomobil i service", No.4/1999. 11. Khrulev A. "Holodnaya golova i plamennoe serdce".- "Avtomobil i service", No.2/2002. 12. Khrulev A. "Pochemu progorela prokladka?".- "Avtomobil i service", No.2/2000. 13. Khrulev A. "Pochemu progorel porshen?".- "Avtomobil i service", No.2/2002.

Поступила в редакцию 10.04.2015 г.

Хрулев Александр Эдуардович - канд. техн. наук, ст. науч. сотр., руководитель Бюро моторной экспертизы Специализированного моторного центра "АБ-Инжиниринг", член Палаты судебных экспертов, Москва, РФ, email: alo@ab-engine.ru, +7 495 5448195.

ЗАСТОСУВАННЯ ІНЖЕНЕРНИХ МЕТОДІВ ПРИ ЕКСПЕРТНОМУ ДОСЛІДЖЕННІ І ВИЗНАЧЕННІ ПРИЧИН ПЕРЕГРІВУ ДВЗ

А.Е.Хрулев

Наведено загальний підхід при експертному дослідженні причин поломок деталей при перегріванні ДВЗ, в тому числі, дана методика аналізу можливих причин перегріву на відповідність ознакам, наявним на деталях. Виконані інженерні розрахунки теплового стану деталей при порушенні охолодження, показана ефективність застосування простих інженерних методів для кількісної оцінки ступеня пошкодження деталей з метою встановлення причини перегріву. Дано приклади практичного використання методики при дослідженні причин поломки ДВЗ при перегріванні в експлуатації, отримані рекомендації з вибору конструктивної схеми системи охолодження ДВЗ.

APPLICATION OF ENGINEERING METHODS IN THE INVESTIGATION AND DEFINITION OF THE CAUSE OF ENGINE OVERHEATING

A.E.Khrulev

An overall approach of expert research into the causes of breakdowns when overheated engine parts, is given including, the method of analysis of the possible causes of overheating on the corresponding features available on the components. Performed engineering calculations of thermal condition of details with violation of the cooling efficiency of application of simple engineering techniques allow quantifying the extent of damage to parts in order to determine the cause of overheating. There are the examples of the practical use of the methodology in the study of the causes of engine overheating failures in operation, are given the advices on the choice of structural layout engine cooling system.

УДК 621.436

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

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПАРАМЕТРОВ ДИЗЕЛЬ - ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ЛОКОМОТИВА КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА

Для определения показателей качества работы (перерегулирования, времени регулирования и др.) систем регулирования частоты вращения вала дизельной энергетической установки необходимо знать не только статические, но и динамические характеристики и параметры установки как объекта регулирования частоты вращения вала. Впервые приводятся методика графоаналитического расчета статических и динамических характеристик и параметров установки и зависимости их от условий и режимов работы, а также статические и динамические характеристики и параметры дизель-генератора типа 10Д100 тепловоза 2ТЭ10М. Методика дает возможность не только рассчитать статические и динамические параметры (коэффициенты передачи, факторы устойчивости и постоянные времени) установки, но и определить зависимости их от частоты вращения вала установки и цикловой подачи топлива. Она может быть использована при расчете оптимальных настроек не только обычных систем, но и самонастраивающихся адаптивных автоматических систем.

Автоматизация агрегатов и систем локомотивов обеспечивает наиболее полное использование оборудования и высокие экономичность и надежность, облегчает и упрощает операции по управлению ими с тем, чтобы в дальнейшем автоматизировать и поезд как объект управления.

Как известно, любая автоматическая система содержит две основные, соединенные встречно параллельно, функциональные части: объект регулирования (ОР) и автоматический регулятор (АР). Любой АР содержит две основные соединенные последовательно функциональные части: управляющий орган (УО) и исполнительно-регулирующее устройство (ИРУ). УО содержит устройства: измерительное (ИУ) (датчик регулируемой величины), задающее (ЗУ), сравнивающее (СУ), усилительно-преобразующее (УУ) устройство. В свою очередь ИРУ содержит две основные, соединенные после-

довательно, функциональные части: исполнительный механизм (ИМ) и регулирующий орган (РО) [1].

В автоматических регуляторах частоты вращения вала (АРЧВВ) непрямого действия, содержащих в качестве РО аппаратуру подачи топлива (топливную аппаратуру (ТА)) (регулирующего воздействия μ) в дизель, функции ИМ выполняет пневматический, гидравлический или электромагнитный привод реек топливных насосов высокого давления (ТНВД) или иглы форсунки [2].

В автоматической системе регулирования частоты вращения вала дизельной энергетической установки (АСРЧВВДЭУ) функции ОР частоты вращения вала (ОРЧВВ) выполняют дизель-генератор, турбогенератор или дизель-гидравлическая установка. Во всех случаях (рис. 1) регулируемой выходной величиной φ является ча-

стота вращения вала ω_e (или $n_{дг}$), регулирующим входным воздействием μ - изменение подачи топлива g_u (или перемещения реек ТНВД h_p для дизелей [2]) в тепловой двигатель. По статическим и динамическим характеристикам и параметрам ОР подбирается к нему автоматический регулятор. В АСРЧВВДЭУ обычно применяются пропорционально-интегральные (ПИ) или пропорционально-интегрально-дифференциальные (ПИД) АРЧВВ. Для определения устойчивости и показателей качества работы (перерегулирования, времени регулирования и др.) АСРЧВВДЭУ необходимо знать не только статические, но и динамические характеристики и параметры ДЭУ как ОРЧВВ. В научно-технической литературе по регулированию ДВС не имеется методик расчета статических и динамических характеристик и параметров ДЭУ как ОРЧВВ и зависимости их от условий и режимов работы ДЭУ. В данной статье впервые приводятся методика графоаналитического расчета статических и динамических характеристик и параметров электрической установки локомотива (ЭУЛ) как ОРЧВВ и статические и динамические характеристики и параметры дизель-генератора типа 10Д100 тепловоза 2ТЭ10М.

Экспериментально установлено, что приращение вращающего момента дизеля ΔM_d прямо пропорционально приращению цикловой подачи Δg_u топлива: $M_d = C_g g_u$ [2, 3]. А так как подача топлива прямо пропорциональна перемещению реек ТНВД, то $M_d = C_h h_p$. Так для тепловозного дизель-генератора 10Д100 $C_h = 1900 \text{ Нм/мм}$, а для дизель-генератора Д70 $C_h = 1400 \text{ Нм/мм}$.

Внешним входным возмущающим воздействием λ является изменение мощности N_e (момента M) дизеля, которая в статике равна мощности потребителя энергии N_{Π} (мощности нагрузки). Таким образом, ОРЧВВ имеет два входных воздействия: изменение подачи топлива g_u (или h_p) и изменение мощности нагрузки N_{Π} (момента M) и один выходной сигнал (регулируемую величину) - частоту вращения вала ω_e (или $n_{дг}$) (см. рис. 1) [1-6].

Отклонение регулируемой величины (частоты вращения вала ω_e (или $n_{дг}$) относят обычно к её номинальному значению, тогда относительное значение этой величины $\varphi = (\omega_e - \omega_{eo}) / \omega_{eo}$.

Относительные отклонения воздействий (перемещение РО, изменение нагрузки) принято относить к максимальному воздействию. Тогда относительные изменения регулирующего μ и возмущающего (вращающего момента) λ воздействий (в безразмерных единицах) выразятся, соответственно, $\mu = (g_u - g_{uo}) / g_{u\max}$ (или $(h_p - h_{po}) / h_{p\max}$) и $\lambda =$

$(M - M_o) / M_{\max}$.

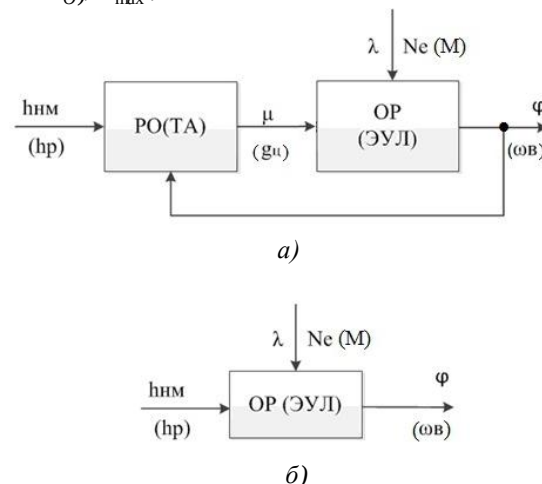


Рис. 1. Функциональная схема ОРЧВВ с выделением РО (а) и включением РО в ОРЧВВ (б)

В результате статические характеристики ОРЧВВ описываются функцией $\omega_e(g_u, N_e)$ и представляют собой два семейства статических характеристик: первое $\omega_e(g_u)$ при $N_e = \text{const}$ и второе $\omega_e(N_e)$ при g_u (или h_p) = const.

Характеристики $\omega_e(g_u)$ при $N_e = \text{const}$ являются статическими характеристиками ОРЧВВ по регулирующему воздействию μ , то есть по изменению подачи топлива g_u (или h_p). В научно-технической литературе по регулированию ДВС они не рассматриваются и не используются [2-8]. В [3] эти статические характеристики называются регулировочными.

Характеристики $\omega_e(N_e)$ при g_u (или h_p) = const являются статическими характеристиками ОРЧВВ по внешнему возмущающему воздействию λ , то есть по изменению мощности N_e при g_u (или h_p) = const и используются при построении комбинированных автоматических систем.

Статические характеристики ОРЧВВ по регулирующему воздействию являются очень важными для расчета устойчивости и показателей качества работы АСРЧВВДЭУ. По этим характеристикам определяются степень нелинейности ОР и значения коэффициентов передачи ОРЧВВ $k_{\mu} = (\partial \omega_e / \partial g_u)$ или $k_{\mu}' = (\partial \omega_e / \partial h_p)$. Изменения коэффициента передачи ОРЧВВ по регулирующему воздействию приводят к соответствующим изменениям коэффициента передачи АСРЧВВДЭУ (в разомкнутом состоянии) $k_{pc} = k_{\mu} \cdot k_p$ и, следовательно, к соответствующим изменениям показателей качества работы АСРЧВВДЭУ (статической неравномерности, относительного перерегулирования, времени регулирования и др.). При постоянном значении коэффициента передачи АРЧВВДЭУ k_p коэффициент передачи системы k_{pc} повторяет изменения коэффи-

циента передачи ОРЧВВ k_{μ} .

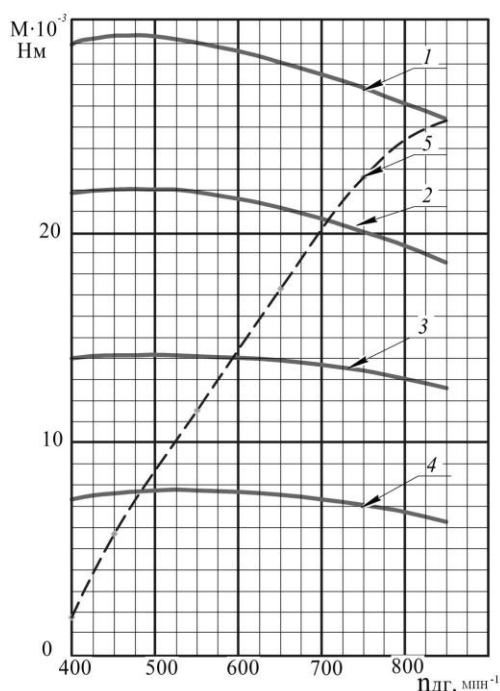


Рис. 2. Внешняя скоростная моментная (линия 1) и частичные скоростные моментные характеристики (линии 2-4) дизель-генератора типа 10Д100 при относительных цикловых подачах топлива:

1 – 1,0; 2 – 0,75; 3 – 0,50; 4 – 0,25 и экономическая характеристика нагружения дизеля тяговым генератором (линия 5)

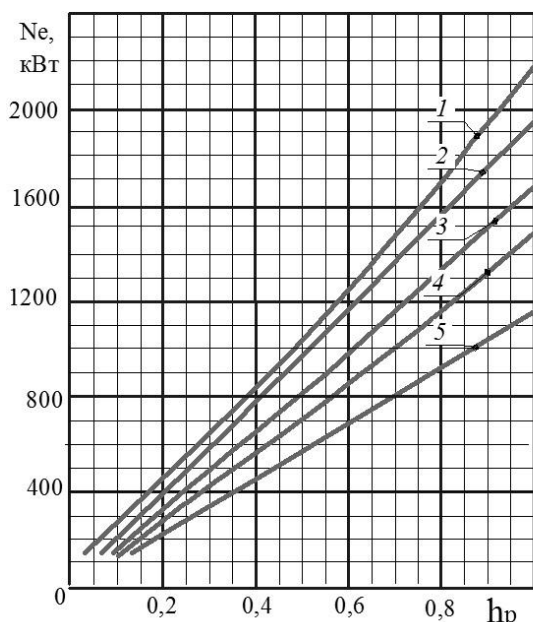


Рис. 3. Зависимости мощности дизель-генератора типа 10Д100 от относительной цикловой подачи топлива при разной частоте вращения вала:

1 – 850 мин⁻¹; 2 – 725 мин⁻¹; 3 – 575 мин⁻¹; 4 – 500 мин⁻¹; 5 – 400 мин⁻¹

Статические характеристики ОРЧВВ по регулируемому воздействию $\omega_e(g_u)$ при $N_e = \text{const}$ строятся графоаналитическим методом следующим образом. С использованием внешней и частичных скоростных моментных характеристик дизеля $M(\omega_e)$ при разных g_u (или h_p) = const (рис. 2) строятся скоростные мощностные характеристики $N_e(\omega_e)$ при g_u (или h_p) = const (рис. 3). С использованием скоростных моментных характеристик (см. рис. 2) строятся характеристики $N_e(g_u$ (или h_p)) при ω_e (или $n_{дг}$) = const (рис. 3).

Далее с использованием характеристик, представленных на рис. 3, строятся статические характеристики ОРЧВВ по регулируемому воздействию $n_{дг}(h_p)$ при мощности $N_e = \text{const}$ (рис. 4).

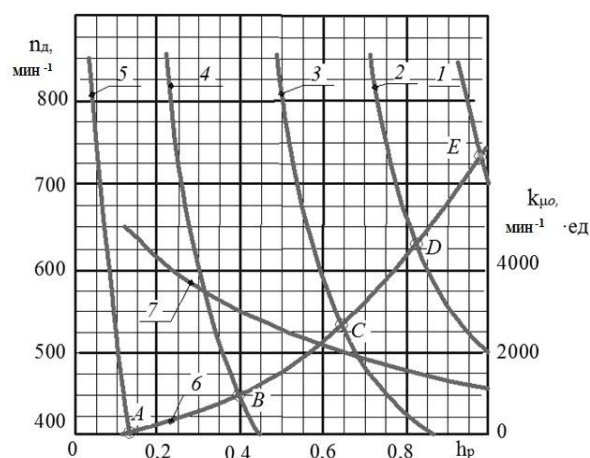


Рис. 4. Статические характеристики ОРЧВВ – дизель-генератора типа 10Д100 по регулируемому воздействию при разной мощности:

1 – 2000; 2 – 1500; 3 – 1000; 4 – 500; 5 – 150 кВт; 6 – линия точек (А, В, С, Д и Е) пересечения статической характеристики при нагружении дизеля по экономической характеристике со статическими характеристиками при постоянной мощности; 7 – зависимость коэффициента передачи дизель-генератора по регулируемому воздействию от относительного перемещения рейки ТНВД

На рис. 5 для примера представлены статические характеристики ОРЧВВ – дизель-генератора с дизелем типа ЯМЗ-238 Ярославского моторного завода по регулируемому воздействию h_p при разной мощности $N_e = \text{const}$. Эти характеристики построены с использованием скоростных моментных характеристик дизеля типа ЯМЗ-238, приведенных в [9].

Впервые рассчитаны статические характеристики дизель-генераторов типа 10Д100 и ЯМЗ-238 (см. рис. 4 и 5) по регулируемому воздействию h_p при разных $N_e = \text{const}$, которые представляют со-

бой части гипербол, что определяется условием их построения $N_e = \text{const}$. Коэффициент передачи по регулируемому воздействию $k_{\mu o}$ дизель-генератора типа 10Д100 (см. рис. 4, линия 7) при изменении относительного перемещения рейки ТНВД h_{po} от 1,0 до 0,13 изменяется от 1200 до 5000 мин^{-1} ед, то есть увеличивается в 4,17 раза. Такое значительное увеличение коэффициента передачи $k_{\mu o}$ приводит к значительному уменьшению устойчивости и ухудшению показателей качества работы системы регулирования частоты вращения вала ДЭУ, что указывает на необходимость разработки автоматической адаптивной самонастраивающейся системы регулирования частоты вращения вала ДЭУ [10].

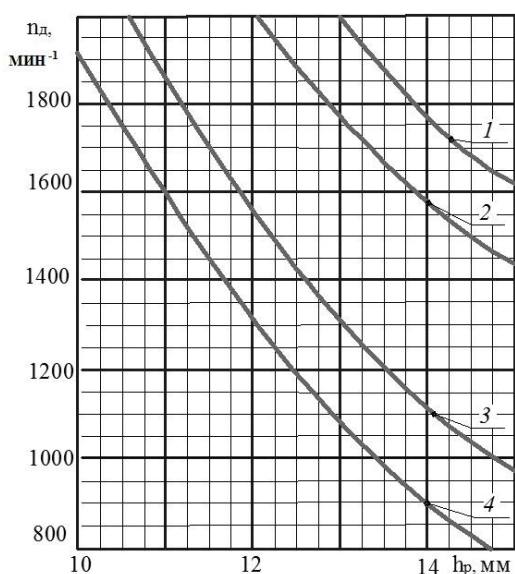


Рис. 5. Статические характеристики ОРЧВВ – дизель-генератора типа ЯМЗ-238 по регулируемому воздействию при разной мощности: 1 – 160 кВт; 2 – 140 кВт; 3 – 100 кВт; 4 – 80 кВт

При максимальных воздействиях, т. е. при $g_{\mu} - g_{\mu o} = g_{\mu \text{max}}$ (или $h_p (h_p - h_{po}) / h_{p \text{max}}$) или $M - M_o = M_{\text{max}}$ относительные изменения воздействий будут равны единице, т. е.

$$\mu_{\text{max}} = (g_{\mu} - g_{\mu o}) / g_{\mu \text{max}} = 1;$$

$$\lambda_{\text{max}} = (M - M_o) / M_{\text{max}} = 1. \quad (1)$$

Выраженные уравнениями (1) максимальные воздействия, соответствуют единичным однократным воздействиям.

В ДЭУ вследствие изменения вращающих моментов двигателя M_d и потребителя его энергии (агрегата нагрузки) M_{Π} на величину ΔM за время dt изменится частота вращения вала на величину $d\omega_e$, т. е.

$$[(M_d - M_{do}) - (M_{\Pi} - M_{\Pi o})] dt = J_e d\omega_e, \quad (2)$$

откуда

$$[(M_d - M_{do}) - (M_{\Pi} - M_{\Pi o})] = J_e d\omega_e / dt, \quad (3)$$

где $(M_d - M_{do})$ – изменение момента двигателя; $(M_{\Pi} - M_{\Pi o})$ – изменение момента потребителя; J_e – динамический момент инерции ЭУЛ для дизель-генератора 10Д100 тепловоза 2ТЭ10М он равен 863,3 Нм^2 [2]; $d\omega_e / dt$ – скорость изменения частоты вращения вала ЭУЛ.

Зависимость момента двигателя от положения РО (h_p или подачи топлива g_{μ}) и от частоты вращения вала ω_e может быть также описана уравнением

$$M_d = f_1(h_p) + f_2(\omega_e) \quad (\text{рис. 2}) [7].$$

Степень влияния частоты вращения вала ω_e на момент двигателя M_d в статическом ОР определяется линейным соотношением

$$(M_d - M_{do}) / (\omega_e - \omega_{eo}) = \Delta M_{do} / \Delta \omega_e.$$

В пределе, при $\Delta \omega_e \rightarrow 0$, это отношение обращается в производную, т. е. в $\partial M_d / \partial \omega_e$, которая является динамическим параметром – фактором устойчивости F_d двигателя ДЭУ (рис. 6).

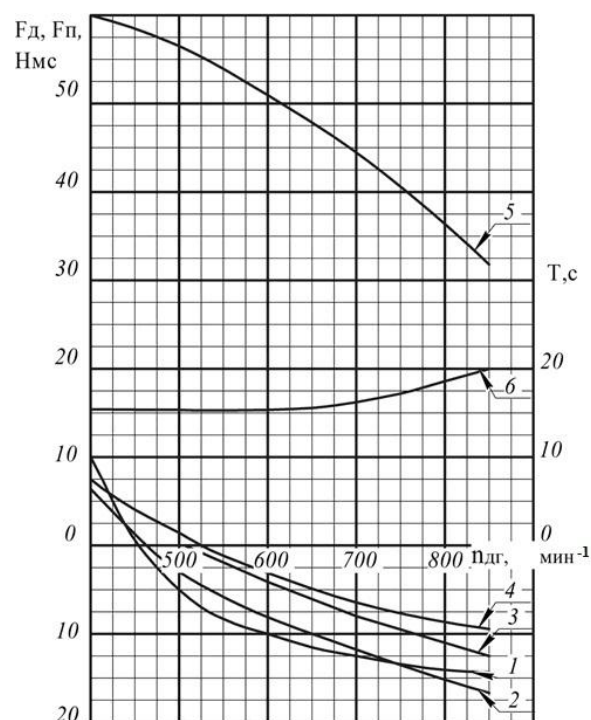


Рис. 6. Зависимости фактора устойчивости двигателя дизель-генератора типа 10Д100 при относительных цикловых подачах топлива: 1 – 1,0; 2 – 0,75; 3 – 0,50; 4 – 0,25; фактора устойчивости потребителя энергии – тягового генератора (линия 5) и постоянной времени установки (линия 6) от частоты вращения вала

Производная $\partial M_{\Pi} / \partial \omega_e$ является вторым динамическим параметром – фактором устойчивости

F_{II} потребителя. Факторы устойчивости определяются графоаналитическим методом дифференцирования характеристик, представленных на рис. 2. Фактор устойчивости F_D имеет отрицательные значения. Однако, при частоте вращения вала менее 500 мин^{-1} он меняет знак. Из рис. 6 видно, что зависимости факторов устойчивости двигателя и потребителя энергии, а также постоянной времени установки от частоты вращения вала существенно нелинейны. Это необходимо учитывать при расчете оптимальных настроек АРЧВВ [1, 2].

Зависимость момента M_D от положения РО h_p определяется производной $\partial M_D / \partial h_p$. Изменение момента двигателя, т. е. $M_D - M_{DO}$, при изменении положения РО от h_{po} до h_p и частоты вращения вала ω_e от ω_{eo} до ω_e будет определяться выражением

$$M_D - M_{DO} = \left(\frac{\partial M_D}{\partial h_p} \right) \cdot (h_p - h_{po}) + \left(\frac{\partial M_D}{\partial \omega_e} \right) \cdot (\omega_e - \omega_{eo}). \quad (4)$$

Для установления зависимости, существующей между изменениями частоты вращения вала, момента двигателя и момента потребителя, подставим уравнение (4) в уравнение (2), в результате чего получим

$$\frac{\partial M_D}{\partial h_p} \cdot (h_p - h_{po}) + \frac{\partial M_D}{\partial \omega_e} \cdot (\omega_e - \omega_{eo}) - (M_{II} - M_{IO}) = J_e d\omega_e / dt \quad (5)$$

Это дифференциальное уравнение является математическим описанием переходного процесса в ДЭУ с учетом её свойств самовыравнивания.

Для получения дифференциального уравнения в безразмерных единицах отнесем отклонения частоты вращения вала к её номинальному значению ω_{eo} , отклонение положения РО h к h_{pmax} , а отклонения момента двигателя M_D и момента потребителя M_{II} – к максимальному моменту потребителя, который в установившемся режиме определяет как максимальный момент двигателя, так и максимальный момент потребителя, т. е.

$$M_{max} = M_{Dmax} = M_{IImax}.$$

Тогда, разделив уравнение (5) на M_{max} и приняв $(d\omega_e / dt) = d(\omega_e - \omega_{eo}) / dt$ будем иметь

$$\begin{aligned} & \frac{\partial M_D}{\partial h_p} \cdot \frac{h_{pmax}}{M_{max}} \cdot \left(\frac{h_p - h_{po}}{h_{pmax}} \right) + \frac{\partial M_D}{\partial \omega_e} \cdot \frac{\omega_{eo}}{M_{max}} \times \\ & \times \left(\frac{\omega_e - \omega_{eo}}{\omega_{eo}} \right) - \frac{M_{II} - M_{IO}}{M_{max}} = \\ & = \frac{J_e d\omega_e}{M_{max}} \cdot \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\omega_e - \omega_{eo}}{\omega_{eo}} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Коэффициент первого члена уравнения (6) может быть упрощен, если принять, что РО имеет линейную характеристику, т. е. момент двигателя M_D изменяется прямо пропорционально положению РО. В этом случае

$$\left(\frac{\partial M_D}{\partial h_p} \right) \cdot (h_{pmax} / M_{max}) = 1.$$

Для коэффициента второго члена уравнения (6) введем обозначение

$$\left(\frac{\partial M_D}{\partial \omega_e} \right) \cdot (\omega_{eo} / M_{max}) = -\rho_1. \quad (7)$$

Далее, в уравнении (6) введем следующие обозначения: $(h_p - h_{po}) / h_{pmax} = \mu$ относительное отклонение регулирующего воздействия (положение РО);

$(M_{II} - M_{IO}) / M_{max} = \lambda$ - относительное отклонение момента потребителя;

$(\omega_e - \omega_{eo}) / \omega_{eo} = \varphi$ - относительное отклонение регулируемой величины - частоты вращения вала установки.

Для коэффициента в правой части уравнения (6) введем обозначение

$$J_e \omega_{eo} / M_{max} = T_p. \quad (8)$$

Коэффициент T_p имеет размерность времени и является временем разгона одноемкостного статического ОР – ДЭУ.

После подстановки в уравнение (6) принятых обозначений получим

$$T_p \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) + \rho_1 \varphi = \mu - \lambda. \quad (9)$$

В уравнении (9) коэффициент ρ_1 величина безразмерная и является коэффициентом самовыравнивания (саморегулирования) ОР. Чем круче статическая характеристика ОР $M_D(\omega_e)$, тем больше самовыравнивание и тем раньше (с меньшим отклонением частоты вращения) наступит стабилизация режима (новое равновесное состояние). Знак минус, введенный перед коэффициентом ρ_1 в формуле (7), указывает на то, что самовыравнивание имеет место лишь тогда, когда отклонение частоты вращения вала вызывает уменьшение величины, которая это отклонение вызвала, т. е. когда фактор устойчивости двигателя $F_D = (\partial M_D / \partial \omega_e) < 0$ (см. рис. 6. линии 1 – 4). Такое самовыравнивание является самовыравниванием на притоке энергии в установку.

Самовыравнивание на стоке энергии из установки принципиально ничем не отличается от самовыравнивания на притоке. Здесь полностью остается справедливым уравнение ОР (9). Коэффициент самовыравнивания в этом случае будет выражаться соотношением

$$\left(\frac{\partial M_{II}}{\partial \omega_e} \right) \cdot (\omega_{eo} / M_{max}) = \rho_2. \quad (10)$$

Самовыравнивание на стоке энергии из установки будет иметь место лишь в том случае, когда с ростом частоты вращения вала растёт сток энергии из установки, а при снижении частоты вращения он уменьшается, т. е. когда фактор устойчивости потребителя (агрегата нагрузки двигателя) $F_{II} = (\partial M_{II} / \partial \omega_e) > 0$ (см. рис. 6, линия 5).

ЭУЛ как ОР частоты вращения вала обладает самовыравниванием, как на притоке, так и на стоке энергии из установки. В этом случае общее самовыравнивание определяется влиянием частоты вращения вала на изменение, как притока, так и стока энергии из установки. Коэффициент самовыравнивания в этом случае будет выражаться соотношением

$$(\partial M_{II} / \partial \omega_e - \partial M_{II} / \partial \omega_e) \cdot (\omega_{eo} / M_{\max}) = \rho_3. \quad (11)$$

Для статического ОР – ЭУЛ имеется ряд важных особенностей. Для статического ОР, у которого регулируемая величина изменяется с непрерывно убывающей скоростью, время разгона T_p является условным показателем, выражающим время, в течение которого эта величина достигла бы отклонения, соответствующего воздействию, если бы она изменялась с постоянной скоростью, равной начальной, т. е. соответствующей моменту возмущения. На практике динамические свойства статического ОР представляются дифференциальным уравнением, выраженным не через T_p , а через постоянную времени T . Для её определения правую и левую части уравнения (9) разделим на ρ_1 , в результате чего получим

$$\frac{T_p}{\rho} \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = \frac{1}{\rho} \cdot (\mu - \lambda). \quad (12)$$

В уравнении (12) отношение времени разгона T_p к коэффициенту самовыравнивания ρ_1 и есть постоянная времени T статического ОР, т. е.

$$T_p / \rho_1 = T.$$

Постоянная времени ЭУЛ является динамическим параметром переменным и сильно зависящим от частоты вращения вала (см. рис. 6, линия 6). В результате ЭУЛ является существенно нелинейным звеном в АСРЧВВЭУЛ.

Величина, обратная коэффициенту самовыравнивания, есть коэффициент усиления (коэффициент передачи) статического ОР k_{op} , т. е.

$$\frac{1}{\rho} = k_{op}.$$

Тогда после соответствующей замены коэффициентов в уравнении (12) будет получено дифференциальное уравнение (математическая модель) одномерного ОР с самовыравниванием в общем виде, выраженное через постоянную времени T и коэффициент передачи k_{op} :

$$T \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = k_{op} \cdot (\mu - \lambda), \quad (13)$$

либо в операторной форме:

$$Tp\varphi + \varphi = k_{op} \cdot (\mu - \lambda), \quad (14)$$

где $d/dt = p$ – оператор дифференцирования.

Таким образом, ДЭУ представляет собой одномерный статический ОР в контуре АСРЧВВДЭУ и обладает динамическими свойствами апериодического звена первого порядка с передаточной функцией

$$W(p) = k_{op} / (Tp + 1).$$

Дифференциальные уравнения (13, 14) выражают зависимость частоты вращения вала ω_e и скорости её изменения $d\omega_e/dt$ от изменения воздействий μ и λ . При этом коэффициент передачи k_{op} показывает, во сколько раз отклонение частоты вращения вала ω_e в установившемся режиме превышает обусловившее его отклонение воздействия.

Разработанная методика даёт возможность не только рассчитать динамические параметры (факторы устойчивости и постоянную времени) установки, но и определить зависимости их от частоты вращения вала установки и цикловой подачи топлива. Она может быть использована при расчёте оптимальных настроек АРЧВВ не только обычных систем, но и самонастраивающихся адаптивных автоматических систем [1, 12].

Список литературы:

1. Ротач, В. Я. Расчёт настройки промышленных систем регулирования [Текст] / В. Я. Ротач ; М. – Л.: ГЭИ, 1961. – 344 с.
2. Луков, Н. М. Автоматизация тепловозов, газотурбовозов и дизель-поездов [Текст] / Н. М. Луков ; М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.
3. Левин, М. И. Автоматизация судовых дизельных установок [Текст] / М. И. Левин ; Л.: Судостроение, 1969. – 468 с.
4. Крутов, В. И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект [Текст] / В. И. Крутов ; М.: Машиностроение, 1978. – 472 с.
5. Ланчуковский, В. И. Автоматизированные системы управления судовых дизельных и газотурбинных установок [Текст] / В. И. Ланчуковский, А. В. Козьминых ; М.: Транспорт, 1990. – 335 с.
6. Луков, Н. М. Автоматические системы управления локомотивов [Текст]: учебник для вузов ж.-д. транспорта / Н. М. Луков, А. С., Космодамианский ; М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2007. – 429 с.
7. Васильев, В. Г. Составление электронной модели дизеля и регулятора тепловоза ТЭ10 [Текст] / В. Г. Васильев, Л. Е. Тимановская; Изв. вузов. Электромеханика, 1963, № 2 – с. 205-206.
8. Лаврик, А. Н. Расчёт системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля [Текст] / А. Н. Лаврик ; Челябинск, ЧГТУ, 1991. – 37 с.
9. Барков, Ю. А. Алгоритмы регулирования частоты вращения дизельных и газодизельных двигателей внутреннего сгорания на основе микропроцессорных систем управления [Текст]: дис. канд. тех. наук / Барков Юрий Александрович. – Рыбинск, 2005. – 214 с. – Библиогр.: 61 05-

5/3751. 10. Горбунова, Н.А. Автоматическое регулирование и управление ДВС [Текст] / Н.А. Горбунова; Коломна, КИ(Ф)МГОУ, 2010. – 268 с. 11. Горбунова, Н.А. Автоматическое регулирование ДВС [Текст] / Н.А. Горбунова; Коломна, 2012. – 50 с. 12. Козлов, Ю.М. Бесписковые самонастраивающиеся системы [Текст] / Ю. М. Козлов, Р.М. Юсупов; М., Наука, 1969. – 455 с. ...

Bibliografy (transliterated):

1. Rotach, V.Y. Raschetnastroiki promishlennikh system regulirovaniya [Tekst] / V.Y. Rotach ; M. – L.: GEI, 1961. – 344s. 2. Lukov, N.M. Avtomatizatsiya teplovozov, gazoturbovozov i dizel-poezdov [Tekst] / N.M. Lukov; M.: Mashinostroyeniye, 1988. – 272 s. 3. Levin, M.I. Avtomatizatsiya sudovih dizelnih ustanovok [Tekst] / M.I. Levin; L.: Sudostroyeniye, 1969. – 468 s. 4. Krutov, V.I. Dvigatel vnutrennego sgoraniya kak reguliruemiy ob'ekt [Tekst] / V.I. Krutov; M.: Mashinostroyeniye, 1978. – 472 s. 5. Lanchukovskii, V.I. Avtomatizirovaniye sistem i upravleniya sudovih dizelnih i gazoturbinnih ustanovok [Tekst] / V.I. Lanchukovskii, A.V. Kozminih; M.:

Transport, 1990 – 335 s. 6. Lukov, N.M. Avtomaticheskie sistemi upravleniya lokomotivov [Tekst]: uchebnik dlya vuzov zh.d. transporta / N.M. Lukov, A.S. Kosmodamianskiy; M.: GOU "Uchebno-metodicheskii centr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte", 2007. – 429 s. 7. Vasilev, V.G. Sostavleniye elektronnoi modeli dizelya i regulyatora teplovoza TE10 [Tekst] / V.G. Vasilev, L.E. Timanovskaya; Izv. Vuzov. Elektromekhanika, 1963, №2 – s. 205-206. 8. Lavrik, A.N. Raschet sistem i avtomaticheskogo regulirovaniya chastoti vrasheniya kolenchatogo vala dizelya [Tekst] / A.N. Lavrik; Chelyabinsk, CHGTU, 1991. – 37 s. 9. Barkov, U.A. Algoritmi regulirovaniya chastoti vrasheniya dizelnih i gazodizelnih dvigatelei vnutrennego sgoraniya na osnove mikroprocessornih sistem upravleniya [Tekst]: dis. kand. teh. nauk / Barkov Urii Aleksandrovich. – Ribinsk, 2005. – 214 s. – Bibliogr.: 61 05-5/3751. 10. Gorbunova, N.A. Avtomaticheskoe regulirovaniye i upravleniye DVS [Tekst] / N.A. Gorbunova; Kolomna, KI(f) MGOU, 2010. – 268 s. 11. Gorbunova, N.A. Avtomaticheskoe regulirovaniye DVS [Tekst] / N.A. Gorbunova; Kolomna, 2012. – 50 s. 12. Kozlov, U.M. Bespis-koviy samonastroyayushiesya sistem i [Tekst] / U.M. Kozlov, R.M. Usupov; M.: Nauka, 1969. – 455 s.

Поступила в редакцию 07.05.2015 г.

Луков Николай Михайлович – доктор техн. наук, профессор, академик Академии транспорта России и Транспортной Академии Украины, профессор МГУПС (МИИТ), г. Москва, Россия, e-mail: nm-57@yandex.ru.

Ромашкова Ольга Николаевна – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Прикладная информатика» Московского педагогического государственного университета, г. Москва, Россия.

Космодамианский Андрей Сергеевич – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Тяговый подвижной состав» РОАТ МГУПС (МИИТ), председатель экспертного совета ВАК РФ по транспорту, академик Академии электротехнических наук Российской Федерации, г. Москва, Россия, e-mail: askosm@mail.ru.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКІВ СТАТИЧНИХ І ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЬ-ЕЛЕКТРИЧНОЇ УСТАНОВКИ ЛОКОМОТИВА ЯК ОБ'ЄКТА РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

М.М. Луков, О.М. Ромашкова, А.С. Космодамианський

Для визначення показників якості роботи (перерегулювання, часу регулювання та ін.) систем регулювання частоти обертання вала дизельної енергетичної установки необхідно знати не тільки статичні, але й динамічні характеристики й параметри установки як об'єкта регулювання частоти обертання вала. Уперше приводяться методика графоаналітичного розрахунку статичних і динамічних характеристик і параметрів установки та залежності їх від умов і режимів роботи, а також статичні та динамічні характеристики й параметри дизель-генератора типу 10Д100 тепловоза 2Е10М. Методика дає можливість не тільки розрахувати статичні й динамічні параметри (коефіцієнти передачі, фактори стійкості й постійні часу) установки, але й визначити залежності їх від частоти обертання вала установки й циклової подачі палива. Вона може бути використана при розрахунках оптимальних налаштувань не тільки звичайних систем, але й самонастроювальних адаптивних автоматичних систем.

CALCULATION OF STATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS AND PARAMETERS OF DIESEL LOCOMOTIVE -ELECTRIC PLANTS AS OBJECT FREQUENCY CONTROL ROTATION

N.M. Lukov, O.N. Romashkova, A.S. Kosmodamianskiy

To determine the performance (overshoot, time regulation, etc.) systems of regulation of frequency of rotation of the shaft diesel power plant it is necessary to know not only static, but also dynamic characteristics and parameters of the installation as an object of regulation of frequency of rotation of the shaft. For the first time the graphic-analytical method of calculation of static and dynamic characteristics and parameters of the installation and their dependence on conditions and modes of operation, as well as static and dynamic characteristics and parameters of the diesel generator type D locomotive AM. The technique makes it possible not only to calculate the static and dynamic parameters (the coefficients of transmission, factors of resistance and time constant) of the unit, but also to determine their dependence on the rotational speed of the shaft and install the fuel supply cycle. It can be used in the calculation of the optimal settings not only conventional systems, but also a self-tuning adaptive automatic systems.

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ СИНТЕЗ СИСТЕМ ТОПЛИВОПИТАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА МЕТАЛЛИЗИРОВАННОМ ТОПЛИВЕ

Рассмотрены вопросы применения метода оптимизационного трехуровневого синтеза для систем топливопитания поршневых двигателей, работающих на металлизированном топливе. Предложен алгоритм направленного синтеза этих систем. Синтезированы системы топливопитания с различными функциями и разной степенью технизации. В том числе сформирована структура общего вида трансформерной системы. Системы указанного вида могут быть использованы в различных средах.

Введение

Современные образцы мобильной техники в большинстве случаев являются многофункциональными, имеют возможность выполнения широкого спектра задач в условиях быстро изменяющейся обстановки со сменой поставленных целей. Для обеспечения надлежащего функционирования таких образцов техники необходимо создание двигателей, работающих на высокоэнергетических топливных составах и функционирующих в различных средах. Одним из средств повышения энергоемкости является использование металлизированных топлив. Они отличаются от традиционных топлив не только химическими, но и физико-механическими характеристиками. Поэтому эффективное использование металлизированных топлив в поршневых двигателях требует создания новых специальных систем топливопитания.

Анализ последних исследований и публикаций

В работе [1] описан общий «системотехнический» подход, предусматривающий эвристическое определение иерархичной структуры системы, организацию взаимодействия между подсистемами и элементами. Однако, такой подход не позволяет генерировать полные множества вариантов структур техники новых видов и типов.

Менее распространенные общие и специализированные подходы к проектированию сложных систем приведены в работах [2, 3].

Располагает более широкими проектными возможностями методология, основанная на учете типового множества этапов жизненного цикла техники, описанная в работе [4]. Данная методология ориентирована, в основном, на создание горизонтально интегрированных технологических систем.

Основы нового метода направленного синтеза техники, отличительная черта которого – использование процедур поиска наиболее эффективных решений из полного множества возможных решений, изложены в работе [5].

Таким образом, стало возможным создание

более совершенных методов проектирования высокоэффективной специализированной техники, частью которой являются системы топливопитания поршневых двигателей, работающих на металлизированном топливе (СТПДМТ).

Постановка задачи

Целью данной статьи является описание особенностей метода оптимизационного синтеза технических систем, применительно к созданию СТПДМТ и решение задачи синтеза системы топливопитания указанного вида для работы в различных средах для транспортного средства, которое должно двигаться по твердой поверхности и воде, причем движение по воде составляет до 80 % пробега.

Эта задача решается с использованием направленного синтеза систем топливопитания. В такой постановке задача является частным случаем более общего решения, которое рассмотрено в работе [6].

Алгоритм направленного синтеза систем топливопитания

В соответствии с трехуровневой структурой процесса формализованного инновационного синтеза объектов техносферы, представленной в работе [5], может быть проведен синтез СТПДМТ в различных средах, подобно тому, как это было сделано при решении задачи создания систем топливопитания реактивных двигателей [6].

Процедуры синтеза на каждом уровне связаны в единый алгоритм, но дифференцированы по этапам социально-экономического, естественно-научного и технического проектирования. Особенность процедуры конкретизации общей структуры системы состоит в том, что она выполняется на основе принципа информационной соподчиненности этапов. Согласно этому принципу, на каждом предыдущем этапе подготавливается необходимая и достаточная информация для осуществления последующего этапа, с учетом численных значений параметров.

На рис.1 изображена общая последовательность конкретизации информации при реализации

направленного синтеза систем топливопитания – его алгоритм.

На первых двух шагах алгоритма предоставляется возможность определить область применения и установить предназначенность системы топливопитания в пределах выбранной сферы её использования. В рассматриваемом случае, система топливопитания должна обеспечивать оптимальную работу двигателя при использовании транспортного средства во время движения по твердой поверхности и воде, а также максимальный период автономной работы до заправки топливом, исходя из предназначения транспортного средства, которое осуществляет до 80% движения по воде.

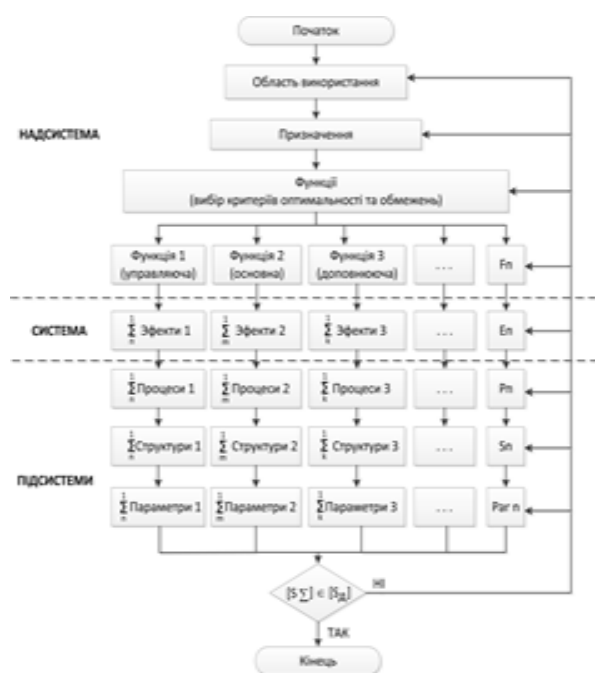


Рис. 1. Алгоритм направленного синтеза систем топливопитания

На третьем шаге, используя полученную информацию, можно задать общую интегральную функцию системы топливопитания, критерии оптимизации и ограничения. Далее возможно осуществить разделение общей интегральной функции системы на составляющие.

На четвертом шаге каждой функции можно поставить в соответствие химические или физические эффекты (принципы действия), которые способны их реализовать. В данном случае может быть выбрано гидрореагирующее металлизированное топливо, которое при взаимодействии с водой вырабатывает водород для сжигания с кислородом воздуха в камере поршневого двигателя.

На пятом (процессном) шаге алгоритма синтеза получается информация об иерархии структур,

в соответствии с интегральной функцией, и создаются технологические процессы, которые используются в СТППДМТ.

На шестом шаге проектирования осуществляется синтез вариантов структур элементов СТППДМТ путем постановки в соответствие каждой функции из триад основных, управленческих и дополнительных (подготавливающих, оптимизирующих или завершающих) функций, структур унифицированных типов.

Структура структур подсистем, определяющих основную функцию синтезируемой системы топливопитания, определяется необходимостью надлежащей организации процесса взаимодействия металла с водой в специальном реакторе для получения водорода, смешивания водорода с воздухом и подачи полученной смеси в камеру сгорания поршневого двигателя для обеспечения требуемых значений параметров и свойств рабочих процессов. Управляющая функция должна обеспечивать обработку информации при выполнении задач в зависимости от среды движения транспортного средства.

Варианты структур могут быть образованы путем различных подходов из обычных элементов систем (подсистем). При этом учитывается общая структура представления атрибутов системы на уровне подсистем [7] и структурные отличия систем топливопитания транспортных средств в зависимости от функций и уровня технизации [8]. Для получения вариантов структур используем многомерную классификацию систем топливопитания для двигателей и энергоустановок, работающих на металлизированном топливе [9]. Структуры итеративно конкретизируются путем прибавления информации, ограничивающей выбор.

Дальнейшая конкретизация структур возможна путем параметризации, последующей конкретизации параметров и расчетов критериев оптимальности с учетом ограничений. При этом решаются типовые уравнения и неравенства, отражающие взаимодействия элементов системы между собой и со средой, имеющие ограничения физические, технические, временные, организационные или стоимостные с учетом информации о критериях оптимальности. При параметрическом синтезе параметры системы разделяем на те, которые изменяются до момента приведения системы в состояние функционирования (конструктивные, в том числе – наладочные) и те, которые изменяются при функционировании системы (рабочие, технологические, в том числе – параметры режимов работы двигателя). Для изменяемых во время работы параметров ставятся в соответствие необходимые подсистемы

управления.

Последовательным выполнением указанных действий для множества возможных структурно различных вариантов системы формируется область оптимизации, в пределах которой выбирается комплексно оптимальное решение. Для него отрабатывается соответствующий алгоритм поведения системы в условиях различных сред. Таким образом, процесс создания системы представляет собой конечное множество шагов приведенного алгоритма на рис 1.

Синтез СТППДМТ для работы в различных средах

Используя рассмотренный алгоритм направленного синтеза систем топливопитания, синтезируем СТППДМТ, обеспечивающую движение транспортного средства по твердой поверхности и воде.

Учитывая, что транспортное средство до 80% своего пробега движется по воде, используем забортную воду для получения водорода на его борту.

Интегральная структурная схема СТППДМТ для различных сред с применением указанного алгоритма представлена на рис.2.

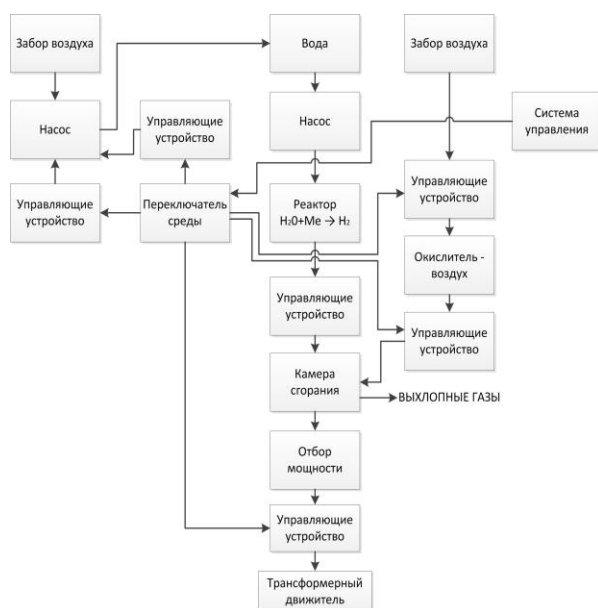


Рис. 2. Интегральная структурная схема СТППДМТ для различных сред

На схеме отражены взаимодействия элементов СТППДМТ, которая обеспечивает работоспособность двигательной установки в двух средах с двумя движителями для твердой поверхности и воды.

Конструктивная схема содержит основные элементы: бак для воды, водородный реактор, в

котором происходит взаимодействие металлизированного топлива с водой для получения водорода, насосы, управляющие клапаны, в том числе обратный клапан, для отделения горючей смеси от водородного реактора.

На рис.3 представлен конструктивный вариант этой схемы.

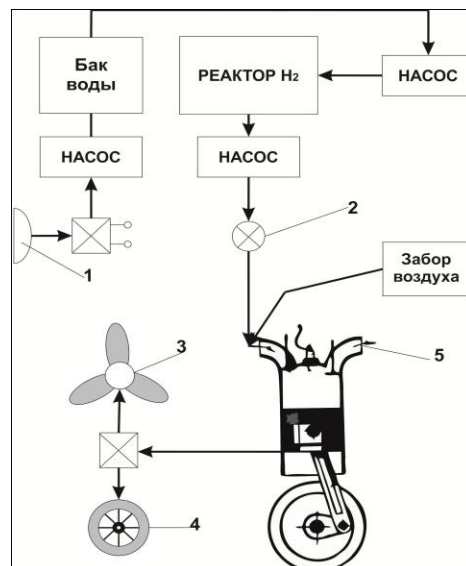


Рис. 3. Конструктивная схема СТППДМТ для различных сред:
1 – забор воды; 2 – запорный клапан; 3 – гребной винт; 4 – колесо; 5 – выхлоп

Особенностью схемы является использование забортной воды при движении по воде. Это позволяет использовать гидрореагирующие металлы в качестве энергоаккумулирующего вещества и дает в 2-3 раза большую выработку водорода по сравнению с известной схемой использования гидридов металлов.

Предложенная схема дает возможность получать водород прямо на борту транспортного средства в необходимом для движения количестве и уйти от решения проблемы хранения и транспортировки водорода, что может позволить транспортному средству быть максимально автономным при движении по воде.

Использование металлизированного топлива может дать высокую удельную энерговооруженность поршневому двигателю.

Синтезированная СТППДМТ может обеспечить максимальную дальность движения транспортного средства без дозаправки.

При принудительном искровом зажигании в камере сгорания поршневого двигателя водород стабильно воспламеняется с воздухом в широком диапазоне стехиометрических соотношений, что делает СТППДМТ устойчивой при работе на раз-

личных режимах двигателя.

Следует учитывать, что водородное топливо является экологически чистым, т.к. основным продуктом его сгорания является вода.

Основным несовершенством синтезированной СТПДМТ является недостаточная изученность рабочих процессов в водородном реакторе. Водородный реактор, как подсистема СТПДМТ, содержит в своей структуре множество элементов, взаимодействие которых требует дополнительных исследований. Основными исследованиями, которые необходимо провести, являются выявление кинетических физико-химических закономерностей процессов реагирования гетерогенных сред при различных температурах и поверхностях контакта реагирующих сред.

Таким образом, алгоритм направленного синтеза СТПДМТ позволяет выявлять недостающую для оптимизационного синтеза информацию и получать наиболее эффективный результат синтеза системы топливопитания указанного вида для работы в различных средах.

В случае необходимости, по этому алгоритму могут проектироваться вариативные, трансформерные, вариативно-трансформерные, поливариативные и другие виды СТПДМТ, которые будут иметь существенно возросшие значения диапазонов адаптации системы к условиям изменения внешней среды.

Заключение

Предложенная информационная технология процесса направленного синтеза систем топливопитания позволяет на регулярной основе создавать высокоэффективные СТПДМТ. Структурированный, модульный, итерационный алгоритм синтеза этих систем обеспечивает гибкость принятия решений и имеет способность к постоянному совершенствованию.

Использование предложенной технологии для решения задач повышения энерговооруженности и вариативности объектов мобильной техники при проектировании новых и модернизации существующих СТПДМТ позволяет выявить резервы повышения эффективности систем общего и специального назначения.

Список литературы:

1. Месарович М. *Общая теория систем: математические основы* / М. Месарович. – М.: Мир, 1978. – 311 с. 2. Миронович П.В. *О методе синтеза конструкций из подсистем*. – *Ракетная техника и космонавтика* / П.В. Ми-

ронович, А.Л. Хейл. – 1981. – № 9. С. 128–139. 3. Михайлов А.Н. *Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия* / А.Н. Михайлов. – Донецк: ДонНТУ, 2002. – 379 с. 4. Беловол А.В. *Новый подход к проектированию гибких технологических систем высокой и сверхвысокой производительности для машиностроения* / А.В. Беловол, Н.Э. Тернюк – *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2003. – № 39/4. – С. 117–121. 5. Тернюк Н.Э. *Методология трехэтапного синтеза сложных систем* / Н.Э. Тернюк, В.Ф. Сорокин. – Сб. научных трудов ХНАДУ, Харьков, вып. 24. Харьков, 2008, С. 22–29. 6. Тернюк Н.Э. *Направленный синтез систем топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе* / Н.Э. Тернюк, В.В. Бушинов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Х., 2012. – №2. – С. 125–131. 7. Тернюк Н.Э. *Законы развития техники и их применение при создании инноваций* / Н.Э. Тернюк – «Сучасні проблеми науки та освіти. матеріали 12-ї міжнародної міждисциплінарної науково-практичної конференції». .международ. науч.-практ. конф., 27 кв. – 9 травня 2012р., – Х. Харк. Нац. ун-т ім. В.Н. Каразіна, , 2012, – С. 89–102 8. Тернюк Н.Э. *Выявление структурных отличий систем топливопитания энергоустановок транспортных средств* / Н.Э. Тернюк, В.В. Бушинов // *Автомобильный транспорт*. – Х., 2012. – №1. – С. 115–118. 9. Бушинов В.В. *Многомерная классификация систем топливопитания энергоустановок, работающих на металлизированном топливе* / В.В. Бушинов // *Сборник НАКУ «ХАИ» «Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии»*. – Х., 2013. – №59. – С. 271–280.

Bibliography (transliterated):

1. Mesarovich M. *Obschaya teoriya sistem: matematicheskie osnovy* / M. Mesarovich – M.:Mir, 1978. – 311 s. 2. Mironovich P.V. *O metode sinteza konstruktiv iz podsystem*. – *Raketnaya tekhnika i kosmonavtika* / P.V. Mironovich, A.L. Heyl. – 1981. – № 9. S. 128–139. 3. Mihaylov A.N. *Osnovy sinteza potочно-prostranstvennyh tehnologicheskikh sistem nepreryvnogo deystviya* / A.N. Mihaylov. – Donetsk: DonNTU, 2002. – 379 s. 4. Belovol A.V. *Novyy podhod k proektirovaniyu gibkikh tehnologicheskikh sistem vysokoy i sverhvysokey proizvoditelnosti dlya mashinostroeniya* / A.V. Belovol, N.E. Ternyuk – *Aviatsijno-kosmichna tekhnika i tehnologiya*, 2003. – № 39/4. – S. 117–121. 5. Ternyuk N.E. *Metodologiya trehetapnogo sinteza slozhnyh sistem* / N.E. Ternyuk, V.F. Sorokin. – Sb. nauchnyh trudov HNADU, Harkov, vyp. 24. Harkov, 2008, S. 22–29. 6. Ternyuk N.E. *Napravlenyj sintez sistem toplivopitaniya dvigatelej, rabotayuschih na metallizirovannom toplive* / N.E. Ternyuk, V.V. Bushnov // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. – H., 2012. – № 2. – S. 125–131. 7. Ternyuk N.E. *Zakony razvitiya tekhniki i ih primenenie pri sozdanii innovatsij* / N.E. Ternyuk – «Suchasni problemi nauki ta osviti. materialy 12-yi mizhnarodnoyi mizhdistsiplinarnoyi naukovo-praktichnoyi konferentsiyi». .mezhdunar. nauch.-prakt. .konf., 27 kv. – 9 travnya 2012 r., – H. Hark. Nats. un-t im. V.N. Karazina, , 2012, – S. 89–102 8. Ternyuk N.E. *Vyyavlenie strukturnykh otlichij sistem toplivopitaniya energoustanovok transportnyh sredstv* / N.E. Ternyuk, V.V. Bushnov // *Avtomobilnij transport*. – H., 2012. – №1. – S. 115–118. 9. Bushnov V.V. *Mnogomernaya klassifikatsiya sistem toplivopitaniya energoustanovok, rabotayuschih na metallizirovannom toplive* / V.V. Bushnov // *Sbornik NAKU «HAI» «Otkryte informatsionnye i kompyuternye integrirovannye tehnologii»*. – H., 2013. – №59. – S. 271–280.

Поступила в редакцию 31.05.2015 г.

Бушинов Валерий Васильевич – соискатель кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, Харьковско-го национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: agrobirga@i.ua.

**ОПТИМІЗАЦІЙНИЙ СИНТЕЗ СИСТЕМ ПАЛИВОЖИВЛЕННЯ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ,
ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА МЕТАЛІЗОВАНОМУ ПАЛИВІ**

В.В. Бушнов

Розглянуті питання застосування методу оптимізаційного трирівневого синтезу для систем паливоживлення поршневих двигунів, працюючих на металізованому паливі. Запропоновано алгоритм спрямованого синтезу цих систем. Синтезовані системи паливоживлення з різними функціями і різною мірою технізації. У тому числі сформована структура загального вигляду трансформерної системи. Системи зазначеного виду можуть бути використані в різних середовищах.

**THE OPTIMIZATION SYNTHESIS OF SYSTEMS OF GIVING OF THE FUEL
OF RECIPROCATORS WORKING ON METALLIZED FUEL.**

V.V. Bushnov

The questions of application of method of optimization three-level synthesis are considered for the systems fuel of feed of reciprocators working on a metal-backer fuel. The algorithm of the directed synthesis of these systems is offered. The systems are synthesized fuel of feed with different functions and different degree of teshnisation. The structure of general view is including formed of the tranceform system. The systems of the indicated kind can be used in different environments.

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" выпускается 2 раза в год. Основная цель издания - предоставить возможность опубликовать результаты научных трудов и статьи научным сотрудникам, преподавателям, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **Содержание высшего образования по специальности "ДВС";**
- **История двигателестроения, личности, юбилей.**

Материал (статья) подается редколлегии в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ можно скачать на сайте кафедры ДВС по ссылке <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в разделе «Видання», «Вимоги до оформлення статей»

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков-2, ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підписано до друку 10.08.2015 р. Формат 60х84 1/8 . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографії.
Умовн. друк. арк. 13,5. Обл.-вид арк. 9,81.
Замовлення № 11/08/15. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Крамаренко Ю.М.
Свідоцтво про держреєстрацію АБ № 815827
від 22.03.2013 р.