«ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛОСИЛОВЫХ И ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИХ УСТАНОВОК» Юбилейная научно-техническая конференция, посвященная 70-летию кафедры

А.В. Смирнов, д.т.н., проф.
Военный инженерно-технический институт

Кафедра двигателей и тепловых установок (первоначальное название — «Кафедра теплотехники и ДВС») была основана в 1942 г. доктором технических наук профессором А.Н. Ложкиным, видным советским ученым теплоэнергетиком, известным своими научными трудами в области



А.Н. Ложкин, д.т.н., профессор основатель и начальник кафедры (1942–1968)

парогазовых энергетических циклов и трансформаторов теплоты. По основным результатам научных исследований профессора А.Н. Ложкина в СССР и современной России построен ряд крупных парогазовых ТЭЦ, подтвердивших эффективность парогазового цикла. Научные труды профессора Ложкина А.Н. и его учеников получили дальнейшее развитие и в малой энергетике в виде различных типов когенерационных установок для совместной выработки тепловой и электрической энергии с повышенной эффективностью использования топлива.

70-летняя история кафедры характеризуется тремя основными периодами: первый десятилетний период — становление и первоначальное развитие кафедры под руководством профессора А.Н. Ложкина; второй период — разделение кафедры на две (кафедра теплосиловых установок и кафедра двигателей внутреннего сгорания) и их самостоятельная деятельность до 2011 г.; третий период воссоединения двух кафедр в одну с присоединением кафедры механизации.

За 70-летний путь кафедра достигла значительных результатов во всех видах деятельности.

Наиболее значимыми направлениями научных исследований кафедры являются разработка способов и средств защиты автономных энергоустановок от современных средств поражения, специальных дизельных энергоустановок замкнутого цикла, комбинированных теплоэнергетических установок на основе парогазовых, бинарных циклов и циклов ДВС, котлоагрегатов малой мощности с топками кипящего слоя, высоконапорных котлов малой мощности, исследования надежности, живучести и энергетической безопасности автономных теплоэнергетических установок и систем.

Многообразные разноплановые крупномасштабные научные исследования по укреплению военной инфраструктуры нашей страны в области автономной энергетики позволили сформироваться нескольким мощным и авторитетным научным школам, давшим в совокупности целую плеяду докторов наук, профессоров А.Н. Ложкина, В.Г. Кривова, В.В. Сомова, Р.М. Петриченко, А.В. Мишуева, И.Р. Степанова, В.А. Путятинского, С.А. Синатова, А.В. Смирнова, А.Н. Агафонова, П.В. Дружинина, В.В. Дыбка, И.О. Прутчикова, Ю.В. Юферева, В.О. Сайданова и более ста кандидатов технических наук.

Благодаря сотрудникам кафедры появилось множество специальных дисциплин, разработана и издана обширная учебно-методическая литература по всем профильным дисциплинам, включающая более ста учебников и учебно-методических пособий. Создана учебно-лабораторная и научно-экспериментальная материально-техническая база, включающая более десяти лабораторий и отделений общей площадью более 10 000 м^2,



Начальник Военной академии тыла и транспорта им. А.В. Хрулева д-р воен. наук, профессор А.А. Целыковских открывает юбилейную конференцию



Начальник кафедры А.В. Смирнов, д.т.н., профессор

в том числе и с уникальными дизельными энергоустановками специальных циклов и котлами малой мощности с топками кипящего слоя.

В настоящее время кафедра двигателей и тепловых установок, возглавляемая доктором технических наук, профессором А.В. Смирновым при поддержке профессоров В.Г. Кривова, П.В. Дружинина, В.О. Сайданова, И.О. Прутчикова и других высококвалифицированных педагогов уверенно сохраняет ведущие позиции в Военном инженерно-техническом институте, продолжая традиции далеких военных сороковых годов, заложенные профессором А.Н. Ложкиным и его учениками.

24 мая 2012 г. в Военном инженерно-техническом институте в Санкт-Петербурге, в рамках международной специализированной выставки «Энергетика и электротехника» (Санкт-Петербург, Ленэкспо), проведена юбилейная научно-техническая конференция «Энергетическая эффективность теплосиловых и теплогенерирующих установок».

Конференция организована Военным инженерно-техническим институтом при участии Комитета по энергетике и ЖКХ Правительства Ленинградской области, ОАО «ГАЗПРОМ ПРОМГАЗ», НП «Союз энергетиков Северо-



Р.И. Костюк, к.т.н., генеральный директор ОАО «Юго-Западная ТЭЦ»



В.Г. Кривов, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ, начальник кафедры с 1968 по 1989 гг.

Запада России», НП «АВОК Северозапад», НП «Газовый клуб» (Санкт-Петербург), Главного командования Внутренних Войск МВД России (Москва), Главного Управления Заказчика Капитального Строительства МО РФ, Российского научно-технического общества энергетиков и электротехников, научно-технического журнала «Двигателестроение», ООО «Президент-Нева», ОАО «Леноблтеплоэнерго», Филиал ОАО «26 Центральный научно-исследовательский институт» (Санкт-Петербург), ОАО «Юго-Западная ТЭЦ», ОАО «СевЗап НТЦ», НП «БалтЭнергоЭффект» и др.

По итогам работы конференции издан сборник докладов, состоящий из трех разделов: доклады пленарного заседания, ретроспективные научные труды ученых научной школы профессора А.Н. Ложкина, доклады участников конференции по различным направлениям теплоэнергетики.

На открытии конференции со вступительным словом выступил начальник Военной Академии тыла и транспорта им. А.В. Хрулева, доктор военных наук, профессор Александр Александрович Целыковских.

На пленарном заседании конференции были заслушаны следующие доклады:

➢ «Научные школы кафедры двигателей и тепловых установок военного инженерно-технического института». Заслуженный деятель науки и техники РФ, д.т.н., профессор В.Г. Кривов, д.т.н. профессор А.В. Смирнов.

➢ «Энергетическая эффективность парогазовых установок. Опыт сооружения ПГУ в России». Заслуженный энергетик РФ, к.т.н. Р.И. Костюк, к.т.н. А.Н. Блинов.

➢ «Развитие промышленной теплоэнергетики, как перспективное направление энергоэффективной экономики». Заслуженный энергетик РАО «ЕС России», Почетный энергетик Минтопэнерго В.З. Салов.

➢ «Автономные энергоэффективные теплосиловые установки. Научные разработки и практический опыт их использования». Заслуженный деятель науки РФ, д.т.н., профессор В.Г. Кривов, д.т.н., профессор П.В. Дружинин, д.т.н., профессор В.О. Сайданов, д.т.н., профессор И.О. Прутчиков.

➢ «Современные теплогенерирующие установки. Инновационные решения по повышению их энергоэффективности». Д.т.н., профессор А.В. Смирнов, д.т.н., профессор Ю.В. Юферев.

➢ «Возобновляемые и нетрадиционные источники энергии. Основные направления повышения энергетической эффективности». Д.т.н., с.н.с. В.Н. Толмачев и М.А. Журавский.

➢ «Малоэтажное строительство. Тренды качественного энергоснабжения». Заслуженный деятель науки РФ, член-корреспондент РААСН, д.т.н., профессор В.К. Аверьянов, д.т.н., с.н.с. В.Н. Толмачев, к.т.н., доцент А.Г. Михайлов, к.т.н., доцент А.И. Тютюнников, М.А. Журавский, А.А. Мележик.

➢ «Современные тенденции повышения эффективности энергопотребления в отраслях экономики РФ». Д.т.н., профессор А.М. Гримитлин.

➢ «Проблемы и перспективы энергоаудита для повышения эффективности энергосбережения». Д.т.н., профессор А.А. Журавлев.

После пленарного заседания в клубе института состоялось торжественное собрание, на котором в адрес кафедры прозвучали поздравления от Комитета по энергетике Государственной Думы РФ, Комитета по экономике Совета Федераций России, Комитета по Энергетике и ЖКХ правительства Ленинградской области, Главного командования ВВ МВД России, Департамента обустройства войск МО РФ и других общественных и коммерческих организаций. На торжественном собрании были награждены почетными грамотами и памятными знаками ветераны и сотрудники кафедры; состоялась презентация юбилейной монографии «70 лет кафедре двигателей и тепловых установок. Исторический очерк 1942–2012», авторов В.В. Сомова, В.Г. Кривова, А.В. Смирнова.

Свой 70-летний юбилей кафедра отмечает в непростых условиях непрерывного реформирования системы военного образования. Однако даже в этих условиях коллектив кафедры сохраняет и продолжает развивать традиции одной из лучших научных школ в области военной энергетики.

УДК 621.43

АВТОНОМНЫЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ УСТАНОВКИ НА БАЗЕ ДВС. НАУЧНЫЕ РАЗРАБОТКИ И ПРАКТИЧЕСКИЙ ОПЫТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

В.Г. Кривов д.т.н., проф., В.О. Сайданов, д.т.н., проф.
П.В. Дружинин д.т.н., проф, И.О. Прутчиков д.т.н., проф.
Военный инженерно-технический институт

Кафедра двигателей и тепловых установок с момента своего создания проводит научные исследования в области совершенствования автономных источников энергии специального и общего назначения.

В малой энергетике преобладающими источниками электрической энергии являются энергоустановки на базе поршневых ДВС (ЭУ с ПДВС). По данным Минэнерго России, из 49 тыс. малых электростанций России более 47 тыс. имеют в своем составе ЭУ с ПДВС, причем 90 % из них являются дизельными (ДЭС).

Основными направлениями научных исследований кафедры являются:

- совершенствование автономных источников энергии на базе ДВС для систем энергоснабжения комплексов специального назначения;
- разработка автономных источников энергии на базе ДВС, функционирующих по специальным циклам;
- создание комбинированных энергоустановок на базе ДВС и других источников энергии с технологиями рационального использования топлива;
- разработка и создание интеллектуальных автономных энергетических систем на базе комбинированных энергоустановок с частотным регулированием и преобразованием энергии (КЭУ с ЧРПЭ).

Системы энергоснабжения комплексов специального назначения

Кафедра двигателей и тепловых установок занимается вопросами оценки стойкости и работоспособности ДЭУ при воздействии различных факторов современного оружия с момента своего создания в 1941 г. За прошедшие годы научная школа по автономным источникам энергии заслуженного деятеля науки и техники РФ д.т.н. проф. Кривова В.Г. сформировала самостоятельное научное направление — комплексная оценка стойкости, защита и обеспечение работоспособности автономных энергоисточников в экстремальных условиях функционирования, разработка методов и средств их защиты. За период с 1960-х по 1990-е гг. по этому направлению на кафедре были выполнены фундаментальные исследования, в результате которых разработаны оригинальные испытательные стенды для моделирования воздействия на двигатели воздушной ударной волны, приземного слоя атмосферы с повышенной запыленностью и высокой температурой, горящих завалов, объемно-детонирующей смеси, сейсмовзрывных волн, а также математические модели, позволяющие аналитическим путем оценить изменения прочностных, мощностных и скоростных характеристик ДВС при воздействии указанных факторов [1].

До начала 1990-х гг. поставки энергоустановок для объектов военной инфраструктуры осуществляли 12 дизелестроительных заводов. После распада СССР часть этих предприятий либо оказались за пределами России (например, Харьковский завод им. Малышева), либо прекратили свое существование (например, ГП «Русский дизель», Санкт-Петербург). Для объектов военной инфраструктуры в качестве альтернативы ДЭУ мощностью 500, 630, 1000 и 2000 кВт могут быть предложены, например, энергоустановки ОАО ХК «Коломенский завод», ЗАО «Волжский дизель им. Маминых» и ООО УДМЗ. Однако для положительного решения вопроса о применении указанных двигателей необходимо провести экспериментальные исследования по оценке их стойкости к воздействию современных средств поражения, а также чрезвычайных происшествий (ЧП), например, землетрясений.

В настоящее время кафедра продолжает вести исследования по данному направлению. В частности, совместно с сотрудниками фирмы ООО «Президент-Нева "Энергетический центр"» на кафедре разработан и создан новый универсальный стенд для проверки стойкости ДВС к воздействию поражающих факторов воздушной ударной волны, позволяющий имитировать как фазу сжатия, так и фазу разрежения ударной волны [2].

Автономные источники энергии на базе ДВС, функционирующих по специальным циклам

В настоящее время по-прежнему остается актуальной проблема разработки и совершенствования ДЭУ, способных функционировать в

условиях изоляции их газовоздушных трактов от атмосферы, т. е. работающих по специальным циклам. Энергоустановки этого типа могут найти применение при работе техники в глубоких карьерах, тоннелях, горных и подземных выработках, при ведении аварийно-восстановительных работ на различных объектах народного хозяйства, а также при освоении прибрежных шельфов морей и океанов.

Специальный цикл (СЦ) обеспечивает работу дизеля на искусственных газовых смесях, существенно отличающихся от воздуха по своему составу и термодинамическим свойствам. В процессе работы в обычных условиях ДЭУ в качестве окислителя углеводородного топлива используется кислород воздуха (3,33 кг кислорода на 1 кг топлива). При сгорании 1 кг топлива образуется 3,19 кг диоксида углерода и 1,13 кг воды. Для работы ДЭУ без связи с атмосферой необходимо создание системы подготовки искусственной газовой смеси (СПИГС), которая в общем случае включает в себя следующие подсистемы: хранения и генерации кислорода, хранения и поглощения диоксида углерода, охлаждения отработавших газов и удаления из них продуктов побочных химических реакций. Исследованием вопросов обеспечения работы энергоустановок без связи с атмосферой кафедра начала заниматься с середины 1960-х гг. Были разработаны принципиальные схемные решения, предложено в качестве источника кислорода использовать технический надпероксид натрия. В 1981 г. на базе серийного дизеля 6Ч12/14 создана первая экспериментальная ДЭУ СЦ мощностью 50 кВт и выполнено ее всестороннее исследование. В последствии под руководством В.Г. Кривова, В.А. Путятинского и П.В. Дружинина была создана установка мощностью 500 кВт.

По результатам выполненных исследований зарегистрировано более 100 изобретений, разработаны и утверждены задания на создание комплексов ДЭУ СЦ мощностью 500 и 1500 кВт. Новый этап исследований ДЭУ СЦ начался в 1992 г. по заданию Правительства РФ в кооперации с заводом «Звезда», РНЦ «Прикладная химия». Была разработана конструкторская документация макетных образцов ДЭУ СЦ мощностью 500 и 1500 кВт. К сожалению, в силу объективных причин (из-за прекращения финансирования) натурные образцы созданы не были. В конце 1990-х годов данная программа

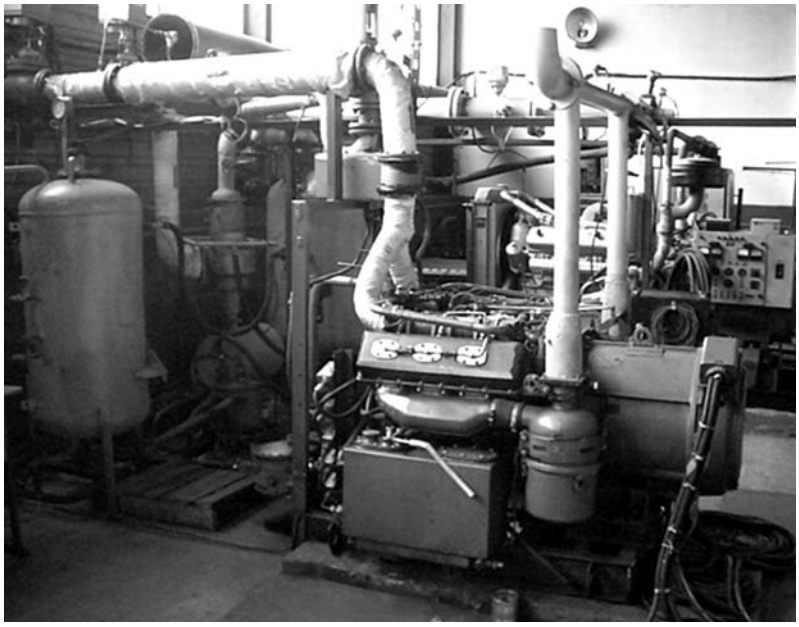


Рис. 1. Стендовая модель анаэробной ДЭУ

была закрыта. Однако в 2000-х гг. научные разработки кафедры оказались востребованы для перспективных проектов ВМФ при создании анаэробных энергоустановок для подводных объектов. Так, по договорам с СПМБМ «МАЛАХИТ» под руководством д.т.н. проф. А.Н. Агафонова был выполнен комплекс НИОКР, по результатам которых разработана и создана автоматизированная стендовая модель анаэробной ДЭУ мощностью 100 кВт (рис. 1), которая прошла всесторонние испытания на полигоне института [3].

Реализация разработанных технических решений позволяет уже в ближайшее время (2014–2015 гг.) создать опытный образец энергоустановки на базе дизельного двигателя, способной длительное время (до 10 суток) обеспечивать подводный аппарат электрической энергией.

Комбинированные энергоустановки на базе ДВС с технологиями рационального использования топлива

Проблемами создания комбинированных энергоустановок (КЭУ) на базе ДЭС с утилизацией отходящей теплоты ДВС для объектов военной инфраструктуры и народного хозяйства, условия функционирования которых существенно отличаются от соответствующих условий морских и речных судов и автотракторной техники, кафедра занимается с середины 1970-х гг. Наиболее интенсивные исследования в этой области проводились в 1980-х под руководством профессора В.Г. Кривова, в результате которых были созданы научно-технические основы комплексного использования вторичных энергоресурсов ДЭС на объектах военно-строительного комплекса (ВСК) и народного хозяйства страны.



Рис. 2. Размещение оборудования ветродизельного энергокомплекса на объекте (мыс Сеть-Наволок)

Большой вклад в развитие научных исследований в области создания КЭУ на базе ДВС внесли ученые ВИТУ д.т.н. профессора В.К. Аверьянов, С.А. Синатов, к.т.н. доценты А.Н. Орлов, С.Д. Гулин, А.А. Поляков и другие, которые научно обосновали приоритетные направления развития КЭУ на базе ПДВС для совместной выработки электрической энергии и теплоты с учетом специфики функционирования объектов военной инфраструктуры и разработали базовые структурные схемы для каждого направления.

В продолжение и развитие исследований В.Г. Кривова и С.А. Синатова научным коллективом кафедры под руководством д.т.н. профессоров А.Н. Агафонова и В.О. Сайданова в 1998–2009 гг. была разработана новая научная концепция повышения эффективности энергоснабжения объектов военной инфраструктуры [4, 5]. Один из вариантов построения КЭУ на базе ДЭУ с утилизацией теплоты и ветроэлектрической установки (ВЭУ) защищен патентом РФ № 2171913.

Данный проект реализован предприятием «Президент-Нева "Энергетический центр"» при научном сопровождении кафедры в процессе создания ветродизельного энергокомплекса для гарантированного энергоснабжения автономных потребителей мыса Сеть-Наволок (рис. 2). В состав энергокомплекса входят 4 ДЭУ мощностью 16 кВт каждая на базе двигателей Perkins 1004G, размещенные в 2-х блок-контейнерах, источник бесперебойного питания и аккумуляторная батарея. Также в состав энергокомплекса интегрированы два ветрогенератора мощностью 30 кВт на базе шведских ветротурбин Pitch Wind. В настоящее время энергокомплекс успешно функционирует.

Практическим примером реализации научных разработок кафедры может послужить проект комбинированной электростанции для автономного энергоснабжения производственного предприятия, расположенного в п. Парголово Ленинградской области (рис. 3).

В состав комбинированной электротеплостанции (КЭТС) входят блочно-модульная автоматизированная котельная с двумя котлами VITOPLEX 100, блочно-модульная электротеплостанция (ЭТС) на базе дизель-генераторов ДГ-200 с ДВС 12Ч15/18 (рис. 4). Технологическая схема проекта, реализованного ИК «Технопром», защищена патентом РФ № 2237182.

В процессе эксплуатация БМЭК в течение отопительных периодов 2005–2010 гг. ЭТС на базе



Рис. 3. Блочно-модульный энергетический комплекс



Рис. 4. Внешний вид машинного зала ЭТС

ДГ-200 обеспечивали все потребности предприятия в электрической энергии и теплоте с периодическими включениями одного котла. Суммарная продолжительность работы котла в течение отопительного периода (5280 ч) составляет в среднем 960 ч. При этом значения коэффициента использования теплоты сгорания топлива КЭТС изменялись в пределах от 0,72 до 0,86.

Интеллектуальные автономные энергетические системы на базе комбинированных энергоустановок с частотным регулированием и преобразованием энергии (КЭУ с ЧРПЭ)

Научное направление работ кафедры по созданию интеллектуальных автономных энергетических систем возглавляет д.т.н. проф. И.О. Прутчиков. Развитие данного научного направления предусматривает решение следующих проблем и практических задач:

- форсировка ДГУ по активной мощности;
- выравнивание графиков электрических нагрузок;
- компенсация реактивной мощности;
- автоматическое управление параллельной работой ДГУ и СПЭ;
- разработка статических реверсивных преобразователей электроэнергии (РПЭ) для совместной работы с ДГУ в составе КЭУ с ЧРПЭ;
- расчет параметров, оптимизация структуры и технико-экономическое обоснование эффективности применения интеллектуальных энергетических систем для энергоснабжения автономных объектов;
- интеллектуальное автоматическое управление автономными энергетическими системами по технологии «Умный дом» с элементами нечетной логики управления;
- разработка систем гарантированного энергоснабжения на базе комбинированных энергоустановок;
- разработка КЭУ с ЧРПЭ на базе совместного применения ДГУ, СПЭ и нетрадиционных источников энергии.

По всем перечисленным научным направлениям кафедра имеет научно-технические заделы и готова к сотрудничеству со всеми заинтересованными организациями.

Литература

1. *Кривов В.Г.* Основные источники автономного энергоснабжения объектов военно-строительного комплекса и подготовка для них военных инженерных кадров // Научные и практические вопросы совершенствования автономных источников энергоснабжения объектов военной инфраструктуры: Сборник докладов одноименного научно-технического семинара 22 июня 2002 г. Вып. 6; ВИТУ. — СПб., 2004. — С. 47–52.

2. *Сайданов В.О., Асанов А.Ю., Столярчук Л.В.* Универсальный стенд для проверки стойкости ДВС двойного назначения к воздействию воздушной ударной волны // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 22–24.

3. *Агафонов А.Н.* Работа дизелей в условиях функционирования по специальным циклам. — СПб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. — 318 с.

4. *Агафонов А.Н., Сайданов В.О., Гудзь В.Н.* Комбинированные энергоустановки объектов малой энергетики. — СПб.: Издательство Политехн. ун-та, 2005. — 262 с.

5. Системы малой энергетики. Современное состояние и перспективы развития. / В.К. Аверьянов, А.М. Карасевич, В.О. Сайданов и др.; под ред. В. К. Аверьянова. — М.: ИД «Страховое ревю», 2008. — Т. 2. — 568 с.

УДК 621.43

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИГАТЕЛЯ С РЕГИСТРОВЫМ НАДДУВОМ

Ф.З. Байбурин, д.т.н., проф.; А.В. Дергачев, к.т.н., проф.; Д.А. Кляцкий, к.т.н., доц.; Е.Ю. Бурова, преподаватель
Военно-морской инженерный институт (ВМИИ)

Разработана математическая модель для расчета эксплуатационных характеристик двигателя с регистровым наддувом, базирующаяся на системе нелинейных уравнений, описывающих физические процессы, происходящие в различных элементах дизеля. Эта модель дает возможность: проводить расчетные исследования двигателя с регистровым наддувом в указанном диапазоне эксплуатационных режимов; исследовать момент отключения–подключения турбокомпрессора; оценивать влияние технического состояния турбокомпрессоров на показатели работы двигателя. Расхождение между результатами расчета и экспериментальными данными не превышает 3 %.

На кафедре двигателей (внутреннего сгорания) Военно-морского инженерного института разработана математическая модель (ММ) для расчета эксплуатационных режимов работы двигателей внутреннего сгорания, базирующаяся на системе нелинейных уравнений, описывающих физические процессы, происходящие в различных элементах дизеля. Для решения такой системы применен метод линеаризации Эйлера–Коши, иначе называемый методом малых отклонений [1, 2]. В основе математической модели лежат алгоритмы, разработанные на кафедре в конце 1960-х–начале 1970-х гг. [3], в дальнейшем дополненные и усовершенствованные, что нашло отражение во многих работах [4–8].

На сегодняшний день эта ММ решает следующие задачи:

- расчет эксплуатационных характеристик двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на установившихся и неустановившихся режимах работы;
- оптимизация показателей работы ДВС на установившихся и неустановившихся режимах;
- расчет влияния изменения технического состояния узлов и агрегатов ДВС на показатели их работы;
- расчет эксплуатационных характеристик анаэробных двигателей.

ММ эксплуатационных характеристик ДВС позволяет рассчитывать параметры работы целого ряда двигателей с различными схемами наддува (без наддува, с подключенным турбокомпрессором (ПТК), со свободным турбокомпрессором (СТК), как одноступенчатым, так и двухступенчатым, и с комбинированным наддувом).

В настоящее время на отечественных и зарубежных предприятиях (ОАО «Коломенский завод», MTU, MAH и др.) выпускаются двигатели с новым типом системы воздухоснабжения — регистровым наддувом. Представляют интерес разработки фирмы MTU, которая выпускает двигатели типа 2000, 4000 и 8000, применяемые как на коммерческих судах, так и на кораблях военно-морского флота [9]. Так, двигатели типа 8000 и 4000 оборудованы четырьмя турбокомпрессорами, работающими в режиме регистрового наддува, а в двигателях типа 2000 наддув осуществляется двумя турбокомпрессорами. К двигателям с регистровым наддувом, осуществляемым двумя турбокомпрессорами, относится и дизель 16Д49, выпускаемый ОАО «Коломенский завод».

Как упомянуто в статье [9], разработана динамическая модель переходного процесса регистровой системы наддува с учетом помпажа компрессора, включающая в себя модели центробежного компрессора, дросселя (заслонки), камеры сгорания и турбины, а также модель области повышенного давления за компрессором. Там же указано, что эта модель показывает хорошее совпадение результатов моделирования с экспериментальными данными.

Тем не менее, при всех достоинствах представленной в статье [9] модели, она не является моделью дизеля в целом и не отображает его (дизеля) эксплуатационные характеристики. Модель, разработанная на кафедре двигателей (внутреннего сгорания), позволяет, как показано выше в перечне решаемых ею задач, рассчитывать эксплуатационные характеристики дизеля, в том числе и на неустановившихся режимах работы.

Необходимо отметить, что математической модели для расчета эксплуатационных характеристик двигателя с регистровым наддувом, подобной разработанной на кафедре, в настоящее время не существует.

Четырехтактный V-образный дизель 16Д49 [10, 11] предназначен для использования в качестве

главного двигателя для работы на винт фиксированного шага (ВФШ) через реверс-редукторную передачу. Дизель обеспечивает устойчивую и длительную работу во всем диапазоне нагрузок: от режима холостого хода до полной мощности в соответствии с областью эксплуатационных режимов работы. На дизеле с целью получения повышенной мощности и экономичности применены два параллельно работающих свободных турбокомпрессора.

Отличие регистрового наддува от известной схемы воздухоснабжения с одноступенчатым СТК заключается в том, что установленные на двигателе два СТК, работают практически независимо друг от друга, каждый на свой блок цилиндров (СТК ряда *А* и СТК ряда *В*).

При работе дизеля на режимах, близких к полной мощности, отработавшие в цилиндрах газы собираются в коллекторах рядов *А* и *В* и по патрубкам поступают в соответствующие турбокомпрессоры. С помощью перепускных патрубков давление газов перед турбокомпрессорами рядов *А* и *В* выравнивается, а также снижается уровень пульсации давления в потоке.

На режимах частичных нагрузок (менее 70 % от полной мощности) поток газа, поступавший к турбокомпрессору ряда *В*, перекрывается газовой заслонкой и через патрубки направляется к турбокомпрессору ряда *А*. Работа газовой заслонки синхронизирована с работой воздушной заслонки, установленной на фланце отключаемого (ряд *В*) компрессора. Схема двигателя с регистровым наддувом представлена на рис. 1.

Таким образом, можно выделить два основных режима работы двигателя:

➢ работа с двумя параллельными СТК — на режимах близких к полной мощности;

➢ работа с одним СТК — на режимах частичных нагрузок.

Основой для создания ММ расчета параметров работы дизеля послужила разработанная на кафедре двигателей (внутреннего сгорания) ММ расчета эксплуатационных характеристик двигателей типа Д-42 с одноступенчатым СТК [4, 7, 8].

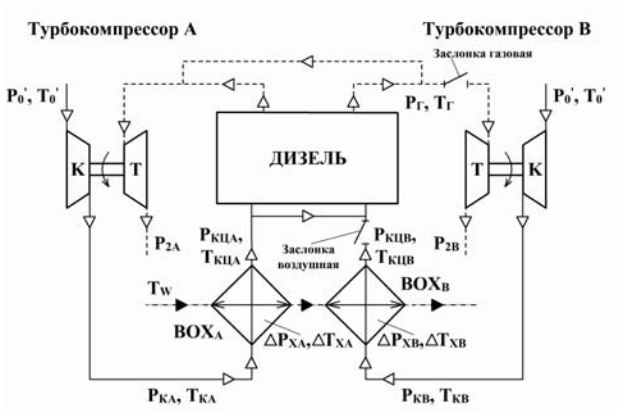


Рис. 1. Схема двигателя с регистровым наддувом: К — компрессор; Т — турбина; ВОХ — охладитель наддувочного воздуха

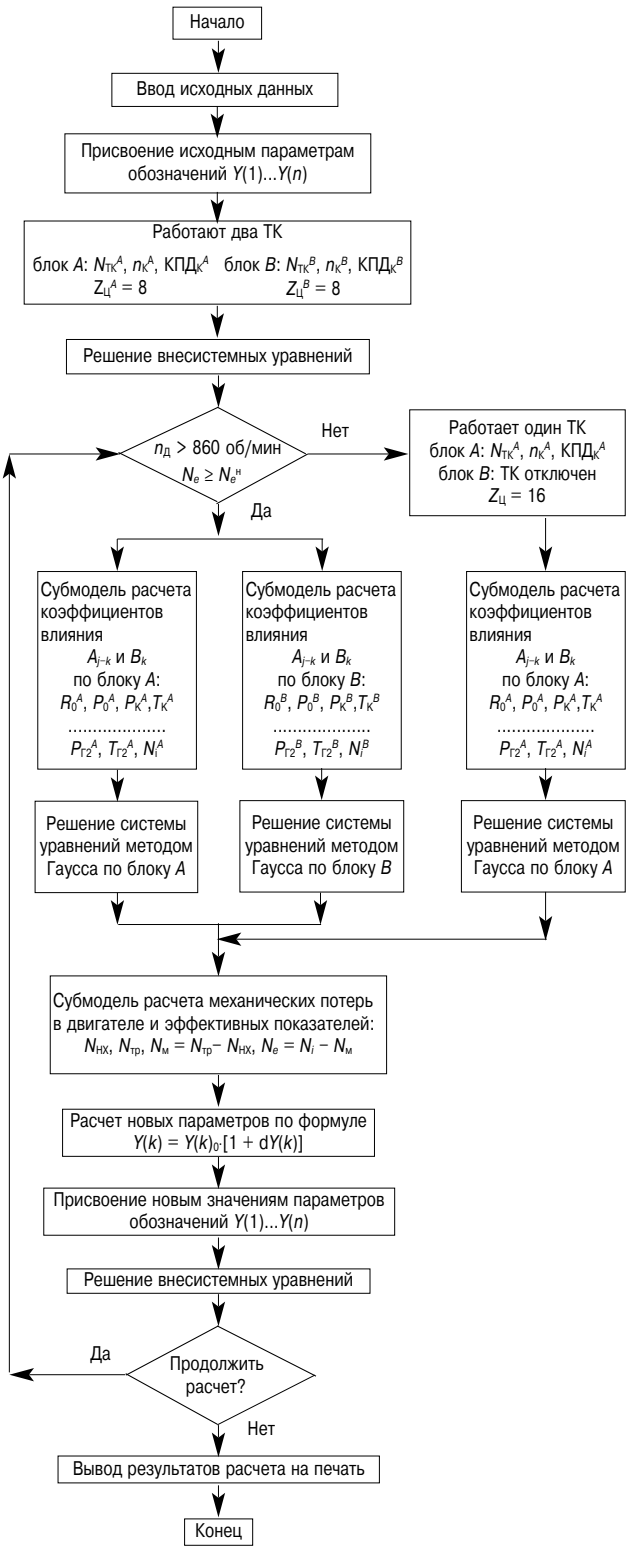


Рис. 2. Блок-схема ММ двигателя с регистровым наддувом

Эта ММ включает в себя систему из 55 уравнений и 41 внесистемного уравнения. Она от-

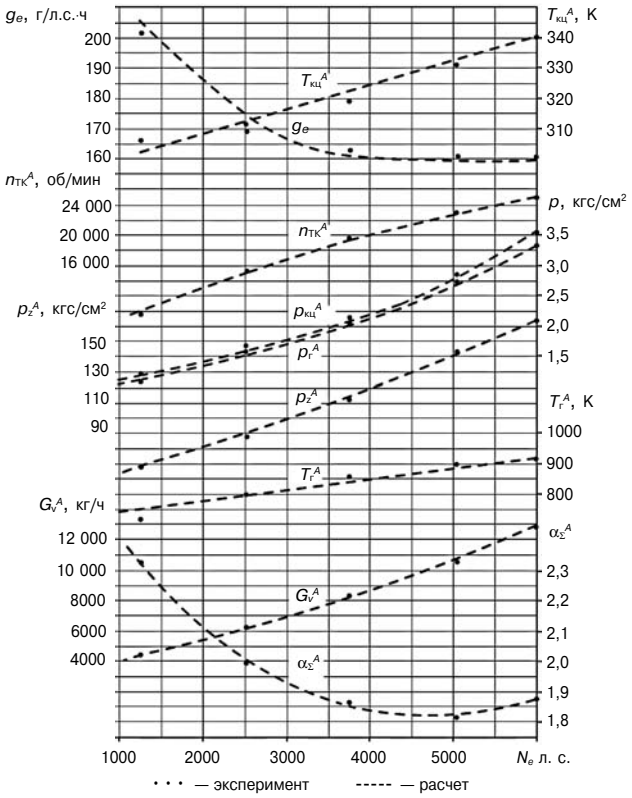


Рис. 3. Изменение показателей работы двигателя по нагрузочной характеристике при
$t_0 = 20°C$, $t_{wz} = 32°C$, $p_B = 1{,}03$ кгс/см², $\varphi_0 = 0{,}28$

вечает всем основным требованиям, предъявляемым к математическим моделям (универсальности, адекватности исследуемому двигателю, воспроизводимости всего диапазона эксплуатационных режимов). Расхождение между результатами расчета и экспериментальными данными не превышает 3 % в диапазонах изменения эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала (КВ) двигателя от 100 до 40 %.

От исходной ММ модель, описывающая работу дизеля 16Д49 во всем диапазоне указанных выше нагрузок, отличается тем, что:

➢ расчет всех показателей работы двигателя по блокам *A* и *B*, кроме механических потерь и эффективных показателей, ведется в системе уравнений;

➢ отдельно в субмодели рассчитываются механические потери и эффективные показатели для всего дизеля в целом.

Кроме того, при разработке этой ММ приняты следующие допущения (для моделирования установившихся режимов работы дизеля):

➢ в случае работы двигателя на режимах нагрузок более 70 % от полной мощности и при частоте вращения КВ $n_Д > 875$ об/мин (работа с двумя ТК) охладитель воздуха условно разделяется на 2 параллельно работающих охладителя воздуха, ряда *A* и ряда *B* соответственно (см. рис. 1). При этом КПД воздухоохладителей $\eta^A{}_X > \eta^B{}_X$;

➢ отключение–подключение ТК ряда *B* происходит при $n_Д \le 875$ об/мин; ($N_e \le 0{,}7\ N_e^n$) и считается мгновенным.

Блок-схема ММ двигателя с регистровым наддувом представлена на рис. 2.

Изменение основных показателей работы двигателя по нагрузочной характеристике при (для ряда *A*) приведено в виде графиков на рис. 3.

Предложенная ММ дает возможность:

➢ проводить расчетные исследования двигателя с регистровым наддувом в указанном диапазоне эксплуатационных режимов;

➢ исследовать момент отключения–подключения ТК ряда *B* (с помощью дополнительной динамической субмодели);

➢ оценивать влияние технического состояния турбокомпрессоров (изменение КПД компрессоров и турбин) на показатели работы двигателя.

Литература

1. *Портнов Д.А.* Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. — М. : Машгиз, 1963. — 640 с.

2. *Васильев-Южин Р.М.* Корабельные двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов. — Л. : ЛВВМИУ им. В.И. Ленина, 1989. — 309 с.

3. *Васильев-Южин Р.М.* Работа судового дизеля в неспецификационных условиях. — Л. : Судостроение, 1967. — 160 с.

4. *Васильев-Южин Р.М., Байбурин Ф.З.* Разработка математической модели для исследования изменения основных параметров двух- и четырехтактных дизелей с различными схемами наддува при изменении внешних условий: отчет по НИР. — Л. : ЛВВМИУ им. В.И. Ленина, 1974.

5. *Васильев-Южин Р.М., Байбурин Ф.З., Воронович Н.А.* Расчетное исследование возможностей форсирования дизеля 12ЧН32/32: отчет по НИР. — Л. : ЛВВМИУ им. В.И. Ленина, 1982.

6. *Байбурин Ф.З., Васильев-Южин Р.М.* Эксплуатационные характеристики корабельных дизелей. — Л. : ЛВВМИУ имени В.И. Ленина, 1989. — 300 с.

7. *Байбурин Ф.З., Воронович Н.А., Кузнецов М.В.* Программы для исследования работы ДВС с двумя ступенями наддува на ЭВМ типа ЕС: отчет по НИР. — Л. : ЛВВМИУ им. В.И. Ленина, 1984.

8. *Байбурин Ф.З., Кляцкий Д.А., Бурова Е.Ю.* Расчетная оценка влияния противодавления на выпуске на показатели работы четырехтактных двигателей с различными схемами подключения агрегатов воздухоснабжения и газовыпуска: отчет по НИР. — СПб. Пушкин : ВМИИ, 2005.

9. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А.* Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007 // Двигателестроение. — 2008. — № 3. — С. 29–35.

10. Дизель 16Д49-02. Техническое описание. Ч. 1. 16Д49-02.100ТО. — 70 с.

11. Дизель 16Д49-02. Техническое описание. Ч. 2. Альбом иллюстраций. 16Д49-02.100ТО1. — 111 с.

УДК 621.892:621.436

ВЛИЯНИЕ ДИСУЛЬФИДА МОЛИБДЕНА В ТВЕРДОМ СМАЗОЧНОМ ПОКРЫТИИ, НАНЕСЕННОМ НА ЮБКИ ПОРШНЕЙ, НА ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

Ю.Н. Цветков, д.т.н., проф., С.А. Сабуров, асп.
Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций
А.А. Татулян, асп.
ООО «ВМПАВТО»

Проведен сравнительный анализ эффективных показателей работы дизеля при нанесении на юбки поршней твердого смазочного покрытия (ТСП), состоящего из полимерного связующего с добавкой дисульфида молибдена (MoS_2) и без нее. Установлено, что покрытие с MoS_2 приводит к повышению индикаторного КПД дизеля, тогда как механический КПД практически не изменяется. Удельный эффективный расход топлива, снижается примерно на 5 %. Предполагается, что причиной положительного влияния дисульфида молибдена на индикаторный КПД двигателя является попадание частиц дисульфида молибдена с маслом в камеру сгорания и их каталитическое воздействие на ускорение процесса горения топлива.

Твердые смазочные материалы находят широкое применение в узлах трения современных машин. Они незаменимы для узлов трения, работающих в агрессивных средах и вакууме в широком диапазоне изменения температур и давлений. Наибольшее применение в качестве твердых смазочных материалов получили графит и дисульфид молибдена (MoS_2) [1], имеющие слоистую структуру. Указанные вещества в виде порошков добавляют в масла и пластичные смазки, вводят в качестве добавок в самосмазывающиеся материалы на полимерной основе (антифрикционные пластмассы), а также применяют в составе твердых смазочных покрытий (ТСП), наносимых тонким слоем на поверхности трения, например, вкладышей подшипников скольжения, зубчатых передач, на сепараторы подшипников качения и т. п.

ТСП состоят из связующего и наполнителя — дисперсного порошка твердого смазочного материала [2, 3]. Чаще всего наполнителем служит MoS_2, а связующим — полимеры на основе фенолформальдегидной или эпоксидной смолы, например, клеи БФ-2, БФ-4 или эпоксидный лак ЭП-074 [4]. ТСП в виде указанной суспензии наносят на поверхность детали, а затем подвергают отвердению термической обработкой.

ТСП, содержащие MoS_2, наносят, в том числе, и на юбки (тронки) поршней двигателей внутреннего сгорания (ДВС) [5]. Обычно в этом случае ТСП служит в качестве приработочного покрытия. Вместе с тем опыт эксплуатации показывает, что при соблюдении технологии нанесения ТСП сохраняется на юбках поршней и после года эксплуатации. Отличительная особенность применения ТСП на поршнях ДВС состоит в том, что оно может оказывать влияние не только на трибологические характеристики пар трения цилиндропоршневой группы, но и на рабочие показатели процесса ДВС, например, препятствуя отводу тепла от поршня в стенки втулок цилиндров. Однако, несмотря на широкое распространение практики нанесения ТСП на поршни ДВС, в научной литературе немного информации о том, оказывает ли содержащийся в ТСП дисульфид молибдена влияние подобного рода и, если оказывает, в чем оно заключается, и каков его механизм.

Цель работы: анализ влияния MoS_2 в ТСП, нанесенном на юбку поршней, на эффективные показатели работы дизеля.

Методика проведения экспериментов

Испытания проводились на стенде с двухцилиндровым дизелем воздушного охлаждения 2Ч10,5/12 [6] номинальной мощностью 22,1 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин. При испытаниях использовалось моторное масло Лукойл Супер SAE 15W-40 API CF-4/SG Mineral.

Программой работ предусмотрены испытания поршней с нанесением ТСП двух составов: суспензия порошка MoS_2 со средним размером частиц около 1,5 мкм в связующем на основе фенолформальдегидной смолы; связующее на основе фенолформальдегидной смолы без твердосмазочного наполнителя.

Поршни были изготовлены из алюминиевого сплава АК12М2МгН. Юбку каждого поршня перед нанесением покрытия зачищали до появления ровного металлического блеска с помощью дисковой проволочной щетки, изготовленной из стальной латунированной проволоки.

Покрытие на поршни наносили пульверизатором под давлением сжатого воздуха 0,3 МПа в два слоя, каждый из которых сушили в течение 20 мин при комнатной температуре, а затем стабилизировали в печи при температуре 150 °С в течение 1,5 ч. После термостабилизации соотношение (по массе) MoS_2 к связующему в покрытии составляло примерно 1:1. Качество нанесенного покрытия оценивалось по внешнему виду, степени отверждения и толщине. Средняя толщина покрытия составила 10 мкм (рис. 1).

К испытаниям готовили приработанные поршни с поршневыми кольцами. В процессе испытаний проводили измерения расхода топлива, температуры стенок цилиндров и отработавших газов, регистрировали индикаторные диаграммы. Во время испытаний поддерживали постоянными: частоту вращения коленчатого вала дизеля (1600 ± 15 об/мин), температуру масла в картере (90 ± 2 °С), воздуха для обдува цилиндров (30 ± 2 °С) и воздуха, подаваемого в двигатель (30 ± 2 °С). Индикаторный и механический КПД рассчитывали по результатам индицирования и измерения эффективной мощности дизеля. Дополнительно для оценки механических потерь и давления в конце сжатия коленчатый вал двигателя прокручивали от электродвигателя без подачи топлива [7].

Эксперименты по исследованию влияния ТСП на работу дизеля проводили в две серии: сначала с использованием поршней без покрытия, а затем — с ТСП. Каждая серия включала пять двухчасовых циклов, состоящих из работы на установившихся режимах с нагрузкой 25, 50 и 75 % от номинальной мощности дизеля, и последующей прокрутки коленчатого вала дизеля с помощью электродвигателя. После каждой серии испытаний поршневые кольца промывали, сушили и взвешивали на аналитических весах с точностью 0,1 мг и определяли износ колец по потерям их массы.

Осмотр поршней после проведения испытаний показал, что на покрытии, содержащим MoS_2, не было обнаружено нарушений сплошности: поверхность его осталась ровной, а цвет — равномерным темно-серым. На покрытии, состоящим из одного связующего, были обнаружены участки повреждения (отслоения) общей площадью 1–2 $см^2$; влиянием которых на результаты эксперимента можно пренебречь.

Результаты испытаний и их анализ

Результаты испытаний показали существенное увеличение эффективного КПД двигателя, укомплектованного поршнями с покрытием, содержащим MoS_2 (рис. 2, *а*). Причем КПД и экономия топлива возрастали с увеличением мощности: если при мощности, равной 25 %, снижение удельного расхода топлива составило ~1 %, то на мощности, равной 50 %, — более 2 %, на 75 % — более 5 %.

Как видно из рис. 3, *а*, увеличение эффективного КПД при испытании поршней с ТСП, содержащим MoS_2, достигнуто в основном за счет увеличения индикаторного КПД, тогда как механический КПД практически на изменился и даже имел тенденцию к снижению: в среднем в исследуемом диапазоне мощностей на 1 %. То, что указанную тенденцию нельзя отнести к погрешности эксперимента, подтвердили результаты

а)



б)



Рис. 1. Вид поршня после нанесения на юбку ТСП с дисульфидом молибдена (*а*) и ТСП, состоящего из одного связующего (*б*)

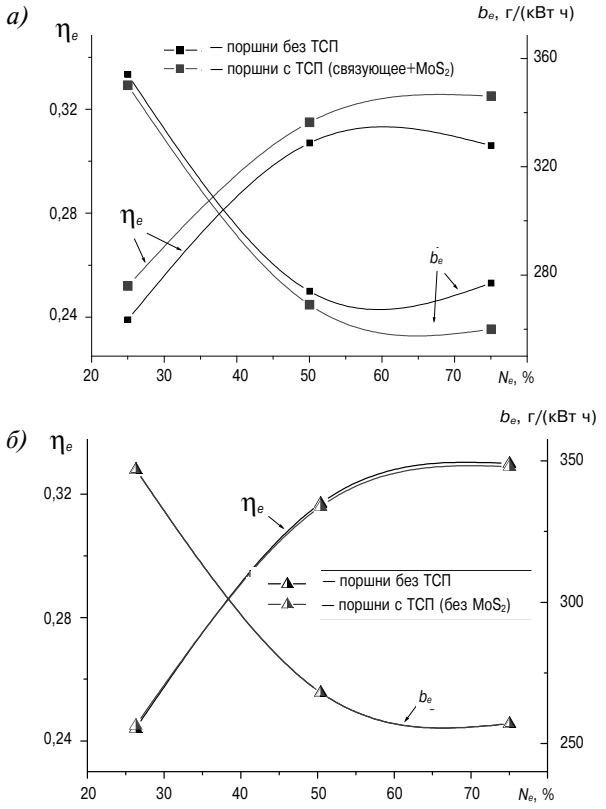


Рис. 2. Влияние ТСП, содержащего MoS_2 (*а*), и без MoS_2 (*б*) на эффективный КПД и удельный эффективный расход топлива в зависимости от мощности двигателя

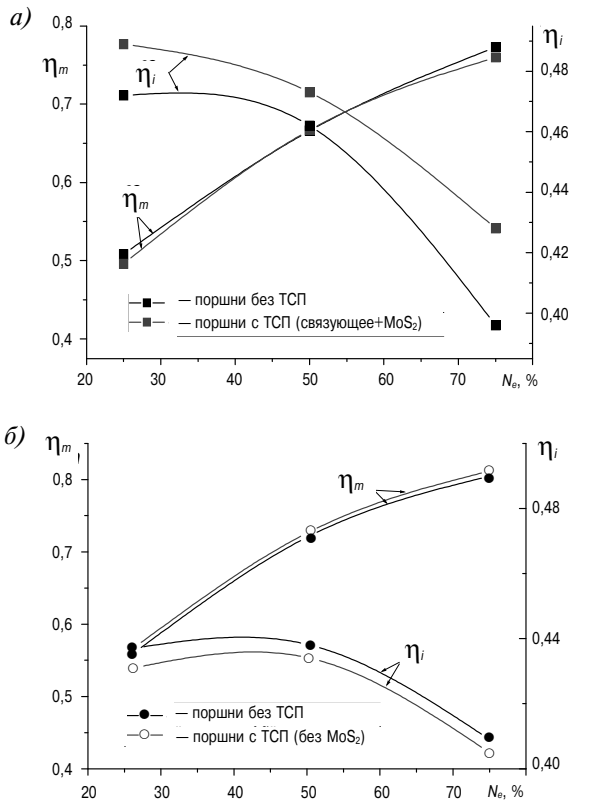


Рис. 3. Влияние ТСП, содержащего MoS_2 (*а*), и без MoS_2 (*б*) на зависимость индикаторного и механического КПД от мощности двигателя

измерения механических потерь при прокручивании коленчатого вала дизеля от электродвигателя (рис. 4, *а*). Механические потери в дизеле, определенные методом прокрутки при установке поршней с покрытием, содержащим MoS_2, увеличились в среднем на 5 %.

Известно, что на индикаторный КПД влияет множество факторов [8]: теплообмен со стенками цилиндров, полнота сгорания топлива и др. Можно было бы предположить, что повышение индикаторного КПД (рис. 3 *а*) произошло за счет снижения отвода тепла через юбку поршня в стенку цилиндра, так как коэффициент теплопроводности полимерного связующего ТСП на порядок ниже, чем у силумина, из которого изготовлены поршни.

Для проверки этого предположения были проведены эксперименты на поршнях с покрытием из одного связующего. Результаты эксперимента показали (рис. 2, *б* и 3, *б*), что эффективный КПД дизеля оказался практически нечувствительным к присутствию на юбках поршней ТСП, не содержащего MoS_2. При этом влияние ТСП без MoS_2 на механический и индикаторный КПД противоположно влиянию ТСП с добавкой MoS_2: индикаторный КПД несколько снизился, а механический имеет тенденцию к повышению (рис. 3, *б*). Указанная тенденция, как и в случае с покрытием, содержащим MoS_2, не может быть объяснена погрешностью измерений, так как экспериментально (рис. 4, *б*) показано снижение механических потерь при использовании ТСП без MoS_2.

Существенная разница в значениях механических потерь, определенных методом прокручивания и методом индицирования на моторных режимах, объясняется тем, что при проворачивании коленчатого вала от постороннего источника энергии трение поршневых колец значительно ниже [7]. В общих механических потерях возрастает относительная доля трения юбки поршня о поверхность цилиндров.

При проворачивании вала дизеля от электродвигателя регистрировали также изменения давления p_c в конце такта сжатия в зависимости от температуры $T_{вмт}$ стенок цилиндров в районе ВМТ (рис. 5). При этом поддерживались постоянными температуры масла в картере и воздуха, подаваемого на обдув цилиндров и в цилиндры. Результаты показали (рис. 5), что влияние ТСП вследствие малости его толщины на снижение протечки газов из камеры сгорания в картер двигателя и, как следствие, на индикаторный КПД, исключается. Зарегистрированное изменение значений p_c при нанесении на поршни ТСП, содержащего MoS_2, составило около 2 % (рис. 5, *а*), а при

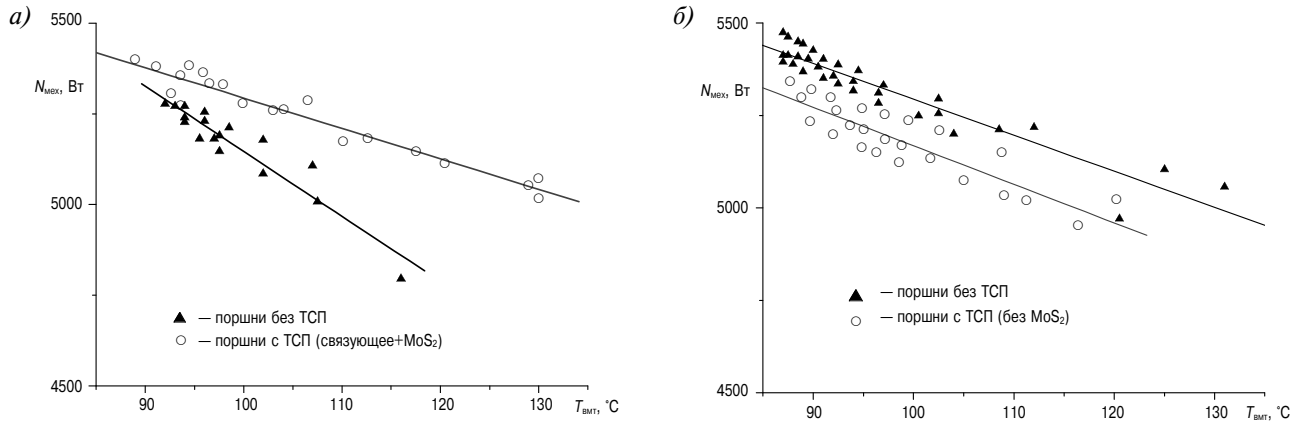


Рис. 4. Влияние ТСП, содержащего MoS_2 (*а*), и без MoS_2 (*б*) на мощность механических потерь, определенных методов прокручивания коленчатого вала дизеля

нанесении на поршни ТСП без MoS_2 — примерно 1 % (рис. 5, *б*). Такая разница не может быть признана значимой, так как находится в пределах погрешности измерений.

Таким образом, эксперименты с поршнями, на юбки которых было нанесено ТСП без MoS_2, показали, что причина повышения индикаторного КПД в случае использования на поршнях ТСП с дисульфидом молибдена состоит не в теплоизолирующем действии связующего, а именно в присутствии в ТСП MoS_2.

Отмеченное повышение эффективного КПД и снижение удельного расхода топлива дизеля, укомплектованного поршнями с покрытием, содержащим MoS_2, подтверждается экспериментально зарегистрированным снижением температуры стенок цилиндров в зонах максимальной скорости движения поршня более, чем на 20 °С и температуры отработавших газов примерно на 50 °С (рис. 6, *а*). Снижение расхода топлива сопровождалось снижением выхода монооксида углерода почти в 3 раза (с 0,43 до 0,16 %) при незначительном росте оксидов азота (с 750 до 910 ppm). Снижение температуры стенок цилиндров, по-видимому, привело к увеличению зазоров между поршнем и цилиндром и, как следствие, к увеличению удельного расхода масла с 2,83 (с поршнями без ТСП) до 3,44 г/(кВт·ч) при работе с поршнями с ТСП, содержащим MoS_2.

После нанесения ТСП без дисульфида молибдена температура стенок цилиндров и отработавших газов практически не изменилась (рис. 6, *б*) по сравнению с использованием поршней без покрытия. Зазоры при этом остались практически прежними и, соответственно, расход моторного масла не изменился в пределах погрешности эксперимента: 1,35 для поршней без покрытия против 1,18 г/(кВт·ч) при использовании поршней с ТСП без дисульфида молибдена.

Вероятно, увеличение индикаторного КПД после нанесения на юбки поршней ТСП, содержащего MoS_2, вызвано попаданием его частиц в масло, а затем вместе с ним — в камеру сгорания дизеля. Известно, что содержание микропримесей металла оказывает каталитическое действие на улучшение процесса горения топлива.

Гипотезу о попадании частиц MoS_2 из покрытия в моторное масло можно также подтвердить

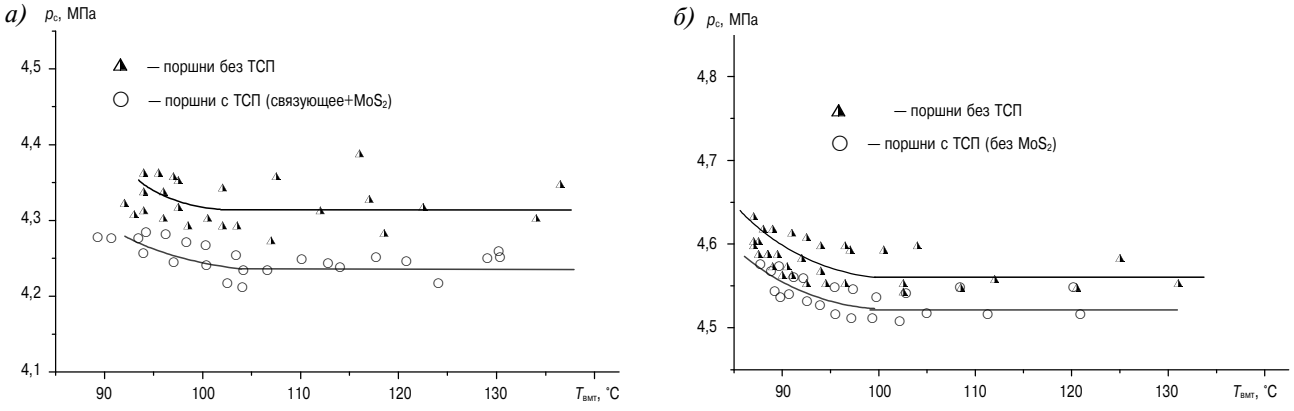


Рис. 5. Влияние ТСП, содержащего MoS_2 (*а*), и без MoS_2 (*б*) на давление в конце сжатия в зависимости от температуры стенки цилиндров

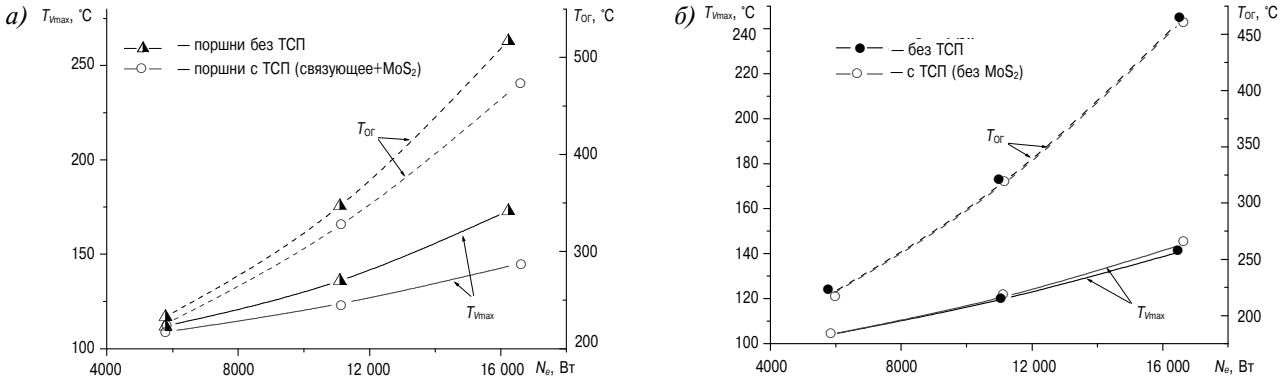


Рис. 6. Влияние ТСП, содержащего MoS_2 (*а*), и без MoS_2 (*б*) на зависимости температуры стенки цилиндров в районе максимальной скорости поршня и температуры отработавших газов от эффективной мощности двигателя

измерениями износа поршневых колец, так как при использовании поршней с покрытием, содержащим дисульфид молибдена, существенно (в среднем в 2 раза) снизился износ поршневых колец (рис. 7). То есть если частицы MoS_2 переносятся из ТСП на стенки цилиндров, снижая износ поршневых колец, то они также могут попадать и в камеру сгорания.

Подтверждением гипотезы о каталитическом действии частиц MoS_2 на процесс горения топлива могут послужить данные обработки индикаторных диаграмм при работе дизеля с поршнями без ТСП и с ТСП, содержащим MoS_2. В таблице представлены результаты сравнения таких характеристик рабочего процесса, как максимальная скорость нарастания давления в период сгорания топлива и угол опережения воспламенения. Угол опережения воспламенения оценивали как угловой интервал между точкой, в которой линия горения отрывается от линии сжатия, и ВМТ, а максимальную скорость нарастания давления — по углу наклона касательной на участке повышения давления [8]. Среднее квадратическое отклонение найденных значений углов опережения не превышает 0,1; а максимальной скорости нарастания давления — 0,03. Как видно из таблицы, несмотря на снижение удельного расхода топлива (см. рис. 2, *а*) применение на поршнях ТСП, содержащего MoS_2, привело к увеличению максимальной скорости нарастания давления. При этом, несмотря на более низкие температуры стенок цилиндров (см. рис. 6, *а*) задержка воспламенения по сравнению с поршнями без покрытия также сокращается. Все это подтверждает гипотезу о попадания частиц MoS_2 в камеру сгорания и

Характеристики рабочего процесса дизеля при использовании поршней без ТСП и с ТСП, содержащим дисульфид молибдена

Долевая мощность, %	Угол опережения воспламенения, град		Максимальная скорость нарастания давления, МПа/град	
	Поршни без ТСП	Поршни с ТСП	Поршни без ТСП	Поршни с ТСП
25	−2,3	−1,6	0,57	0,62
50	−3,2	−3,0	0,65	0,72
75	−3,6	−3,8	0,55	0,73

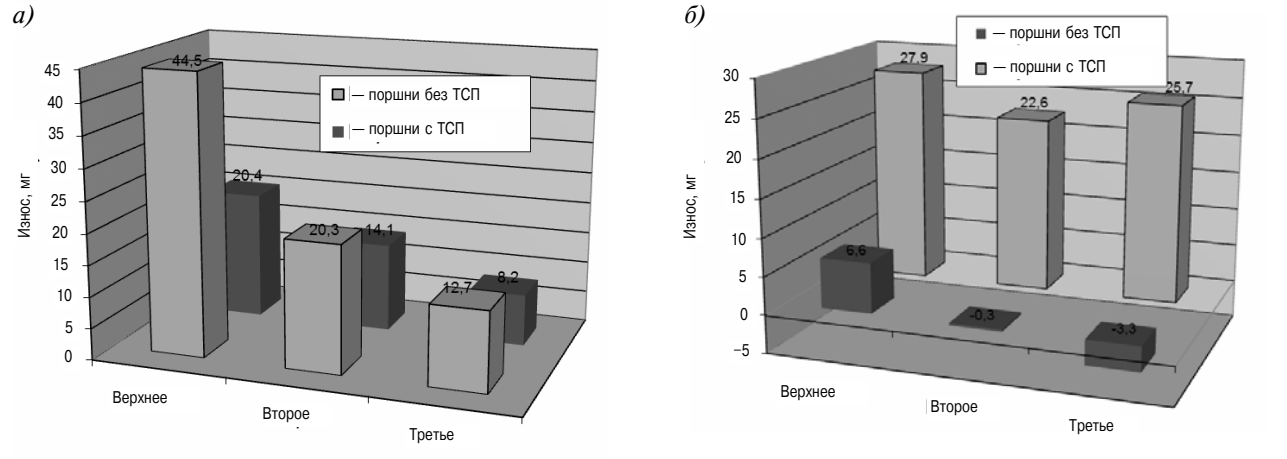


Рис. 7. Влияние ТСП, содержащего MoS_2 (*а*), и без MoS_2 (*б*) на износ поршневых колец (средний по кольцам двух поршней)

оказания каталитического действия на процесс горения топлива.

Выводы

1. ТСП, содержащее дисульфид молибдена, при нанесении на юбки поршней дизельного двигателя снижает удельный расход топлива, и тем больше, чем ближе режим работы дизеля к номинальному. Экономия топлива при нанесении ТСП, содержащего дисульфид молибдена, может превышать 5 % и происходит за счет увеличения индикаторного КПД.

2. Увеличение индикаторного КПД не может быть объяснено барьерным действием ТСП, содержащим дисульфид молибдена, на юбках поршней, в результате которого снижается отвод тепла от поршня в стенки цилиндра, так как при испытании поршней с ТСП без MoS_2 увеличения индикаторного КПД не обнаружено.

3. Возможная причина увеличения индикаторного КПД при нанесении на юбки поршней ТСП, содержащего MoS_2, — попадание частиц дисульфида молибдена с маслом в камеру сгорания и их влияние на процесс горения топлива.

4. Содержащийся в ТСП дисульфид молибдена не снижает механические потери в дизеле, при этом вопрос об эффективности противоизносного действия частиц MoS_2, попадающих из ТСП в моторное масло, требует дальнейшего изучения.

Литература

1. *Матвеевский Р.М.* Твердые смазочные покрытия, назначения, методы нанесения // Твердые смазочные покрытия / под ред. Р. М. Матвеевского. — М. : Наука. — 1977. — С. 3–7.

2. *Вайнштейн В.Э., Трояновская Г.И.* Сухие смазки и самосмазывающиеся материалы. — М. : Машиностроение, 1968. — 180 с.

3. *Брейтуэйт Е.Р.* Твердые смазочные материалы и антифрикционные покрытия. — М. : Химия, 1967. —320 с.

4. *Маленков М.И., Каратушин С.И., Тарасов В.М.* Конструкционные и смазочные материалы космических механизмов. — СПб. : Балт. гос. техн. ун-т, 2007. — 54 с.

5. *Цветков Ю.Н., Тарасов В.М.* Повышение эффективности дизелей нанесением на поршни твердого смазочного покрытия, содержащего дисульфид молибдена // Журнал университета водных коммуникаций. — СПб. : СПГУВК. 2010. — Вып. 1 (5). — С. 45–52.

6. *Цветков Ю.Н., Татулян А.А., Кузьмин В.Н., Крылов Д.А.* Дизельный стенд для испытания смазочных материалов// Журнал университета водных коммуникаций. — СПб. : СПГУВК. 2011. — Вып. 3 (11). — С. 57–66.

7. *Стефановский Б.С., Скобцев Е.А., Корси Е.К.* и др. Испытания двигателей внутреннего сгорания. — М. : Машиностроение, 1972. — 368 с.

8. *Лебедев О.Н., Сомов В.А., Калашников С.А.* Двигатели внутреннего сгорания речных судов. — М. : Транспорт, 1990. — 328 с.

9. *Шагин В.В., Кузькин В.Г., Селянский Б.И., Гурин Г.И., Циулин В.А., Шамара В.Н.* Вопросы оценки ограничительных факторов при назначении норм предельных износов деталей судовых дизелей// Вопросы износостойкости и надежности судовых дизелей. — Л. : Транспорт, 1973. — С. 80–99.

10. *Стрельцов В.В., Попов В.Н., Карпенков В.Ф.* Ресурсосберегающая ускоренная обкатка отремонтированных двигателей. — М. : Колос, 1995. — 175 с.

11. *Ахматов А.С.* Молекулярная физика граничного трения. — М. : Гос. изд-во физ-мат. лит-ры, 1961. — 472 с.

«Группа ГАЗ» приступила к производству двигателей УМЗ-42164 экологического класса Евро-4

Ульяновский моторный завод «Группы ГАЗ» начал выпуск опытно-промышленной партии бензиновых (УМЗ-42164) и газово-бензиновых двигателей (УМЗ-421647) экологического класса Евро-4.

В ходе усовершенствования базового двигателя УМЗ-4216 в его конструкцию были внедрены следующие конструктивные изменения:

- электронное дроссельное устройство Delphi («электронная педаль газа»), позволяющее повысить комфорт управления автомобилем и снизить расход топлива;
- топливные форсунки нового поколения Delphi, обеспечивающие качественное смесеобразование и точную дозировку топлива для выполнения жестких экологических норм;
- распределительный вал с оптимизированными фазами, улучшающий экологические показатели и позволяющий повысить стабильность работы двигателя в режиме холостого хода;
- регулятор разрежения картерных газов с маслоотделителем, который минимизирует расход масла на угар и, соответственно, снижает выбросы углеводородов в атмосферу.

Все эти изменения позволили повысить надежность и увеличить ресурс двигателя.

Дальнейшее развитие продуктовой линейки двигателей УМЗ для автомобилей «ГАЗель» и «Соболь» будет направлено на повышение важнейших потребительских характеристик — экологичности и экономичности. При этом особый акцент будет сделан на развитии битопливных газово-бензиновых модификаций, которые с точки зрения эффективности эксплуатации являются оптимальными для легких коммерческих автомобилей.

УДК 621.43.038.12

ДВУХТАКТНЫЙ БЕНЗИНОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ С РЕГУЛИРОВАНИЕМ МОЩНОСТИ МЕТОДОМ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТАВА СМЕСИ

Р.Д. Еникеев, О.П. Домбровский, Д.Р. Резванов
Уфимский государственный авиационный технический университет

Приведены результаты экспериментальных исследований рабочего процесса бензинового двухтактного двигателя с непосредственным впрыском топлива и регулированием частоты вращения и мощности методом качественного изменения состава смеси. Показано, что двигатель с предложенной системой регулирования в сравнении с серийным обеспечивает более устойчивую работу на режимах холостого хода и развивает большую эффективную мощность. При этом топливная экономичность экспериментального двигателя повышается на 10–20 % при одновременном снижении выбросов продуктов неполного сгорания топлива в 2–7 раз.

Одним из наиболее перспективных способов повышения топливной экономичности и снижения токсичности выбросов поршневых ДВС с искровым воспламенением является переход на регулирование мощности методом качественного изменения состава смеси (далее качественное регулирование). Усилия многих лабораторий повсюду в мире направлены на решение этой проблемы. На кафедре ДВС Уфимского государственного авиационного технического университета в течение ряда лет разрабатывается новый рабочий процесс, обеспечивающий бездетонационное сгорание бензинов, дизельного топлива, спиртов и их смесей с водой в условиях высоких степеней сжатия с качественным регулированием мощности [1–3]. Рабочий процесс базируется на впрыске в камеру сгорания топливовоздушной струи и ее воспламенении свечой зажигания на периферии топливовоздушного факела. Этот процесс получил наименование унифицированного рабочего процесса.

Процесс реализуется за счет подачи в рабочую камеру струи богатой топливовоздушной смеси вблизи верхней мертвой точки. Струя должна иметь определенную концентрационную структуру и направленность, согласованную с формой камеры сгорания. Структура формируется в существенной мере за счет предварительного нагрева, дробления и частичного испарения капель в процессе сжатия богатой топливовоздушной смеси в полости компрессор-форсунки и последующего ее расширения в сопле. Струя воспламеняется единичным искровым разрядом вблизи ее границы в определенной фазе процесса. Этим обеспечивается первый этап сгорания, характерный для бензинового двигателя.

В результате повышения давления и температуры несгоревшей части топливовоздушной смеси, обусловленного сгоранием части смеси, воспламененной искрой, на втором этапе происходит многоочаговое воспламенение и сгорание, характерное для рабочего процесса дизельного двигателя. В зависимости от режима работы двигателя в камере сгорания реализуется различная степень неоднородности топливовоздушной смеси — от расслоенного заряда на холостом ходе (рис. 1, *а*), до равномерного распределения топлива в объеме камеры сгорания на полной нагрузке (рис. 1, *б*). На любом режиме работы двигателя в районе искрового разряда должна находиться топливовоздушная смесь в концентрационных пределах воспламенения, в первую очередь это зависит от расположения искрового разряда относительно топливовоздушной струи.

На рис. 2 представлена схема конструктивной реализации рабочего процесса. Топливо с небольшим количеством воздуха поступает в полость компрессор-форсунки *5*, где происходит пред-

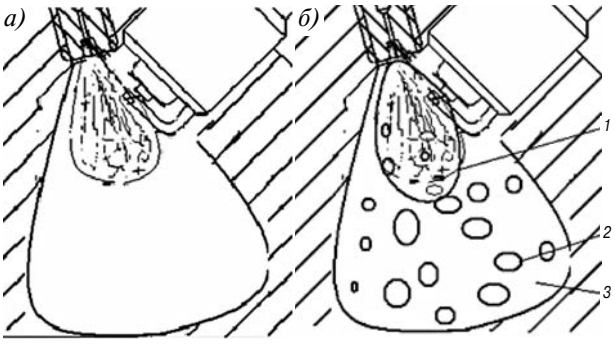


Рис. 1. Схема унифицированного рабочего процесса:
а — холостой ход; *б* — полная нагрузка:
1 — фронт пламени; *2* — зоны наиболее подготовленной к воспламенению смеси; *3* — зона с составом смеси, менее подготовленной к воспламенению

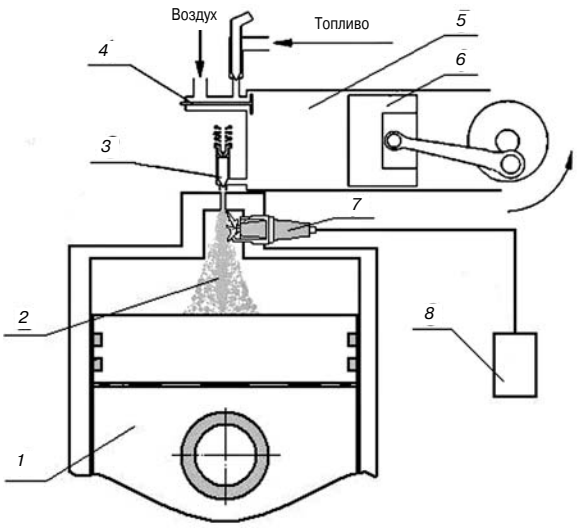


Рис. 2. Схема конструктивной реализации унифицированного рабочего процесса:
1 — поршень; *2* — струя обогащенной топливовоздушной смеси; *3* — распылитель; *4* — устройство дозирования топлива и воздуха для компрессор-форсунки; *5* — компрессор-форсунка; *6* — поршень компрессор-форсунки; *7* — свеча зажигания; *8* — катушка системы зажигания

варительная стадия смесеобразования — подогрев, дробление, перемешивание и частичное испарение топлива. Поршень *6* компрессор-форсунки приводится в движение от коленчатого вала двигателя. На такте сжатия за счет движения поршня компрессор-форсунки происходит впрыск топливовоздушного факела *2* в рабочую камеру двигателя, в которой окончательно формируется топливовоздушная смесь. Зажигание смеси осуществляется искровым разрядом от свечи зажигания *7* на периферии топливовоздушного факела в предкамере определенной геометрии. Компрессор-форсунка оснащена необходимыми устройствами для дозирования топлива и воздуха *4* в зависимости от режима работы двигателя. Система зажигания имеет традиционную конструкцию, параметры разряда характерны для современных бензиновых двигателей.

Рабочий процесс реализован на базе двухтактного одноцилиндрового двигателя ММВЗ-3.112 с двухканальной возвратно-петлевой продувкой (рис. 3). На экспериментальном двигателе реализована возможность регулирования степени сжатия, углов опережения зажигания и впрыска, местоположения искрового зазора свечи зажигания. Эксперименты проводились на штатной для данного двигателя степени сжатия $\varepsilon = 10{,}5$. Регулирование мощности осуществлялось изменением состава смеси, дроссельная заслонка отсутствовала.

Выбор угла опережения зажигания (УОЗ), угла опережения впрыска (УОВ) для режима холостого хода осуществлялся последовательным

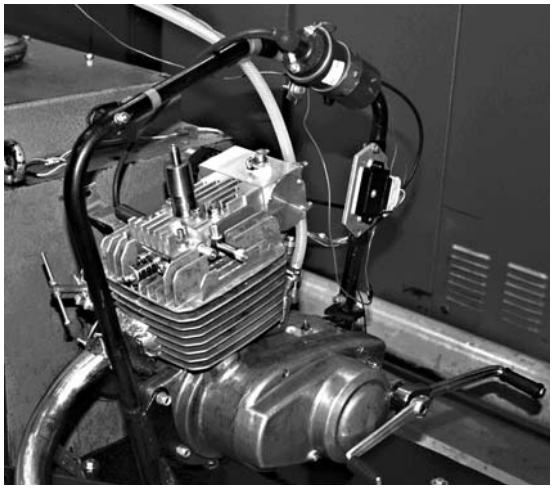


Рис. 3. Экспериментальный двигатель ММВЗ-3.112 на стенде

снятием регулировочных характеристик по критерию максимальных оборотов двигателя при постоянной топливоподаче. Под УОВ понимается угол опережения верхней мертвой точки (ВМТ) компрессор-форсунки относительно ВМТ двигателя. Положение свечи зажигания выбиралось исходя из условий отсутствия пропусков воспламенения и устойчивой работы двигателя, минимальной цикловой дозы топлива, наименьшего нагарообразования на изоляторе свечи зажигания. Внешняя скоростная и нагрузочные характеристики снимались на скоростных режимах 2000, 3000, 4000 об/мин. На каждой из этих точек снимались регулировочные характеристики по УОЗ и УОВ. Критерием оптимальности являлся максимальный момент и минимальный расход топлива. Расположение искрового промежутка свечи зажигания сохранялось таким же, как и на холостом ходе.

В ходе испытаний регистрировались следующие параметры: частота вращения коленчатого вала, часовой расход топлива, расход воздуха, эффективный крутящий момент двигателя, индикаторное

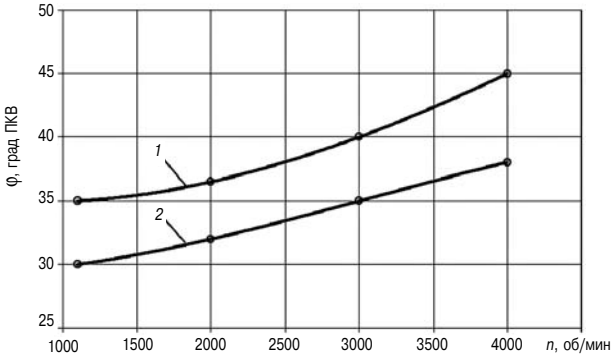


Рис. 4. Регулировочные данные экспериментального двигателя на режиме холостого хода:
1 — угол опережения впрыска;
2 — угол опережения зажигания

давление в рабочей камере, содержание токсичных компонентов в составе отработавших газов, температура головки двигателя, параметры окружающей среды в испытательном боксе.

На рис. 4 представлены значения УОЗ и УОВ, обеспечивающие стабильное воспламенение сверхбедной топливовоздушной смеси в режиме холостого хода. Видно, что УОВ должен быть больше, чем УОЗ на 4–7 град ПКВ. Именно при таком согласовании УОВ и УОЗ создаются условия для воспламенения топливовоздушной смеси искровым разрядом на режиме холостого хода. При этом впрыск уже либо завершен, либо близок к завершению, однако вблизи свечи зажигания концентрация топлива еще достаточно велика для воспламенения. На рис. 5 приведена экспериментальная зависимость часового расхода топлива базового и экспериментального двигателей от скоростного режима.

Как следует из представленных результатов, экспериментальный двигатель обладает большей стабильностью работы на низких частотах вращения холостого хода и лучшей экономичностью до 2000 об/мин. Некоторое увеличение расхода топлива на высоких частотах вращения объясняется наличием в экспериментальном двигателе дополнительных механических потерь на привод компрессор–форсунки. Минимальные стабильные обороты базового двигателя составили 1300 об/мин, экспериментального двигателя — 1100 об/мин. Минимальный расход топлива в режиме холостого хода базового двигателя составил 170 г/ч, экспериментального двигателя — 113 г/ч. Таким образом, топливная экономичность экспериментального двигателя с качественным регулированием на минимальных оборотах холостого хода улучшилась на 33,5 %.

Холостой ход является режимом, на котором для экспериментального двигателя достигается максимальное обеднение смеси. Поэтому при дросселировании в режиме холостого хода эффект

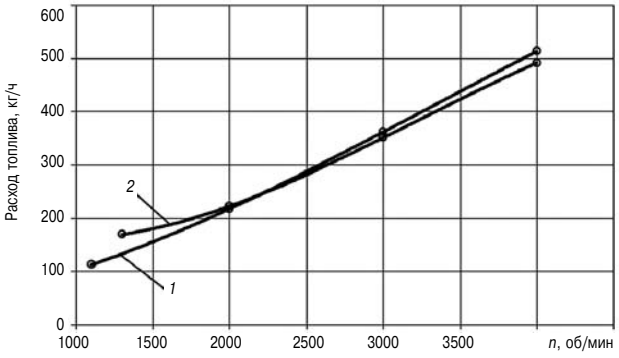


Рис. 5. Изменение часового расхода топлива по скоростной характеристике на режиме холостого хода:
1 — экспериментальный двигатель; *2* — базовый двигатель

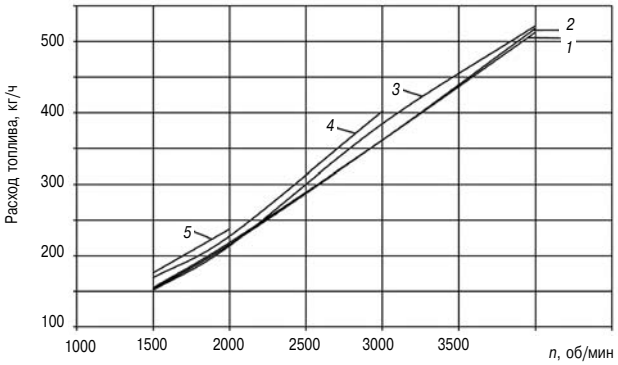


Рис. 6. Изменение часового расхода топлива экспериментального двигателя по скоростной характеристике на режиме холостого хода:
1 — ДЗ полностью открыта; *2* — ДЗ открыта на 80 %; *3* — на 60 %; *4* — на 40 %; *5* — на 20 %

качественного регулирования будет наиболее явным. На рис. 6 представлены скоростные характеристики часового расхода топлива экспериментального двигателя при различных положениях дроссельной заслонки (ДЗ). Прикрытие дроссельной заслонки до 80 % несущественно влияет на часовой расход топлива в режиме холостого хода. Дальнейшее прикрытие дроссельной заслонки до 60 % несущественно снижает расход топлива на малых оборотах и заметно повышает его на высоких оборотах. Дальнейшее прикрытие дроссельной заслонки (до 40 и 20 %) заметно снижает топливную экономичность на всех исследованных скоростных режимах. Причем при прикрытии ДЗ до 40 % экспериментальный двигатель не разгоняется выше 3000 об/мин, а при прикрытии до 20 % не достигает более 2000 об/мин. Таким образом, подтверждена зависимость топливной экономичности от состава рабочей смеси — чем беднее смесь, тем ниже расход топлива.

На рис. 7 представлены регулировочные характеристики по УОВ на режиме полной нагрузки. На этом режиме большой УОВ способствует лучшему перемешиванию топливовоздушной смеси и испарению топлива, что положительно влияет на расход топлива. Однако слишком ранний впрыск до закрытия выпускных окон приводит к выбросу топлива в процессе продувки и, как следствие, повышенному расходу топлива. Слишком поздний впрыск также приводит к повышенному расходу топлива вследствие плохого смесеобразования. Видно, что оптимальный угол опережения впрыска составляет 90–110 град ПКВ в зависимости от скоростного режима.

На рис. 8 и 9 приведены значения эффективной мощности и удельного эффективного расхода топлива по внешней скоростной характеристике (ВСХ) для базового и экспериментального двигателя.

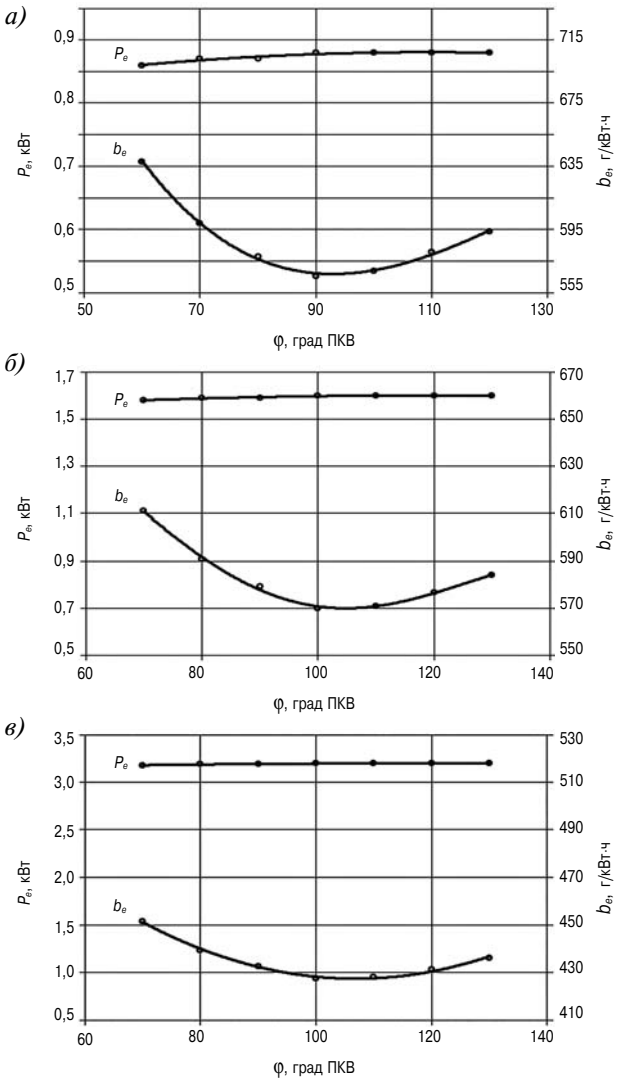


Рис. 7. Регулировочная характеристика по углу опережения впрыска на режиме полной нагрузки:
а — n = 2000 об/мин; *б* — n = 3000 об/мин; *в* — n = = 4000 об/мин

Базовый карбюраторный двигатель на частотах до 3000 об/мин развивает меньшую эффективную мощность, чем экспериментальный двигатель. При n = 2000 об/мин эффективная мощность базового двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке составляет 0,46 кВт, мощность экспериментального двигателя с внутренним смесеобразованием составляет 0,88 кВт, что на 91,3 % больше. Это объясняется нестабильностью работы карбюраторного двухтактного двигателя на малых оборотах. На рис. 10, *а* представлена характеристика изменения среднего индикаторного давления в цилиндре базового карбюраторного двигателя при n = 2000 об/мин в 50 последовательных рабочих циклах. Среднее индикаторное давление 32 % циклов приближено к нулю. Флуктуация максимального индикаторного давления при этом составляет 44 %. Карбюраторный

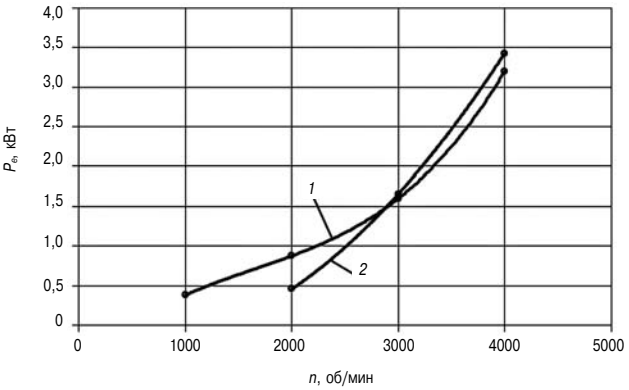


Рис. 8. Значения эффективной мощности по ВСХ:
1 — экспериментальный двигатель; *2* — базовый двигатель

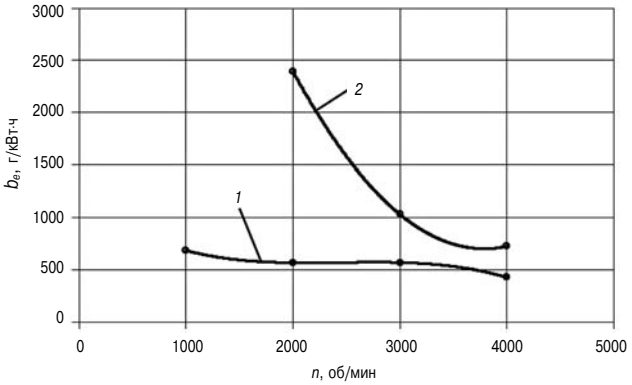


Рис. 9. Значения удельного эффективного расхода топлива по ВСХ:
1 — экспериментальный двигатель; *2* — базовый двигатель

(базовый) двигатель работает стабильно лишь при частоте вращения более от 3000 об/мин, на этом режиме мощности базового и экспериментального двигателей примерно равны. Цикловая стабильность среднего индикаторного давления карбюраторного двигателя при n = 3000 об/мин показана на рис. 10, *б*. Флуктуация среднего индикаторного давления при этом составляет не более 9 %. При дальнейшем увеличении скоростного режима эффективная мощность базового двигателя оказывается на 6,7 % выше, чем мощность экспериментального двигателя, что объясняется наличием механических потерь, затрачиваемых на привод компрессор-форсунки. Стабильность работы экспериментального двигателя на режиме полной нагрузки обеспечивается уже при n = 1000 об/мин (рис. 10, *в*). Флуктуация среднего индикаторного давления при этом составляет не более 10 %.

Как следует из представленных на рис. 9 результатов, удельный эффективный расход топлива экспериментального двигателя при полной нагрузке существенно ниже, чем у базового карбюраторного двигателя во всем исследуемом диапазоне скоростных режимов. При n = 2000 об/мин экспериментальный двигатель экономичнее базового карбюраторного варианта на 76,3 %, при

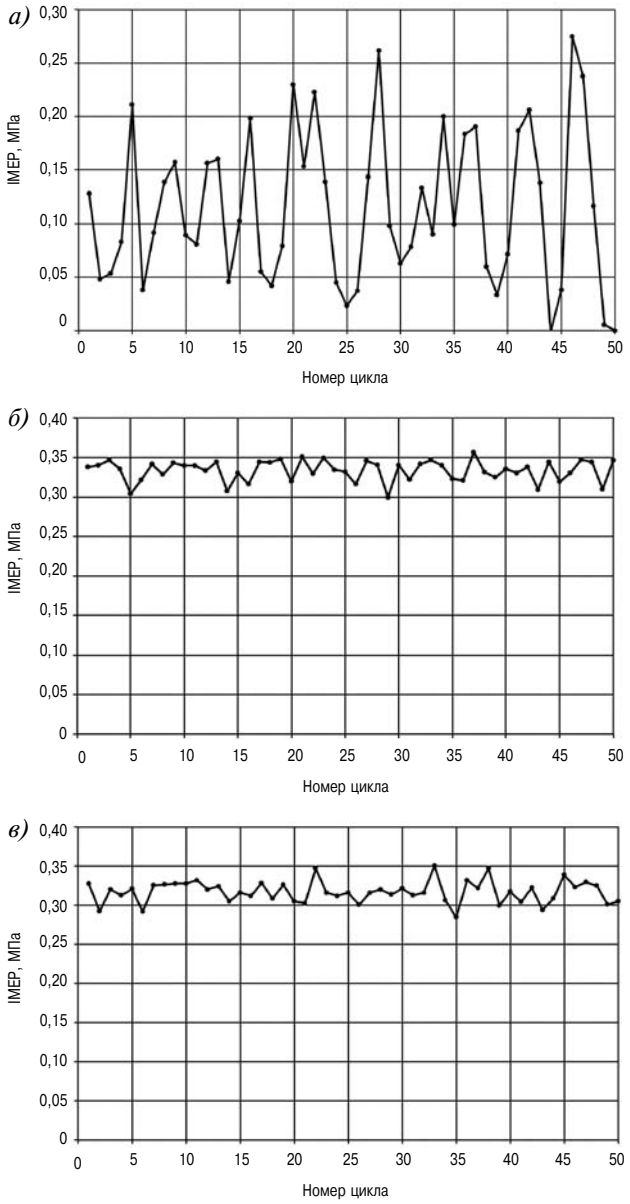


Рис. 10. Изменение среднего индикаторного давления в 50 последовательных циклах по ВСХ:
а — базовый двигатель, n = 2000 об/мин;
б — базовый двигатель, n = 3000 об/мин;
в — экспериментальный двигатель, n = 1000 об/мин

n = 3000 об/мин — на 44,5 %, при n = 4000 об/мин — на 41,1 %.

На рис. 11 представлены зависимости удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике при частоте вращения n = = 3000 об/мин. Как видно из представленных характеристик, экспериментальный двигатель до 46,7 % экономичнее по сравнению с базовым карбюраторным вариантом. Наибольший эффект наблюдается при высоких нагрузках, так как влияние механических потерь компрессор-форсунки на эффективную мощность двигателя снижается.

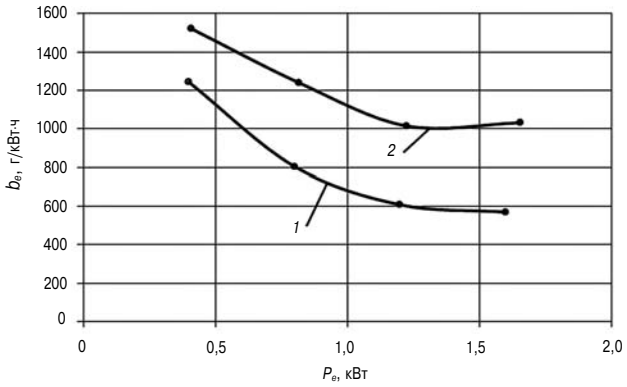


Рис. 11. Зависимости удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике при n = 3000 об/мин:
1 — экспериментальный двигатель; *2* — базовый двигатель

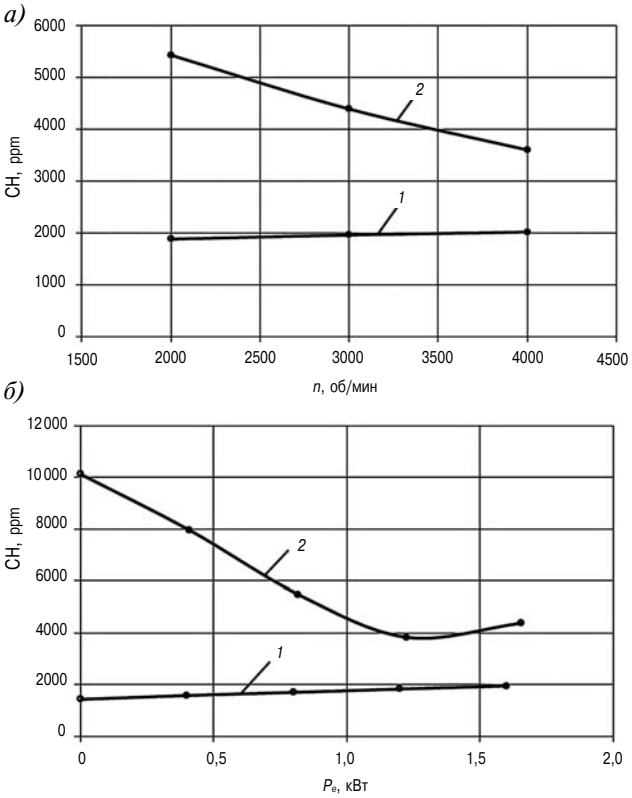


Рис. 12. Содержание углеводородов в отработавших газах:
а — по ВСХ; *б* — по нагрузочной характеристике при n = 3000 об/мин; *1* — экспериментальный двигатель; *2* — базовый двигатель

На рис. 12 приведены значения содержания углеводородов в составе отработавших газов базового и экспериментального двигателя по внешней скоростной характеристике (рис. 12, *а*) и по нагрузочной характеристике (рис. 12, *б*) при n = = 3000 об/мин.

Содержание углеводородов в отработавших газах экспериментального двигателя существенно снижено по сравнению с базовым во всем диа-

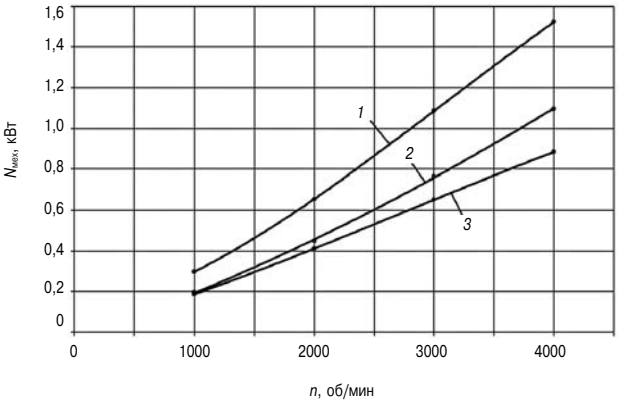


Рис. 13. Зависимость мощности механических потерь от скоростного режима:
1 — экспериментальный двигатель с КФ; *2* — базовый двигатель с полностью открытой ДЗ; *3* — базовый двигатель с ДЗ в положении холостого хода

пазоне скоростных и нагрузочных режимов. Наибольший эффект достигается на режимах малой нагрузки и холостого хода. Вследствие дросселирования в цилиндре карбюраторного двухтактного двигателя образуется большое количество остаточных газов, в результате чего возникают пропуски воспламенения. В экспериментальном двигателе качественное регулирование состава смеси решает эту проблему. На рис. 12, *б* видно, что на режиме холостого хода содержание углеводородов в двигателе с качественным регулированием в 7 раз ниже, чем в базовом.

Потенциально возможно дополнительное повышение эффективной мощности и топливной экономичности экспериментального двигателя за счет снижения механических потерь, затрачиваемых на привод компрессор-форсунки (КФ). На рис. 13 показаны зависимости мощности механических потерь от скоростного режима для базового и экспериментального двигателей.

Затраты на привод компрессор-форсунки на режиме 1000 об/мин составляют 0,11 кВт или 36,7 % от всех механических потерь в двигателе. Доля потерь на привод компрессор-форсунки снижается с увеличением скоростного режима и составляет 30,8 % при 2000 об/мин, 29,4 % при 3000 об/мин, 27,6 % при 4000 об/мин. При снижении потерь на привод компрессор-форсунки возможно повысить эффективную мощность и топливную экономичность экспериментального двигателя на 10–20 %.

Заключение

Рабочий процесс экспериментального двигателя обеспечивает стабильное воспламенение и горение топливовоздушной смеси в диапазоне от сверхбедной на режиме холостого хода до стехиометрической на ВСХ, что позволяет осуществлять качественное регулирование мощности двигателя во всем диапазоне нагрузок. Экспериментально подтверждена возможность существенного повышения топливной экономичности за счет качественного регулирования и непосредственного впрыска топлива, а также возможность снижения выбросов углеводородов с отработавшими газами в двухтактном двигателе.

Литература

1. *Рудой Б. П.* Концепция развития поршневых двигателей внутреннего сгорания // Вестник УГАТУ. — 2004. — Т. 5. — № 1 (9). — С. 3–9.

2. *Гарипов М.Д.* Искровое воспламенение в условиях глубокого расслоения топливовоздушного заряда в рабочей камере ДВС // Вестник УГАТУ. — 2007. — Т. 9. — № 6 (24). — С. 114–120.

3. Рабочий процесс многотопливного поршневого двигателя. // А. О. Борисов, М.Д. Гарипов, Р. Д. Еникеев, А. А. Черноусов; под ред. Р.Д. Еникеева. — Уфа: ДизайнПолиграфСервис, 2008. — 272 с.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2 полугодие 2012 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	40 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	36 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	38 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	36 000 руб.
	Черно-белая	30 000 руб.

УДК 621.444.2

ПОВЫШЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС С ИЗОХОРНЫМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

Х.И. Акчурин, к.т.н., доц.
Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет
В.Л. Химич, д.т.н., проф.;
Нижегородский государственный технический университет
М.А. Миронычев, гл. конструктор
ОАО «Заволжский моторный завод»

Предложена гипотеза о механизме повышения КПД бензиновых двигателей при распыливании воды во впускном воздухе. При изохорном подводе теплоты к рабочему телу происходит увеличение работы расширения за счет фазового перехода воды в парообразное состояние и интенсификация горения топлива в стадии догорания. Оптимальное количество воды, распыливаемой во впускном воздухе, составляет 0,375–0,75 от цикловой подачи топлива. Добавление воды в рабочее тело позволяет увеличить степень сжатия до 14 при увеличении коэффициента избытка воздуха до 1,15.

Работы по впрыску воды в рабочее тело двигателей с принудительным (искровым) зажиганием были начаты в 1940-е гг. на поршневых авиационных двигателях для снижения теплонапряженности и увеличения мощности на режимах форсажа [1]. В этот период исследовалась также возможность работы этих двигателей на бензоводных смесях в качестве топлива [2]. Эти исследования были продолжены и после 1950-х гг. уже на автомобильных двигателях, когда стало необходимым снижать количество вредных выбросов с отработавшими газами [3]. В результате выполненных исследований было установлено, что впрыск воды в рабочее тело и работа на бензоводных смесях заметно снижает детонацию в двигателях и требования к октановому числу топлива, при этом повышается эффективный КПД при одновременном снижении выбросов токсичных веществ с отработавшими газами.

Снижение детонации и теплонапряженности деталей двигателя происходит из-за уменьшения максимальной температуры сгорания, что не вызывает сомнений [1, 4]. А вот причина уменьшения удельного расхода топлива и увеличения КПД, а также мощности двигателя до сих пор в деталях не ясна. Должно было бы происходить обратное, так как снижается максимальная температура сгорания. В работе [4] повышение КПД при впрыске воды объясняется увеличением скорости химических реакций благодаря образованию активных радикалов, при этом полученные высокие экспериментальные результаты не согласуются с данными других исследователей [3]. Кроме того, недостаточно полно рассмотрено влияние качества распыливания воды и место расположения распыливающей форсунки на количественный результат по улучшению технико-экономических показателей двигателя.

Работы по впрыскиванию воды в рабочее тело авиационных двигателей были прекращены вследствие того, что появились мощные реактивные и газотурбинные двигатели. В автомобильных двигателях эта работа тоже была прекращена вследствие создания эффективных нейтрализаторов отработавших газов. Кроме этого, нужна была чистая вода, бак для хранения этой воды, что увеличивало массу транспортного средства. Вопрос получения воды из продуктов сгорания тогда не рассматривался из-за отсутствия эффективных влагоуловителей. Кроме этого, усложнялась конструкция двигателя, должна была появиться еще одна система питания двигателя водой, в дополнение к системе питания топливом.

В настоящее время, когда запасы нефти стали заметно уменьшаться, ее потребление стало увеличиваться, а стоимость топлива расти, проблема увеличения КПД бензиновых двигателей вновь обострилась, тем более, что их эффективный КПД колеблется около 30 %, несмотря на то, что процесс сгорания доведен до совершенства. Сейчас, когда исчерпаны почти все конструктивные способы увеличения КПД бензиновых двигателей, исследователи вновь вернулись к применению воды для повышения их КПД, о чем можно судить по количеству получаемых патентов за последние пять лет. Это не только впрыск воды, но и получение пара за счет использования теплоты продуктов сгорания и охлаждающей жид-

кости, а затем использования этого пара для получения работы [5–7].

Предлагается следующая гипотеза влияния впрыска воды на улучшение показателей бензинового двигателя.

При подаче в рабочее тело распыленной воды с определенными размерами капель в начале такта сжатия вода, являющаяся теплоносителем, нагревается до температуры кипения почти без испарения, что снижает температуру и давление рабочего тела. В результате происходит уменьшение работы сжатия. Далее при изохорном подводе теплоты к рабочему телу капли воды начинают быстро испаряться и превращаются в пар (рабочее тело). В результате увеличивается объем рабочего тела, а следовательно, и количество совершаемой работы при расширении. Это не исключает возможного образования радикалов и увеличения скорости горения смеси.

Увеличение работы расширения, несмотря на снижение максимальной температуры цикла, происходит не только из-за увеличения количества рабочего тела, но и вследствие изменения его состава. Увеличение количества рабочего тела за счет фазового перехода воды в парообразное состояние увеличивает работу цикла и способствует эффективному догоранию топлива за счет ее частичной диссоциации.

Изложенная гипотеза, касающаяся термодинамического цикла с изохорными подводом и отводом теплоты, может быть подтверждена как теоретически выполненными расчетами для этого цикла, так и экспериментальными результатами, полученными на бензиновом двигателе с подачей воды в рабочее тело. Для выполнения расчетов классическая математическая модель теоретического цикла Мазинга–Гриневецкого была дополнена опытными коэффициентами для расчета действительных циклов бензиновых двигателей. Эта доработанная модель позволила подтвердить предложенную гипотезу и дала возможность определить область ее научного и практического применения.

Теоретически капли распыленной воды определенного размера могут остаться в жидком состоянии до окончания процесса сжатия, не достигнув температуры кипения. Они могут испариться сразу или в процессе сжатия в зависимости от температуры и давления рабочего тела, температуры распыленной воды, размера и поверхности образовавшихся капель, коэффициента теплоотдачи и времени протекания цикла. Если капли испаряются до конца сжатия, то увеличивается работа сжатия рабочего тела, если они при сжатии нагреваются до температуры кипения без испарения, то произойдет снижение работы сжатия. При проведении расчетов теоретических циклов принималось, что капли воды при сжатии нагреваются до температуры кипения (насыщения), которая определялась по давлению конца сжатия и таблицам термодинамических свойств насыщенного пара [8 и 9].

Сначала были проведены расчеты теоретических циклов без подачи воды в рабочее тело для определения изменения рабочих параметров в зависимости от давления p_a и температуры T_a в начале сжатия, а также степени сжатия ε, чтобы потом их можно было сравнить с параметрами и показателями, полученными при подаче воды. Отличительная особенность результатов выполненных расчетов от опубликованных [4] в том, что они получены с учетом измененных показателей политропы сжатия n_c и расширения n_p от T_a, p_a и ε. Здесь результаты расчетов показателей рабочих циклов без впрыска воды не приводятся.

Расчеты параметров рабочего цикла с впрыском воды были выполнены при степенях сжатия ε = = 8, 10, 12 и 14 для количества впрыснутой воды (в долях от количества поданного топлива) g_{H_2O} = 0,0625; 0,125; 0,25; 0,375; 0,5; 0,75; 1,0 и 1,25 при значении коэффициента избытка воздуха α = 1, коэффициента наполнения η_V = 1 при температуре начала сжатия T_a = 293 К. Было при-

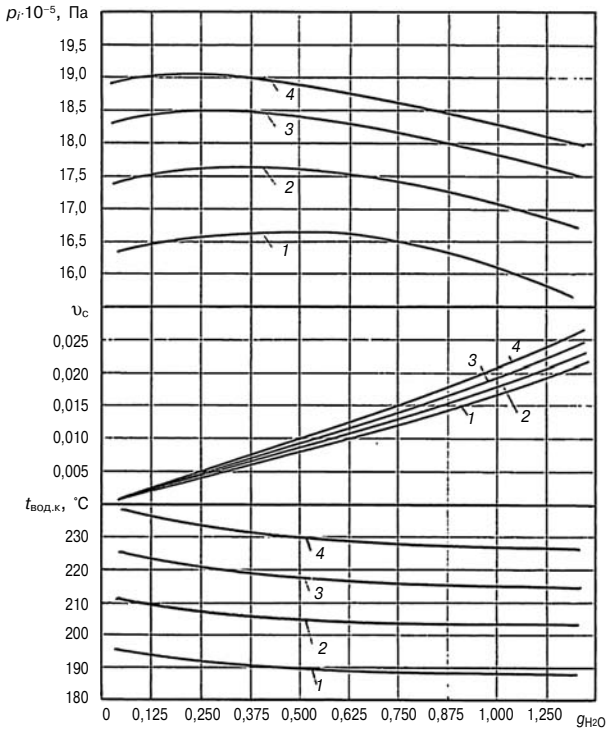


Рис. 1. Изменение температуры капель воды в конце сжатия $t_{вод.к}$, доли теплоты, затраченной на нагрев воды υ_c, среднего индикаторого давления цикла p_i в зависимости от количества выпрыснутой воды g_{H_2O} (T_a = 293 К, α = 1, η_v = 1):

1 — ε = 8; *2* — ε =10; *3* — ε =12; *4* — ε =14

нято, что размеры капель воды при распыливании должны быть такими, чтобы к концу сжатия они нагревались до температуры кипения $t_{вод.к}$ без испарения.

На рис. 1 показано, что чем выше степень сжатия ε, тем выше температура кипения воды $t_{вод.к}$ из-за более высокого давления конца сжатия p_c, а, следовательно, и выше доля теплоты, затраченной на нагрев воды при сжатии υ_c. С увеличением количества подаваемой воды g_{H_2O} температура T_c и давление p_c в конце сжатия уменьшаются при всех степенях сжатия ε (рис. 2), при этом $t_{вод.к}$ снижается, а υ_c увеличивается. Показатель политропы сжатия n_c для бо́льших степеней сжатия имеет бо́льшие значения при более высоких T_c. С увеличением g_{H_2O} этот показатель значительно уменьшается вследствие отвода тепла на нагрев воды и снижения T_c.

Относительные потери теплоты при сжатии $q_{сж}$ получаются бо́льшими для более высоких степеней сжатия ε (рис. 3) из-за более высоких p_c и n_c. С увеличением g_{H_2O} эти потери уменьшаются, так как значительно снижаются p_c, T_c и n_c.

Максимальная температура цикла T_z для более высоких степеней сжатия ε имеет и более высокие значения (рис. 4) благодаря более высокой температуре конца сжатия T_c. С увеличением количества подаваемой воды g_{H_2O} максимальная температура цикла T_z при $\alpha = 1$ снижается значительно за счет отвода тепла при фазовом переходе воды в пар при $V = \text{const}$, а также за счет снижения температуры конца сжатия T_c. В то же время с ростом степени сжатия пропорционально возрастает максимальное давление цикла неза-

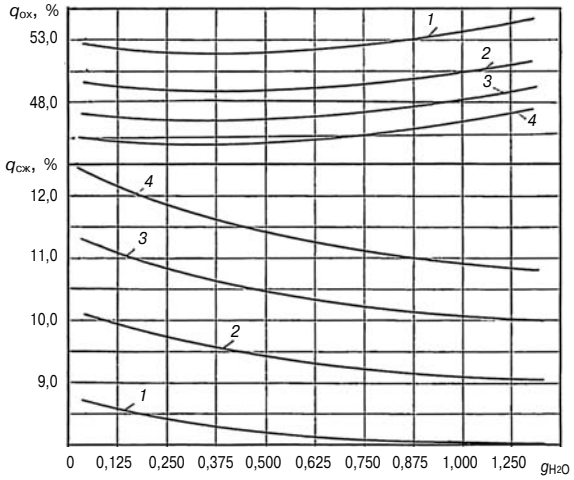


Рис. 3. Изменение долей потерь теплоты на сжатие $q_{сж}$ и охлаждения q_{ox} в зависимости от доли впрыснутой воды g_{H_2O} (T_a = 293 K, $\alpha = 1$, $\eta_v = 1$):

1 — ε = 8; *2* — ε =10; *3* — ε =12; *4* — ε =14

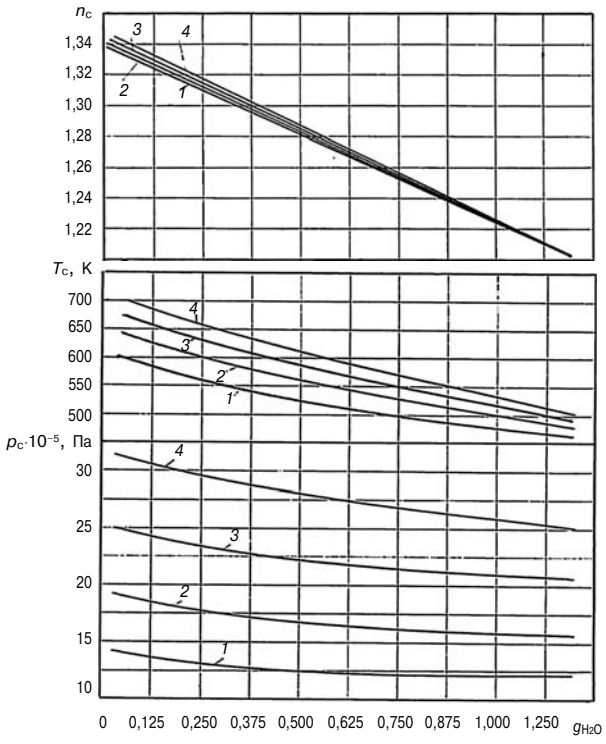


Рис. 2. Изменение давления p_c, температуры T_c в конце сжатия и политропы сжатия n_c в зависимости от относительного количества впрыснутой воды g_{H_2O} (T_a = = 293 K, $\alpha = 1$, $\eta_v = 1$):

1 — ε = 8; *2* — ε =10; *3* — ε =12; *4* — ε =14

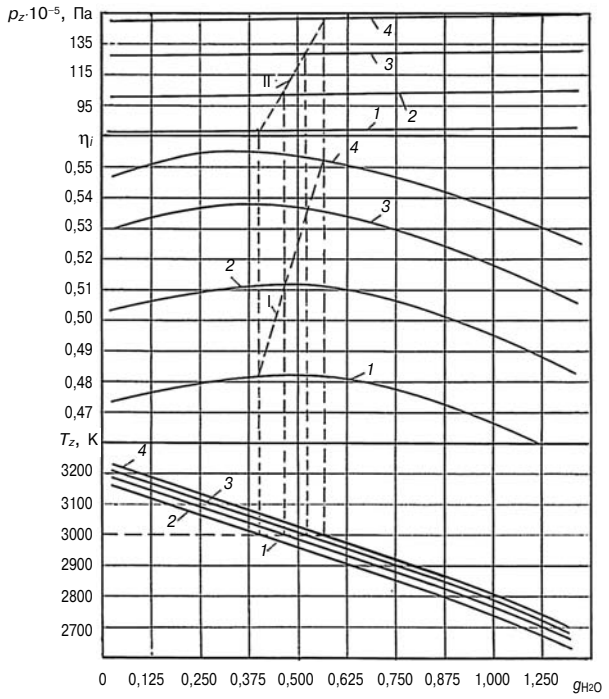


Рис. 4. Изменение максимальной температуры T_z, давления p_z и индикаторного КПД теоретического цикла η_i в зависимости от относительного количества впрыснутой воды g_{H_2O} (T_a = 293 K, $\alpha = 1$, $\eta_v = 1$):

1 — ε = 8; *2* — ε =10; *3* — ε =12; *4* — ε =14; I — изменение ηi при $T_z = \text{const}$; II — изменение p_z при $T_z = \text{const}$

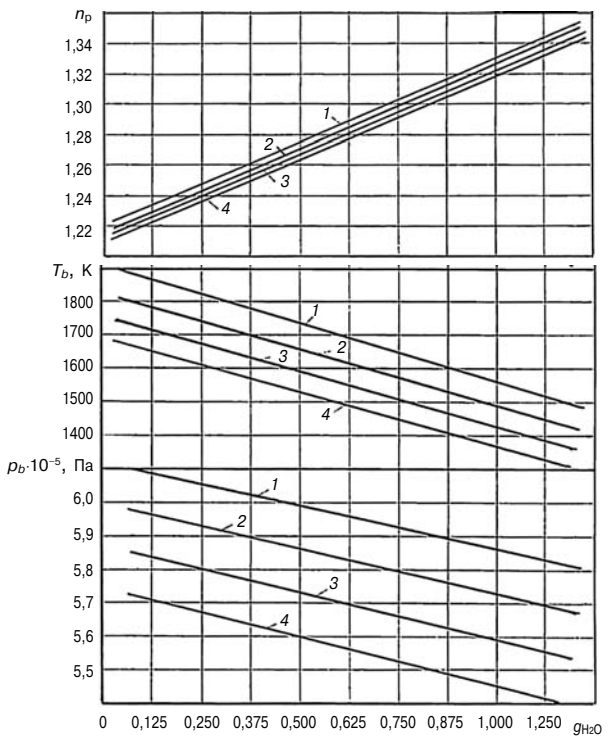


Рис. 5. Изменение давления p_b, температуры T_b в конце расширения, а также показателя адиабаты n_p в зависимости от относительного количества впрыснутой воды g_{H_2O} при различных степенях сжатия (T_a = 293 K, α=1, η_v=1):
1 — ε = 8; *2* — ε =10; *3* — ε =12; *4* — ε =14

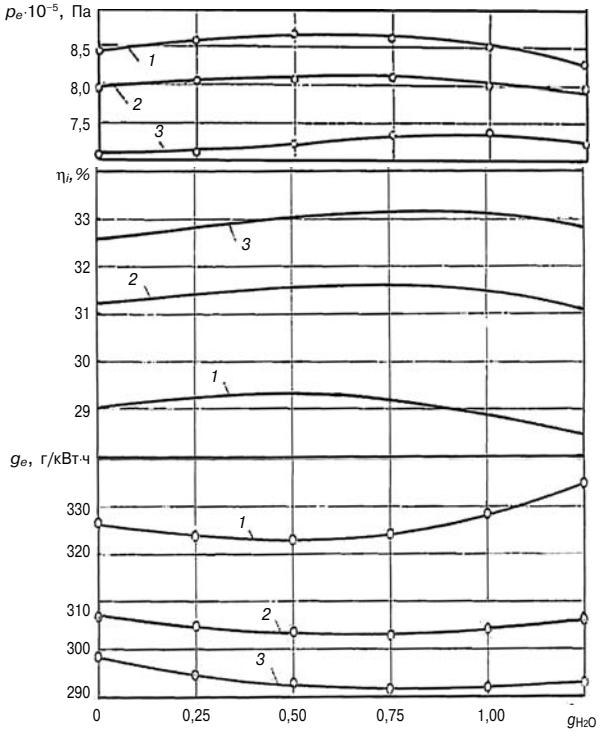


Рис. 6. Изменение удельного эффективного расхода топлива g_e, индикаторного η_i КПД, среднего эффективного давления p_e в зависимости от доли впрыснутой воды g_{H_2O}, при различных коэффициентах избытка воздуха α:
1 — α = 0,93; *2* — α =1,0; *3* — α =1,08; ○ — точки по экспериментальным данным [3], —— — расчетные кривые

висимо от количества подаваемой воды g_{H_2O} из-за более высоких давлений конца сжатия p_c. С увеличением g_{H_2O} максимальное давление цикла p_z не снижается, а даже немного увеличивается, что связано с увеличением количества рабочего тела в связи с превращением воды в пар при V = = const. При этом происходит изменение состава рабочего тела и его физических свойств, поскольку увеличение количества водяного пара приводит к увеличению теплоемкости и газовой постоянной смеси. Изменение состава рабочего тела и уменьшение T_z с увеличением g_{H_2O} приводит к значительному уменьшению температуры конца расширения T_b (рис. 5). Причем, с ростом степени сжатия ε температура конца расширения T_b снижается более интенсивно. Значение показателя политропы расширения n_p по мере увеличения g_{H_2O} возрастает вследствие изменения состава и свойств рабочего тела, причем более высокой степени сжатия соответствуют меньшие значения n_p. Давление конца расширения p_b зависит от p_z, n_p и степени расширения рабочего тела. Для более высоких ε значение p_b получается наименьшим из-за возрастания степени расширения рабочего тела. По мере увеличения g_{H_2O} давление конца расширения снижается почти линейно, в основном, благодаря увеличению n_p.

Также были выполнены расчеты η_i и p_i теоретических циклов при различных температурах подаваемой воды $T_{вод}$. Выяснилось, что увеличение $T_{вод}$ уменьшает долю отводимой теплоты υ_c при сжатии, так как капли должны нагреваться только до температуры кипения, в противном случае увеличение количества рабочего тела произойдет уже в процессе сжатия, что повлияет на повышение $q_{сж}$. Уменьшение υ_c приводит к увеличению доли потерь теплоты на сжатие $q_{сж}$, а, следовательно, к уменьшению КПД η_i и среднего индикаторного давления p_i теоретического рабочего цикла. Если температура подаваемой воды $T_{вод}$ окажется выше температуры начала сжатия $T_{сж}$, то может не произойти охлаждение рабочего тела в процессе сжатия, тогда $q_{сж}$ не изменится, а η_i и p_i изменятся на меньшую величину.

В результате проведенных расчетно-теоретических исследований установлено, что для теоретических циклов с изохорными подводом и отводом теплоты существует оптимальное количество воды, впрыснутой в рабочее тело в начале такта сжатия, при котором достигается максимальное значение индикаторного КПД η_i и среднее давление p_i. Величина оптимального относительного количества воды зависит от степени сжатия.

Для больших степеней сжатия оно располагается ближе к 0,375, а для меньших степеней ближе к 0,5.

Для экспериментального подтверждения предположений гипотезы и адекватности доработанной модели использовались экспериментальные данные, полученные на двигателе МЗМА-407 при различных количествах впрыснутой воды и различных коэффициентах избытка воздуха α [3]. Сравнительные результаты расчетов и экспериментальных данных приведены на рис. 6.

С увеличением количества впрыснутой воды g_{H2O} в горючую смесь значение удельного эффективного расхода топлива g_e уменьшаются, а величины индикаторного КПД η_i повышаются при всех значениях $\alpha = 0{,}93$; 1,0; 1,08. При $g_{H2O} > 0{,}75$ g_e начинает возрастать, а η_i соответственно убывать. Характер изменений кривых q_e, η_i, $= f(g_{H2O})$, в основном, определяется значениями максимальных температур T_z и давлений p_z газов, давлениями горючей смеси в конце сжатия p_c, коэффициентами использования теплоты υ_z в ВМТ, а также величинами показателей политроп сжатия n_c и расширения n_p. Несмотря на незначительное влияние процесса сгорания на продувку и наполнение цилиндров характер изменения кривых q_e, η_i, $= f(g_{H2O})$ хорошо согласуется с кривыми изменения теоретического КПД термодинамического цикла с изохорными подводом и отводом теплоты. Разница заключается лишь в оптимальных значениях впрыснутой воды ($g_{H2O} = 0{,}375-0{,}5$) для теоретического цикла и $g_{H2O} = 0{,}5-0{,}75$ для действительного цикла. При достаточно пологом характере изменения индикаторного КПД такое расхождение может быть следствием как точности проведения экспериментов, так и расчетов.

Результаты проведенных исследований демонстрируют возможность увеличения КПД реальных циклов не только из-за увеличения количества совершаемой работы в результате добавления воды в рабочую смесь при одновременном снижении максимальной температуры сгорания, но и за счет повышения степени сжатия и увеличения коэффициента избытка воздуха до $\alpha = 1{,}15$, без увеличения октанового числа топлива.

По результатам выполненных исследований поданы шесть заявок на предполагаемые изобретения. Из них две заявки международные (PCT) и четыре национальные Российской Федерации (RU). По международным заявкам и по одной национальной получены экспертные заключения о том, что изобретения соответствуют критериям новизны, изобретательского уровня и промышленной применимости.

Литература

1. *Ефремов П.К.* К вопросу о дополнительном питании тепловых двигателей водой. — В кн.: Защита воздушного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств. — Харьков : 1977. — Т. 1. — С. 221–261.

2. *Ефремов П.К.* Работа двигателей внутреннего сгорания на бензоводных растворах. — В кн.: Защита воздушного бассейна от загрязнения токсичными выбросами транспортных средств. — Харьков : 1977. — Т. 1. — С. 262–265.

3. *Звонов В.А.* Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — 2-е изд., перераб. — М. : Машиностроение, 1981. 160 с.

4. *Ленин И.М.* Теория автомобильных и тракторных двигателей: учебник для вузов. — М. : Машиностроение, 1969. 368 с.

5. Пат. 2033553 Российская Федерация, МПК6F02M25/022. Двигатель внутреннего сгорания [Текст] /Е.С. Шаньгин, В.А. Силантьев, Л.Н. Касимов [и др.]; Совместное российско-британское предприятие «Башкорт» — № 5036071/06; заявл. 19.02.92; опубл. 20.04.95, Бюл. № 11. — 1 с.: ил.

6. Пат. 2242628 Российская Федерация, МПК7F02G5/04. Способ работы и устройство комбинированного двигателя с газопаровым рабочим телом [Текст] /В.В. Клочай, Г.А. Голубев, М.А. Миронычев, Х.И. Акчурин; ОАО «Заволжский моторный завод» и Акчурин Х.И. — № 2002132784/06; заявл. 5.12.2002; опубл. 20.12.2004, Бюл. № 35. — 3 с.: ил.

7. Пат 2232913 Российская Федерация, МПК7F02G5/04, F01K23/14, F02B47/02, 75/10. Способ работы и устройство поршневого двигателя внутреннего сгорания с газопаровым рабочим телом [Текст] / Х.И. Акчурин, М.А. Миронычев, Г.А. Голубев, В.В. Клочай; ОАО «Заволжский моторный завод» и Акчурин Х.И. — № 2001133231/06; заявл. 6.12.2001; опубл. 20.07.2004, Бюл. № 20. — 7 с.: ил.

8. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). /Г.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. — М. : Энергоатомиздат, 1990. — 360 с.

9. *Вукалович М.П., Риквин С.Л., Александров А.А.* Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. — М. : Издательство стандартов, 1969. — 408 с.

10. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др. — М. : Машиностроение, 1967. — 496 с.

11. *Ховах М.С.* и *Маслов Г.С.* Автомобильные двигатели. — М. : Машиностроение, 1971. — 456 с.

12. *Звонов В.А.* Токсичность двигателей внутреннего сгорания. — М. : Машиностроение, 1973. — 200 с.

УДК 621.43.001.4:681.518.3

ВЫБОР СОВОКУПНОСТИ КОСВЕННЫХ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЕРТНОЙ СИСТЕМЫ ДВС

И.П. Добролюбов, д.т.н., проф., О.Ф. Савченко, к.т.н.
ГНУ Сибирский физико-технический институт аграрных проблем Сибирского отделения Россельхозакадемии

Выбор совокупности косвенных диагностических параметров (ДП) для реализации операций диагностирования ДВС представляет собой многоальтернативную задачу, которая определяется многими факторами. Это делает выбор ДП для контроля работоспособности ДВС сложной, многоплановой и ответственной. Поэтому важно сформулировать методологию выбора для измерительной экспертной системы (ИЭС) ДВС косвенных диагностических параметров, отражающих его техническое состояние.

Рассмотрен оптимальный алгоритм последовательности контроля работоспособности, базирующийся на функциональной диагностической модели ДВС и информационном критерии. Алгоритм позволяет учесть ряд значимо влияющих факторов при выборе совокупности косвенных диагностических параметров для ИЭС ДВС. Этот алгоритм достаточно просто программируется, легко встраивается в базу знаний ИЭС и позволяет повысить достоверность определения технического состояния ДВС и его составных элементов.

Вопросы выбора совокупности косвенных диагностических параметров (ДП) для измерительной экспертной системы (ИЭС) ДВС [1–3] находятся постоянно в поле зрения исследователей. Однако поиск и обоснование применения каждого ДП производится, как правило, интуитивно, без учета ряда факторов. Выбор совокупности ДП для реализации одной или нескольких операций диагностирования представляет собой многоальтернативную задачу, которая определяется многими факторами, основными из которых являются: целевая функция ДВС как объекта экспертизы (ОЭ); стратегия технического обслуживания (ТО); набор средств экспертизы; время проведения экспертизы; стоимость средств экспертизы и самого процесса экспертизы с учетом простоев объекта экспертизы в режиме экспертизы. Перечисленные факторы делают задачу выбора ДП для контроля работоспособности сложной, многоплановой и ответственной.





Поэтому важно сформулировать методологию выбора, для чего нужно, на наш взгляд, рассмотреть вопросы минимизации совокупности ДП, отражающих техническое состояние ДВС, и их ранжирование с точки зрения оптимизации алгоритма контроля с последующим формированием непосредственно процедуры выбора параметров для контроля работоспособности ДВС.

При решении задачи минимизации совокупности диагностических параметров целесообразно в качестве совокупности ДП для контроля работоспособности использовать параметры функционального использования (ПФИ) и ряд косвенно определяемых технических параметров [4–6]. Часть диагностических параметров объекта экспертизы поддается прямым измерениям — эти параметры образуют множество прямых параметров $A_{\text{П}} = A_{\text{П}}\,(a_{n1}, a_{n2}, \ldots, a_{nN})$, измерение которых должно давать однозначный ответ: работоспособен или нет объект экспертизы. На практике множество $A^{N}_{\text{П}i}$, $i = \overline{1, N}$, заменяется подмножеством $A^{n}_{\text{П}i}$, $i = \overline{1, N}$, где $n < N$, в силу того, что не все параметры поддаются прямым измерениям. В этом случае для получения более полной информации о работоспособном состоянии множество $A^{n}_{\text{П}i}$ дополняется подмножеством косвенных параметров $A^{m}_{\text{к}}$, задача которого компенсировать образовавшуюся разность $N - n$, обусловленную трудностями прямых измерений. В качестве критерия эффективности введения косвенных параметров $a_{\text{к}1} \ldots a_{\text{к}m}$ может быть использована норма вектора чувствительности

$$(a_{kj}) = \left\| v(a_{kj}) \right\|,$$

т. е. $\nu(a_{kj}) = \left(\frac{da_{kj}}{da_{\Pi 1}} \cdots \frac{da_{kj}}{da_{\Pi н}} \right)$

или $\nu(a_{kj}) = \left(\frac{1}{a_{\Pi 1}} \frac{da_{kj}}{da_{\Pi 1}} \cdots \frac{1}{a_{\Pi n}} \frac{da_{kj}}{da_{\Pi n}} \right)$.

Выражение для нормы вектора, по которой следует произвести упорядочение совокупности косвенных параметров [7]:

$$\nu(a_{kj}) = \sum_{q=1}^{n} \left| \frac{da_{kj}}{da_{\Pi q}}(\vec{A}_{\text{ПО}}) + \sum_{i=1}^{n} \frac{d^2 a_{kj}}{da_{\Pi q} da_{\Pi i}}(\vec{A}_{\text{ПО}}) + \right.$$
$$\left. + \sum_{d=1}^{m} \frac{da_{\Pi d}}{da_{kq}}(\vec{A}_{kO})(a_{kd} - a_{kd_0}) \right|,$$

где $\vec{A}_{\text{ПО}} = \{a_{\text{ПО1}}, a_{\text{ПО2}}, \ldots, a_{\text{ПО}n}\}$ — совокупность точек номинальных значений прямых ДП, а $\vec{A}_{kO} = \{a_{\text{кО1}}, a_{\text{кО2}}, \ldots, a_{\text{кО}n}\}$ — совокупность точек номинальных значений косвенных ДП.

Достаточность совокупностей прямых и косвенных диагностических параметров для оценки состояния объекта экспертизы с заданной или определенной достоверностью определяется величиной вероятности правильной экспертизы (диагностирования), определяемой по формуле

$$P_{\text{ПД}}(n,m) = \frac{\sum_{i=1}^{n} k_i C_i U(a_{\Pi i}) + \sum_{J=1}^{m} k_j C_j V(a_{kj})}{\sum_{i=1}^{N} k_i C_i U(a_{\Pi i}) + \sum_{J=1}^{M} k_j C_j V(a_{kj})},$$

где k_i, k_j — коэффициенты, характеризующие значимость того или иного параметра; C_i, C_j — стоимость его определения в процессе экспертизы.

Совокупность диагностических параметров — прямых и косвенных должна перекрывать все информационное поле, характеризующее состояние объекта и его возможные изменения.

При решении задачи ранжирования параметров с точки зрения оптимизации алгоритма контроля исходим из того, что ДВС, как объект экспертизы характеризуется совокупностью n взаимосвязанных параметров U_i, $1 < i \le m$; $P(U_i)$ — вероятность того, что все параметры объекта экспертизы в допуске; $C(U_i)$ — стоимость контроля всех параметров совокупности; $g(U_i)$ — стоимость потерь от неполноты контроля объекта экспертизы; $\tau_0(U_i)$ — среднее время диагностирования i-го параметра. Оптимизация алгоритма ранжирования с одновременной минимизацией средних затрат или среднего времени может быть получена на основе информационной модели. Реализация этой модели состоит в следующем. Каждому из дискретных состояний в S_i соответствует вероятность P_i. При числе блоков объекта n — его энтропия

$$H(S) = -\sum_{i=1}^{n} P_i \log P_i.$$

При $P_i = 1/n$ имеем $H(S) = H_{\max} = \log_2 n$. Если определение технического состояния объекта экспертизы проводится не по всем, а по n_k параметрам, то

$$H(S_k) = -\sum_{i=1}^{n_k} P_i \log P_i.$$

Каждое из измерений U_i несет количество информации о работоспособном состоянии объекта экспертизы:

$$I_{U_i \to S} = \log_2 [P(S / U_i) / P(S)],$$

где $P(S)$ — априорная вероятность пребывания объекта экспертизы в определенном состоянии, например в работоспособном; $P(S/U_i)$ — условная вероятность пребывания системы в состоянии S (работоспособном) при условии, что результат U_i свидетельствует о работоспособности объекта экспертизы:

$$P(S / U_i) =$$
$$= [P(S)P(U_i / S)] / [P(S)P(U_i / S) + P(0)P(U_i / 0)],$$

где $P(U_i / S)$ — условная вероятность того, что U_i соответствует положительному результату при работоспособной системе; $[1 - P(S)] = P(0)$ — вероятность отказа, т. е. нарушения работоспособного состояния $\bar{S}$. С учетом последнего равенства

$$P(S / U_i) =$$
$$= [P(S)P(U_i / S)] / \{P(S)P(U_i / S) +$$
$$+ P(0)[1 - P(U_i / 0)]\}.$$

Принимаем, что погрешности определения состояния в ИЭС отсутствуют, тогда $P(U_i / S) = 1$. Соответственно получим

$$P(S / U_i) = P(S) / [P(S) + P(0) - P(0)P(U_i / 0)];$$

$$I_{U_i \to S} = \log_2 \{1 / [1 - P(0)\, P(U_i / 0)]\},$$

откуда следует, что $\max(I_{Ui \to S})$ будет соответствовать $\max[P(0)P(U_i / 0)]$. Учитывая, что для сопоставления в структуре должно быть проведено n проверок (испытаний), функция предпочтения проверок по $\max(I_{Ui \to S})$ принимает вид

$$\max(I_{U_i \to S}) \to$$
$$\to \max\left[\frac{P(S / U_i)}{P(S)} \right] \to$$
$$\to \max\left[\sum_{i=1}^{n} P(S_i) P(\bar{U}_i / 0) \right] \to$$
$$\to \max\left[\sum_{i=1}^{n} P_i(0) P(\bar{U}_i / 0) \right].$$

При реализации приведенного алгоритма выбора информативных проверок (испытаний) следует иметь в виду, что условием реализации является наличие в объекте только одного отказа, откуда обязательное условие

$$\sum_{i=1}^{n} P_i(0) = \sum_{i=1}^{n} q_i = 1.$$

По функциональной диагностической модели объекта (рис. 1) строится матрица состояний (рис. 2), из которой следует, что

$$\max\left[\sum_{i=1}^{n} P_i(0)P(\overline{U}_i\ /0)\right]$$

соответствует максимальному количеству нулей в соответствующей строке проверки, т. е. выражению

$$\max\left[\sum_{i=1}^{n} P_i(0)\langle\langle 0_i\rangle\rangle\right].$$

Если на основе априорных данных результат расчета будет

$$\sum_{i=1}^{n} q_i < 1,$$

необходимо произвести соответствующую нормировку. Кроме того, условие одного отказа автоматически приводит к равенству $P(0) = P(\overline{S}_i)$. Если вероятности состояний отдельных элементов объекта экспертизы оказываются неизвестными, то вид функции предпочтения упрощается и предпочтение отдается той проверке, в строке которой больше нулей:

$$\max\left[\sum_{i=1}^{n}\left|\langle\langle 0_i\rangle\rangle\right|\right].$$

Если известны стоимости отдельных измерений, то функция предпочтения одного измерения другому приобретает следующий вид:

$$\max\left[\sum_{i=1}^{n} P_i(0)\langle\langle 0_i\rangle\rangle / C(U_i)\right],$$

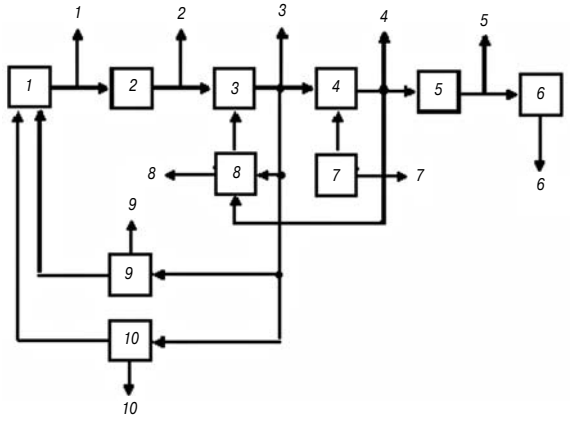


Рис. 1. Пример функциональной диагностической модели объекта (ДВС):
1 — топливный насос; *2* — форсунка; *3* — камера сгорания; *4* — цилиндропоршневая группа; *5* — коленчатый вал; *6* — подшипники коленчатого вала; *7* — механизм газораспределения; *8* — турбокомпрессор; *9* — привод топливного насоса; *10* — центробежный регулятор скорости

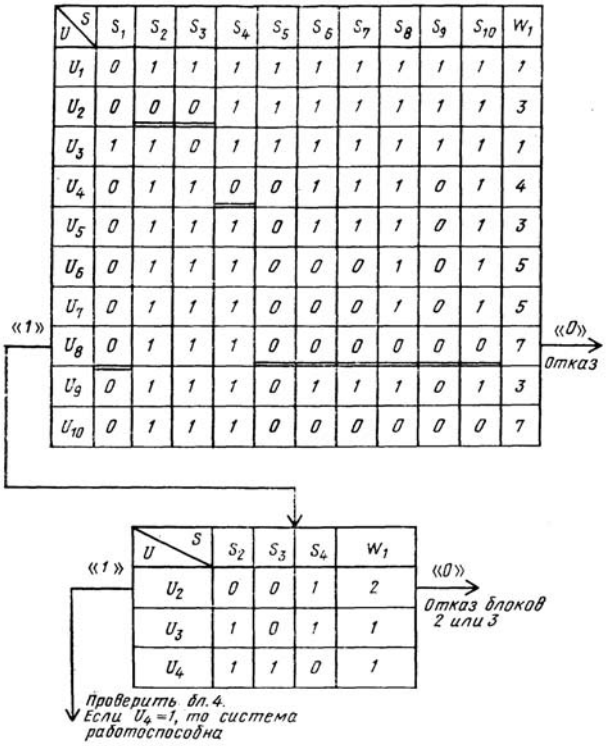


Рис. 2. Пример выбора параметров для проверки работоспособности ДВС по матрице состояний:
S — состояние; *U* — параметр; *W* — функция предпочтения

где $C(U_i)$ — стоимость одного измерения (испытания), в состав которой может входить и среднее время экспертизы.

В результате исследований можно предложить процедуру выбора совокупности диагностических параметров для контроля работоспособности ДВС в информационной модели. Для каждой строки матрицы вычисляют функцию предпочтения *W*. Первой для реализации выбирают ту проверку U_i, в строке которой $W \rightarrow \max$. По результатам проверки матрицу состояний делят на две части (см. рис. 2). В первую часть входят состояния, для которых результаты проверки положительны — «1», во вторую часть —состояния, для которых результаты отрицательны — «0». Первая часть матрицы является исходной для построения новой матрицы, в которую входят непроверенные состояния. Для новой матрицы вновь определяется функция предпочтения *W* и процедура повторяется до тех пор, пока имеется непроверенный параметр.

Рассмотренный оптимальный алгоритм последовательности контроля работоспособности, базирующийся на функциональной диагностической модели ДВС и информационном критерии с использованием функции предпочтения позволяет учесть ряд значимо влияющих факторов при выборе совокупности косвенных диагностических параметров для измерительной экспертной си-

стемы ДВС. Этот алгоритм достаточно просто программируется, легко встраивается в базу знаний ИЭС и позволяет повысить достоверность определения технического состояния ДВС, в особенности при проведении технического обслуживания.

Литература

1. *Савченко О.Ф., Добролюбов И.П., Альт В.В.* Измерительный технологический комплекс экспертизы технического состояния ДВС // Двигателестроение. — 1998. — № 2. — С. 27–30.

2. *Добролюбов И.П., Савченко О.Ф.* Расширение возможностей измерительного техноло-гического комплекса экспертизы технического состояния ДВС // Двигателестроение. — 2004. — № 2. — С. 25–27.

3. *Добролюбов И.П., Савченко О.Ф.* Выбор информативных признаков при использовании измерительной экспертной системы двигателя // Измерительная техника. — 2005. — № 2. — С. 18–21.

4. *Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В.* Идентификация состояния сельскохозяйственных объектов измерительными экспертными системами / Новосибирск : РАСХН, Сиб. отд-ние, СибФТИ, 2003. — 209 с.

5. *Савченко О.Ф., Добролюбов И.П., Альт В.В., Ольшевский С.Н.* Автоматизированные технологические комплексы экспертизы двигателей. — Новосибирск : РАСХН, Сиб. отд-ние, СибФТИ, 2006. — 272 с.

6. *Савченко О.Ф.* Экспертиза технического состояния ДВС на основе интеллектуального анализа данных // Труды ГОСНИТИ. Т. 101 / ГОСНИТИ. — М. : Россельхозакадемия, 2007. — С. 96–103.

7. *Давыдов П.С.* Техническая диагностика радиоэлектронных устройств и систем. — М. : Радио и связь, 1988. — 256 с.

НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

БМЗ получил сертификат соответствия на тепловоз ТЭМ18В

Брянский машиностроительный завод получил сертификат соответствия Регистра сертификации на федеральном железнодорожном транспорте (РС ФЖТ) на установочную партию тепловозов ТЭМ18В. Сертификат распространяется на партию тепловозов (установочную серию) из 25 единиц и действителен до 1 ноября 2014 г.

Тепловоз ТЭМ18В создан на базе локомотива ТЭМ18ДМ. В базовую конструкцию внесен ряд изменений. ТЭМ18В оснащается более современным и надежным дизель-генератором фирмы «Wartsila» мощностью 882 кВт при 1000 об/мин. При среднеэксплуатационной загрузке ТЭМ18В почти на 30 % экономичнее, чем тепловозы ЧМЭ3.

Впервые на БМЗ на маневровом тепловозе установлено колесо главного вентилятора из пластмассы; применены системы подогрева теплоносителей дизеля типа «Гольфстрим», с помощью которых поддерживается оптимальная температура теплоносителей неработающего дизеля. Это существенно экономит топливо при зимних отстоях тепловоза.

Удельный расход топлива при работе по типовому циклу загрузки составляет 288 г/кВт·ч. Ожидается, что с началом реализации в Пензе совместного российско-финского проекта (Трансмашхолдинг–Wartsila) по производству современных дизельных двигателей для железнодорожного и морского транспорта новые дизель-генераторы будут использоваться и на других тепловозах отечественного производства, что обеспечит более высокую надежность силовых установок и эксплуатационные качества локомотива.

Трансмашхолдинг построит для РЖД десять «Витязей» с силовыми установками MTU

ОАО РЖД и ЗАО «Трансмашхолдинг» заключили договор на поставку десяти двухсекционных магистральных грузовых тепловозов 2ТЭ25АМ, которые будут оснащаться дизелями производства компании «MTU Friedrichshafen GmbH» (Германия).

В качестве базовой модели при создании новой модификации будет использован тепловоз 2ТЭ25А «Витязь». В соответствии с контрактом, один локомотив будет изготовлен в 2012, остальные — в 2013 г. На тепловозах будут использованы силовые модули MTU серии 4000 мощностью 2700 кВт.

Тепловоз 2ТЭ25А — первый в истории отечественного локомотивостроения тепловоз с асинхронным тяговым приводом. Работы по его созданию завершились в 2010 г. Локомотивы производятся на Брянском машиностроительном заводе.

Во время испытаний, которые проводились на БАМе на участках со сложным профилем, «Витязь» продемонстрировал существенно большие по сравнению с серийными локомотивами возможности по вождению тяжеловесных поездов. Переход к массовому использованию таких тепловозов позволит значительно снизить затраты на содержание парка подвижного состава и расширить возможности по перевозке грузов на особенно трудных участках сети РЖД.

РЖД, Трансмашхолдинг и Caterpillar подписали соглашение о сотрудничестве при создании газотепловозов

ОАО РЖД, ЗАО «Трансмашхолдинг» и компания «Caterpillar» намерены совместно реализовать проект по созданию нового для российских железных дорог класса подвижного состава — маневровых газотепловозов, работающих на природном газе.

Цель, которую ставят перед собой партнеры, — создание на территории России производства экономически эффективных маневровых газотепловозов, соответствующих современным и перспективным экологическим требованиям.

Ожидается, что новый локомотив будет создан на базе экипажной части маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ; в качестве силовой установки будет применен газопоршневый двигатель Caterpillar мощностью 1000 кВт. Разработку конструкции, создание образцов и испытания планируется завершить к концу 2013 г.

УДК 621.785

СОВРЕМЕННЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ МОЩНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В.В. Андреев, д.т.н., вед. н. с.
ОАО НПО «Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения» (ЦНИИТМАШ)

Рассмотрены прочностные и основные эксплуатационные характеристики высокопрочного чугуна с вермикулярным графитом и эффективные технологии изготовления из этого конструкционного материала базовых деталей мощных дизельных двигателей. На примерах изготовления реальных отливок показаны перспективы производства дизельных двигателей с использованием современных материалов и инновационных технологий, обеспечивающих высокие технические характеристики, эксплуатационную надежность и конкурентоспособность выпускаемых силовых агрегатов.

Министерство торговли и промышленности России провело открытый конкурс на право заключения государственных контрактов на выполнение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по федеральной целевой программе «Национальная технологическая база» на 2007–2011 годы по подпрограмме «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и компонентов нового поколения».

В этой связи проблема повышения моторесурса и надежности существующих типов мощных дизельных двигателей, а также новых и перспективных конструкций требуют и существенного повышения физико-механических характеристик материалов, используемых для их изготовления. Кроме того, как в новых, так и в существующих двигателях имеется целый ряд чугунных базовых деталей, испытывающих в процессе эксплуатации не только большие статические, но и динамические и термоциклические нагрузки и определяющие ресурс силового агрегата. Это корпуса турбокомпрессоров, крышки и блоки цилиндров, втулки цилиндров и цельнолитые поршни. К материалу этих деталей предъявляются следующие основные требования: повышенная прочность, высокая теплопроводность и хорошие литейные свойства, обеспечивающие получение качественных (без усадочных дефектов) отливок сложной конфигурации.

Этим требованиям традиционно применяемый чугун с пластинчатым графитом, несмотря на легирование, уже не может соответствовать и обеспечивать необходимый уровень служебных характеристик деталей. При их изготовлении из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, из-за его низкой теплопроводности в процессе эксплуатации в условиях высокого градиента температур по толщине стенки отливки возникают и накапливаются опасные термические напряжения и деформации, которые нередко приводят к преждевременному усталостному разрушению деталей. Кроме того, из-за повышенной объемной усадки и более высокой склонности к образованию усадочных дефектов этого чугуна трудно, а в ряде случаев невозможно обеспечить хорошее качество сложных, фасонных и малотехнологичных отливок.

Разработанные в ЦНИИТМАШ высокопрочные чугуны с шаровидным и вермикулярным графитом по своим техническим характеристикам остаются и в XXI веке перспективными конструкционными материалами для широкой номенклатуры ответственных отливок в машиностроении. При этом высокопрочный чугун со своеобразной «вермикулярной» формой графита сочетает высокие прочностные и теплофизические свойства, благодаря чему он относится к наиболее перспективным конструкционным материалам для литых деталей мощных дизельных двигателей, работающих в условиях переменных повышенных температур и больших термоциклических и механических нагрузок.

Технология обработки исходного расплава редкоземельными металлами (РЗМ), разработанная в ЦНИИТМАШ, обеспечивает стабильное формирование графита вермикулярной формы и воспроизводимые свойства чугуна в широком диапазоне толщин стенок (30–150 мм) машиностроительных отливок. При этом редкоземельные металлы используются в виде комплексных РЗМ-содержащих лигатур, позволяющих снизить стоимость модификатора, повысить степень усвоения редкоземельных элементов, а также

обеспечить экологическую безопасность технологического процесса.

Для получения графита вермикулярной формы необходимо иметь в чугуне определенное остаточное содержание РЗМ. При этом прочностные свойства чугунов с вермикулярным графитом зависят от соотношения в структуре количества вермикулярного и шаровидного графита и от остаточного содержания редкоземельных металлов. Требуемое количество РЗМ для обработки исходного чугуна определяется содержанием серы и температурой расплава. Выявленные зависимости позволили разработать базовую технологию изготовления отливок из чугуна с вермикулярным графитом и преимущественно ферритной металлической основой марок ЧВГ35 и ЧВГ40 (ГОСТ 28394–89) при обработке исходного расплава РЗМ-содержащей лигатурой и графитизирующем модифицировании 75 %-ным ферросилицием [1].

Математический анализ экспериментальных данных позволил выявить оптимальный состав, обеспечивающий при вермикулярной форме графита наиболее высокие физико-механические и хорошие литейные свойства, а также минимальную склонность чугуна к усадке и отбелу в тонких сечениях отливок. Этот состав соответствует содержанию элементов: 3,5–3,6% C; 2,4–2,6% Si; 0,6–0,8% Mn; 0,02–0,06% P и 0,010–0,15% РЗМ.

В целом механические свойства чугуна с вермикулярным графитом (до 30 % шаровидного) в литом состоянии имеют следующие значения:

временное сопротивление разрыву при растяжении $\sigma_в$, МПа	320–400
условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	270–360
относительное удлинение δ, %	2–8
твердость, НВ	143–220
циклическая (усталостная) прочность σ_{-1}, МПа	170–210
ударная вязкость КС, Дж/см^2 (без надреза)	20–30

Для сравнения в табл. 1 приведены механические свойства, в том числе и циклическая (усталостная) прочность (σ_{-1}) нелегированных чугунов с разной формой графита в литом состоянии. Как видим, у чугунов с вермикулярным графитом предел усталости существенно превышает эту же характеристику чугуна с пластинчатым графитом и близкий по своим значениям к усталостной прочности нелегированного чугуна с шаровидным графитом.

В табл. 2 приведены результаты испытаний механических свойств чугуна с вермикулярным графитом марки ЧВГ40 в интервале температур 20–600 °С в литом состоянии, а также с ферритной и преимущественно перлитной металлической основой, полученных соответственно после отжига на феррит и нормализации этого чугуна.

Таблица 1

Механические свойства чугунов с различной формы графита в литом состоянии

Марка чугуна	Структура		Механические свойства				
	Форма графита	Металлическая основа	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %	НВ	σ_{-1}, МПа
СЧ 25	Пластинчатая	П100(Ф0)	305	—	—	215	100
ЧВГ30	Вермикулярная	П10(Ф90)	320	265	5,6	170	170
ЧВГ40	Вермикулярная	П60(Ф40)	430	350	3,2	197	210
ВЧ 50	Шаровидная	П60(Ф40)	560	415	7,8	187	245

Таблица 2

Механические свойства ЧВГ40 при повышенных температурах

Структура чугуна	Механические свойства	Температура испытаний, °С						
		20	350	400	450	500	550	600
Литая П60(Ф40)	$\sigma_в$, МПа	425	425	410	390	342	290	220
	δ, %	3,5	3,0	2,0	2,8	4.2	8,0	12,0
Ферритная П0(Ф100)	$\sigma_в$, МПа	395	390	380	370	320	270	210
	δ, %	5,0	4,0	3,0	4,5	6,0	10,0	14,0
Перлитная П90 (Ф10)	$\sigma_в$, МПа	490	485	480	439	400	315	240
	δ, %	2,6	2,0	1,8	1,2	1,5	3,2	7,0

Чугун с вермикулярным графитом с повышением температуры до 450–500 °С сохраняет достаточно высокую прочность. При более высоких (600 °С) температурах прочностные характеристики чугуна резко падают.

Для решения проблемы повышения конструкционной прочности и эксплуатационной надежности базовых корпусных деталей (корпусов турбокомпрессоров, головок и блоков цилиндров) дизельных двигателей применили новый литейный конструкционный материал — чугун с вермикулярным графитом.

В условиях литейного производства Коломенского, Пензенского дизельного и Уральского дизель-моторного заводов были изготовлены опытно-промышленные партии корпусных деталей из чугуна с вермикулярным графитом марки ЧВГ35 взамен серийных, в том числе низколегированных СЧ-ХНМГ и ЖЧХ1, чугунов с пластинчатым графитом (рис. 1 и 2).

Термоциклические испытания этих деталей на экспериментальных стендах и работа на серийных дизелях показали более высокую (в 2,5–3 раза) эксплуатационную стойкость и конструк-

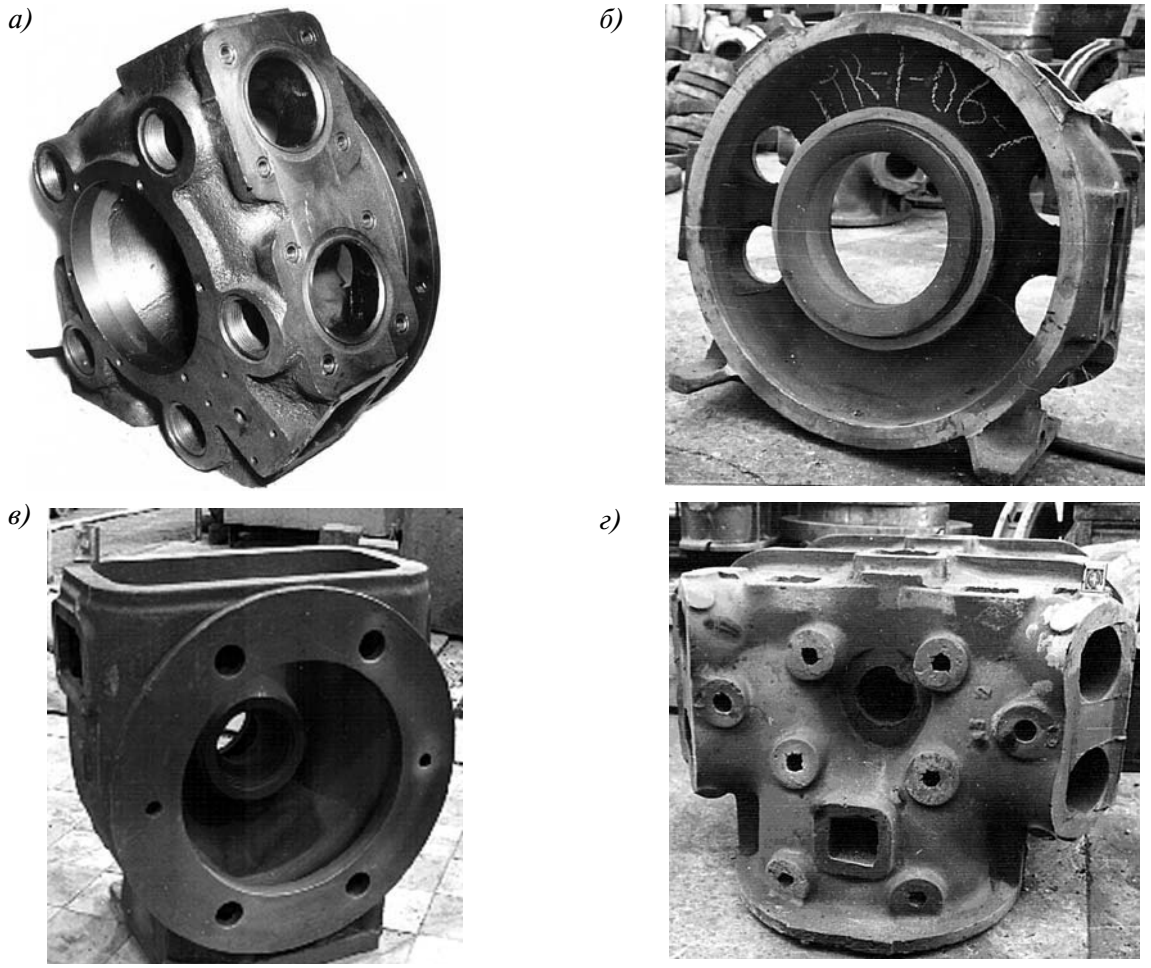


Рис. 1. Корпуса турбокомпрессоров из ЧВГ35.
Масса отливок, кг: *а* — 115; *б* — 190; *в* — 350; *г* — 650

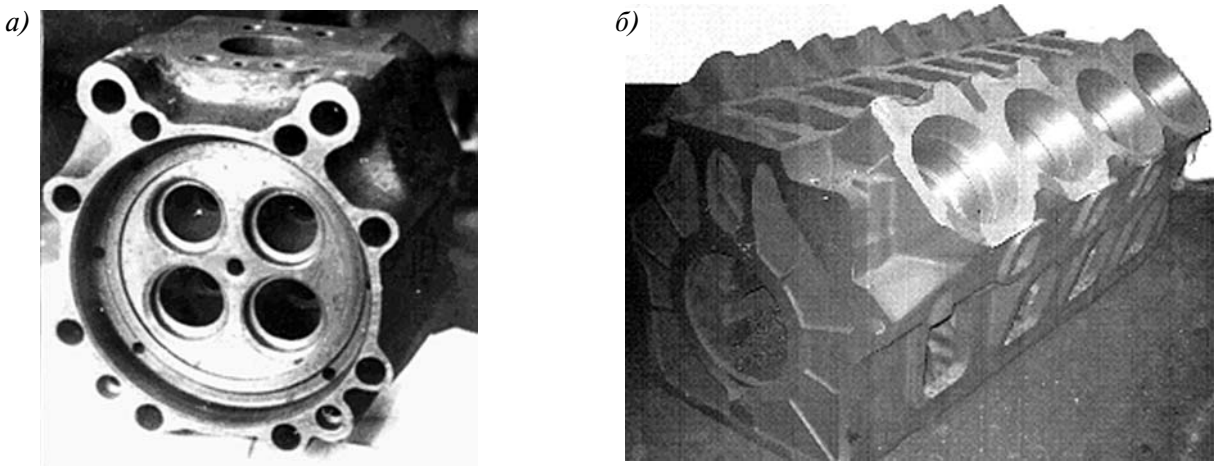


Рис. 2. Головка (*а*) и блок цилиндров (*б*) из ЧВГ35
8-цилиндрового дизеля ДМ21 (масса отливок соответственно 35 и 2500 кг)

ционную надежность деталей из ЧВГ при пиковых нагрузках.

Применительно к деталям цилиндропоршневой группы дизелей (цилиндровых втулок и цельнолитых поршней), работающих в условиях интенсивного износа, была разработана [2] новая технология получения низколегированного чугуна с вермикулярным графитом и перлитной металлической основой марки ЧВГ-ХНМД. Для всесторонней оценки перспективы применения этого чугуна в качестве конструкционного материала для указанных деталей проведены сравнительные исследования литейных, прочностных и эксплуатационных характеристик новой марки чугуна и

традиционно применяемых в дизелестроении чугунов с пластинчатым и шаровидным графитом (табл. 3).

Перлитный чугун с вермикулярным графитом (ЧВГ-ХНМД) по прочности, особенно при повышенных температурах, в 1,5 раза превосходит низколегированный чугун (СЧ-ХНМГ) с пластинчатым графитом и лишь немного уступает высокопрочному чугуну (ВЧ-МД) с шаровидным графитом.

ЧВГ-ХНМД в сравнении с СЧ-ХНМГ имеет более высокие (на 30–60 %) значения усталостной и длительной прочности в интервале температур 300–500 °С. При этом перлитный чугун с вермикулярным графитом обладает хорошей жидкотекучестью и по сравнению с высокопрочным чугуном (ВЧ-МД) имеет в 2 раза меньшую склонность к образованию усадочных дефектов. Эти показатели сохраняют технологические преимущества чугуна с вермикулярным графитом и облегчают изготовление качественных отливок без усадочных раковин и пористости.

Исследования износостойкости и антифрикционных свойств чугунов показали, что по износостойкости и антифрикционным свойствам перлитный чугун с вермикулярным графитом не уступает серийному чугуну с пластинчатым графитом, широко применяемому в качестве материала для цилиндровых втулок большинства дизелей.

В условиях Коломенского завода были изготовлены для стендовых и эксплуатационных испытаний втулки цилиндров из перлитного ЧВГ-ХНМД для дизеля размерностью 23/30 (рис. 3, *а*). Эксплуатационные испытания втулки проходили на 12-цилиндровом дизеле 14Д40 мощностью 2000 л. с., работающем на грузовом тепловозе 2М62 в депо Вильнюс. После пробега 150 тыс. км (наработка дизеля около 7000 ч) тепловоз был поставлен на плановый текущий ремонт ТР-3 в локомотивном депо Даугавпилс. В процессе ремонта были демонтированы, тщательно осмотрены и обмерены все цилиндровые втулки.

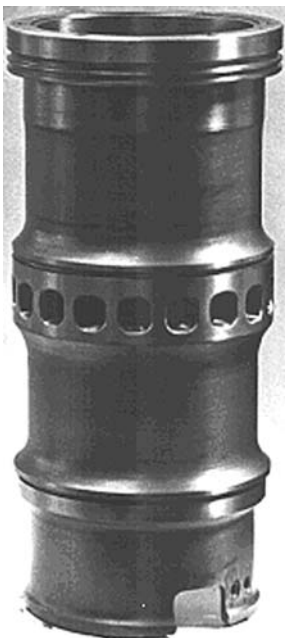
Таблица 3

Физико-механические свойства чугунов с различной формой графита

Тип чугуна и свойства	Температура испытаний, °С			
	20	300	400	500
СЧ-ХНМГ				
$\sigma_в$, МПа	370	360	330	275
σ_{-1}, МПа	120	–	–	–
$E \cdot 10^4$, МПа	13,2	12,5	12,1	10,4
$\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/°С	13,8	14,3	15,2	14,7
λ, Вт/м·с·К	49,5	42,5	41,0	40,5
ЧВГ-ХНМД				
$\sigma_в$, МПа	550	525	490	390
σ_{-1}, МПа	177	162	153	122
$E \cdot 10^4$, МПа	17,6	16,3	15,7	15,0
$\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/°С	14,2	14,7	15,9	15,9
λ, Вт/м·с·К	44,0	37,5	36,5	36,0
ВЧ-МД				
$\sigma_в$, МПа	580	560	510	435
σ_{-1}, МПа	162	—	—	—
$E \cdot 10^4$, МПа	17,7	16,4	15,8	15,2
$\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/°С	14,0	14,4	16,9	16,9
λ, Вт/м·с·К	31,0	29,5	29,0	28,5

Втулки из ЧВГ-ХНМД каких-либо трещин или разрушений не имели. Состояние рабочей поверхности (зеркала) было хорошее, без задиров, «натиров» и «нааяснений». Микрорельеф от фосфатирования сохранился полностью. Перемычки между продувочными окнами не были изношены.

а)



б)



Рис. 3. Втулки (гильзы) цилиндров из ЧВГ-ХНМД для дизелей размерностью 23/30 (*а*) и 21/21 (*б*)

Износ рабочей поверхности (менее 25 мкм) не превысил нормы для серийного чугуна. Опытные втулки по сравнению с серийными показали более высокую износостойкость и сопротивляемость возникновению усталостных трещин. Поршни и поршневые кольца, работавшие в паре со втулками из ЧВГ-ХНМД, износились меньше, чем эти же детали, работавшие в паре со втулками из серийного чугуна.

Втулки из ЧВГ-ХНМД были вновь поставлены на двигатель для дальнейшей эксплуатации. После ремонта тепловоз еще совершил пробег ≈ 250 тыс. км (наработка дизеля более 15 000 ч). Замечаний по работе этих втулок в процессе эксплуатации не было.

В условиях Уральского дизель-моторного завода освоили новую технологию от-

ливки заготовок втулок цилиндров (рис. 3, *б*) дизелей ДМ21 из перлитного чугуна с вермикулярным графитом ЧВГ-ХНМД методом центробежного литья на специализированном участке во вращающихся разовых песчано-глинистых формах.

Безаварийная эксплуатация этих втулок на дизелях, установленных на большегрузных самосвалах БелАЗ, подтвердила преимущества нового материала, обеспечивающего повышение конструкционной прочности деталей. Применение деталей из чугуна с вермикулярным графитом позволило организовать на заводе выпуск форсированных дизелей типа с увеличенной в 1,5 раза цилиндровой мощностью.

Таким образом, проведенный в ЦНИИТМАШ комплекс исследований по разработке и освоению технологий изготовления деталей дизелей из чугунов с вермикулярной формой графита позволил создать научный и технологический задел для производства дизельных двигателей с использованием самых современных материалов и инновационных технологий, обеспечивающих высокие технические характеристики, эксплуатационную надежность и конкурентоспособность

Литература

1. *Андреев В.В.* Технология и перспективы производства отливок из чугуна с вермикулярным графитом // Металлургия машиностроения. — 2004. — № 3. — С. 26–33.

2. *Андреев В.В.* Перлитный чугун с вермикулярным графитом — перспективный конструкционный материал для литых деталей цилиндро-поршневой группы дизельных двигателей // Литейщик России. — 2010. — № 12. — С. 29–35.

КОНФЕРЕНЦИЯ

18–21 сентября 2012 г. в Санкт-Петербурге в здании Академии наук в рамках деловой программы 12-го Петербургского международного энергетического форума будет проходить VII Международная научно-практическая конференция «НОВЫЕ ГОРЮЧИЕ И СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ С ПРИСАДКАМИ»

На конференции будут обсуждены практические вопросы производства новых и альтернативных топлив и смазочных материалов, совершенствования их путем введения присадок и добавок, в том числе из возобновляемого сырья, технологии регенерации отработанных смазочных материалов, производства и применения присадок и их влияния на экологию ГСМ и состав отработавших газов энергетических установок внутреннего и внешнего сгорания, а также улучшения экологического состояния мегаполисов, в том числе и Санкт-Петербурга.

Организаторы конференции

Санкт-Петербургский Научный Центр РАН; Северо-Западное отделение Научного Совета РАН по горению и взрыву; ПО «Киришинефтеоргсинтез»; ВНИИ НП; Совет главных механиков предприятий нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности; Ассоциация нефтепереработчиков и нефтехимиков; РНЦ «Прикладная химия»; НАМИ-ХИМ; НАТИ; ВНИИНефтехим; журнал «Двигателестроение», СПбГАУ; Международная Академия Прикладных Исследований.

На конференции будут работать четыре секции

Производство и применение современных топлив.

Производство и применение современных смазочных материалов.

Производство и применение присадок, улучшающих эксплуатационные характеристики горючих и смазочных материалов.

Экологические проблемы применения ГСМ при эксплуатации энергетических установок.

Информация и приглашение на сайте WWW.APRIS.RU

УДК 621.436

ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

ПО МАТЕРИАЛАМ КОНГРЕССА CIMAC 2010

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

Как отмечали многие из выступавших на Конгрессе CIMAC, состоявшемся в июне 2010 г. в Бергене (Норвегия), к безусловным приоритетам современного двигателестроения относятся вопросы экологии. Подчеркивалось, что даже такие важнейшие параметры, как расход топлива и удельная мощность, традиционно ставившиеся во главу угла, отступают в настоящее время на второй план.

В этом обзоре рассматривается опыт снижения вредных выбросов до требуемого уровня таких германских фирм, как «MAN Diesel & Turbo», «MTU Friedrichshafen» и «Caterpillar Motoren GMBh».

В арсенале ведущих производителей присутствуют все известные на сегодняшний день технологии снижения выбросов, включая «внутренние» методы, такие как цикл Миллера, повышение давления впрыска, системы common rail и «внешние» — системы каталитического восстановления (SCR) и рециркуляция отработавших газов (EGR). В обзоре показаны оптимальные области применения той или иной технологии (или их сочетаний), которые будут разными в зависимости от назначения двигателя, и, следовательно, применимых экологических стандартов.

СТРАТЕГИЯ СОЗДАНИЯ МНОГОЦЕЛЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ MAN

Franz Koch, Thomas Seidl, Otto Schnitzer, Georg Oehler, Arnd Loettgen, Stefan Loeser, MAN Diesel & Turbo SE, Германия

Типоразмерный ряд и концепции двигателей

MAN Diesel Group — подразделение, с которого когда-то начиналось создание двигателей Дизеля, является одним из ведущих мировых поставщиков судовых и тепловозных дизелей, а также дизелей для тяжелых грузовиков и дизель-генераторов.

Расширение и углубление НИОКР — необходимое условие поддержания высокого уровня продукции MAN Diesel в настоящем и в будущем. В процессе разработки каждой новой модели интенсивно используется опыт, полученный при разработке двигателей других назначений. При этом продолжается работа над совершенствованием показателей качества двигателей, таких как удельная мощность, надежность, экологическая безопасность и экономичность.

Существует несколько семейств двигателей MAN. В пределах каждого семейства двигатели имеют в принципе одинаковую компоновку, отличаясь между собой, главным образом, размерами деталей. Такой подход позволяет перекрыть одним семейством достаточно большой диапазон мощности, что, в свою очередь, приводит к существенному снижению общей трудоемкости разработок. Основные расчеты и измерения по большей части применимы ко всем двигателям одного семейства.

Именно этот принцип заложен в основу создания семейства среднеоборотных четырехтактных двигателей MAN. В него входят три типоразмера рядных двигателей: 16/24, 21/31 и 27/38, перекрывающих диапазон номинальных мощностей от 800 до 3000 кВт.

Тесное взаимодействие между разработчиками средне- и высокооборотных дизелей — залог успехов в создании новых и совершенствовании существующих моделей в обоих сегментах. В Аугсбурге (среднеоборотные дизели) накоплен большой опыт в таких областях, как турбокомпрессоры, системы впрыска топлива и электроники, который прекрасно дополняется опытом специалистов из Нюрнберга в развитии высокооборотных экологически безопасных дизелей и в организации крупносерийного производства.

Ниже рассматриваются особенности конструкции и разработки двигателей мощностью от 800 до 3000 кВт.

Как видно из рис. 1, диапазон мощности от 800 до 3000 кВт перекрывает ряд двигателей самых различных применений, в том числе:

- главные двигатели судов с разными профилями нагрузки, например сухогрузы, вспомогательные суда и яхты;
- судовые дизель-генераторы;
- стационарные дизель-генераторы — основные и вспомогательные;

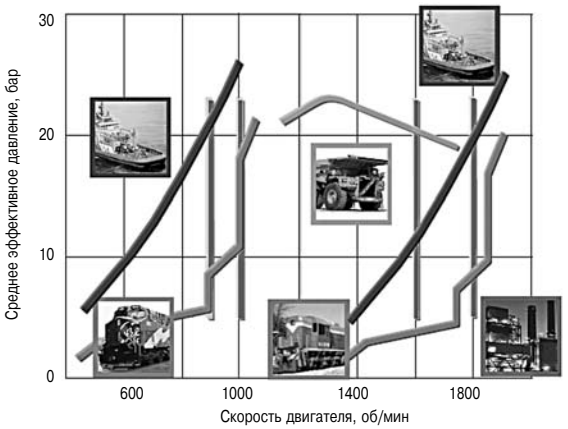


Рис. 1. Различные применения двигателей MAN мощностью от 800 до 3000 кВт

➢ двигатели для внедорожной техники, например подъемные краны и горнодобывающие машины;

➢ промышленные двигатели для бурильных и добывающих установок, морских платформ, судов снабжения;

➢ тепловозы и путевые машины.

Ожидаемые ограничения выбросов

Современные среднеоборотные судовые двигатели должны обеспечивать те же показатели по расходам топлива, выбросам и производственным затратам, что и транспортные двигатели для внедорожной техники.

В ближайшие годы для этих двигателей вводятся более жесткие экологические требования. На рис. 2 показаны нормативы IMO Tier 1–3 по выбросам NO_x для судовых дизелей.

Динамика снижения выбросов для автомобильных, промышленных и судовых дизелей за последние несколько лет показана на рис. 3. Производители автомобильных двигателей вынуждены быстрее остальных приспосабливаться к постоянно ужесточающимся нормативам вредных выбросов. С 2008 г. действуют нормы EURO 5 (NO_x < 2 г/кВт·ч, PM ≤ 0,020 г/кВт·ч). Обширный опыт улучшения экологических показателей, накопленный в ходе разработки автомобильных

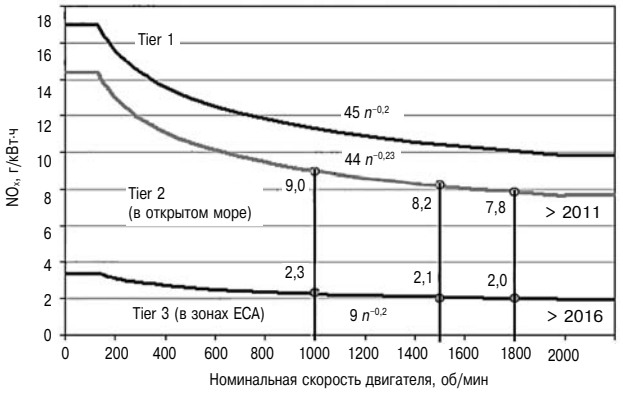


Рис. 2. Предельно допустимые выбросы NO_x для судовых дизелей

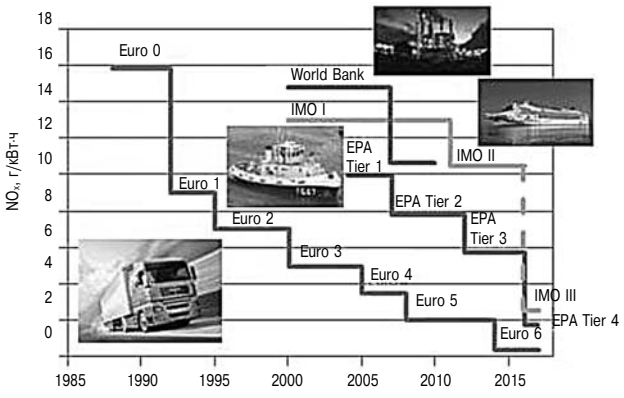


Рис. 3. Сравнение допустимых выбросов для автомобильных, главных судовых дизелей и дизель-генераторов

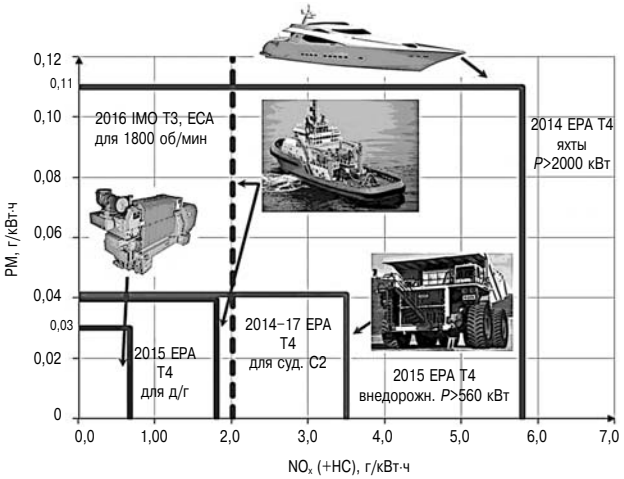


Рис. 4. Норма выбросов NO_x и частиц (2016 г.) для дизелей мощностью 800–3000 кВт

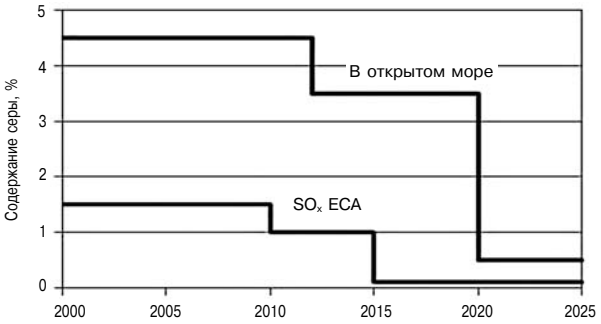


Рис. 5. Динамика снижения содержания серы в топливе (IMO)

двигателей, с успехом может быть использован при создании дизелей большей размерности для стационарных и судовых установок.

Несмотря на попытки гармонизации законодательства ЕС и США, нормативы выбросов все еще сильно различаются в зависимости от конкретных применений двигателей. На рис. 4 показаны предельные значения выбросов NO_x и частиц, вступающие в силу в ЕС и США в 2016 г.

Выбор метода снижения выбросов NO_x зависит от характера используемого топлива, в первую очередь — от содержания в нем серы. Динамика снижения содержания серы в топливе для судовых дизелей показана на рис. 5.

Рост цен на топливо и то внимание, которое последнее время уделяется выбросам CO_2, привели к тому, что двигателестроители вновь сосредоточили основные усилия на дальнейшем повышении топливной экономичности.

Конструктивные особенности

Двигатели мощностью 800–3000 кВт применяются во множестве установок самого различного назначения. Главным требованием для них оказывается высочайший уровень надежности. Не менее важно увеличить интервалы между техобслуживанием и ремонтом, что опять-таки зависит от надежности машины.

Диапазон мощностей, о котором идет речь, характерен для двигателей двух основных категорий. Это, с одной стороны, автомобильные дизели, для которых характерна большая серийность и небольшое число модификаций, с другой стороны, — это среднеоборотные судовые двигатели, малой серийности с большим числом модификаций.

Подходы к техническому обслуживанию автомобильных и судовых двигателей принципиально различны. Крупные двигатели в силу своего веса не могут быть сняты для ремонта с корабля или с электростанции, поэтому все работы по ремонту и техобслуживанию таких двигателей проводятся на месте установки в течение всего срока их службы. Например, срок службы картера должен составлять не менее 100 000 ч. Напротив, снятие двигателя с автомобиля проблемы не представляет, поэтому такие двигатели, как правило, заменяются и проходят ремонт на специализированных предприятиях.

При использовании различных конструктивных концепций для получения одинаковой мощности в зависимости от применения двигателя возникает вопрос о том, как это отражается на основных конструктивных решениях. Характер применения двигателя определяет вид топлива, частоту вращения и массогабаритные показатели.

Как правило, высокооборотные двигатели работают только на дизельном топливе, тогда как среднеоборотные двигатели — на тяжелом. Более медленное протекание процесса сгорания в среднеоборотных двигателях диктует необходимость использования в них бо́льшего хода поршня. На рис. 6 показано типичное распределение S/D для двигателей MAN.

Двигатели, используемые для привода генераторов переменного тока, должны иметь частоту вращения, соответствующую частоте тока 50 или 60 Гц. Для частоты 60 Гц значения частоты вращения составляют 600, 720, 900, 1200 и 1800 об/мин, а для 50 Гц — 600, 750, 1000 и 1500 об/мин.

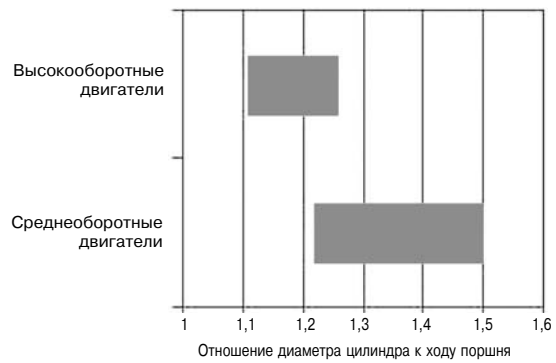


Рис. 6. Отношение хода поршня к диаметру цилиндра в высоко- и среднеоборотных двигателях

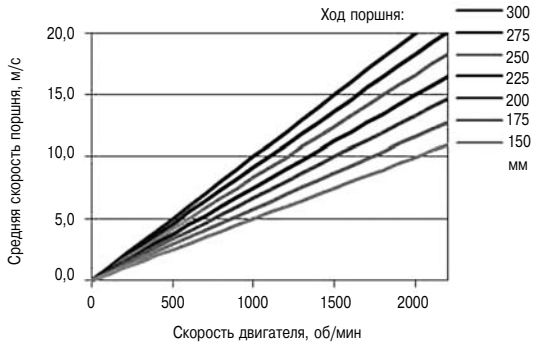


Рис. 7. Средняя скорость поршня в функции скорости двигателя и хода поршня

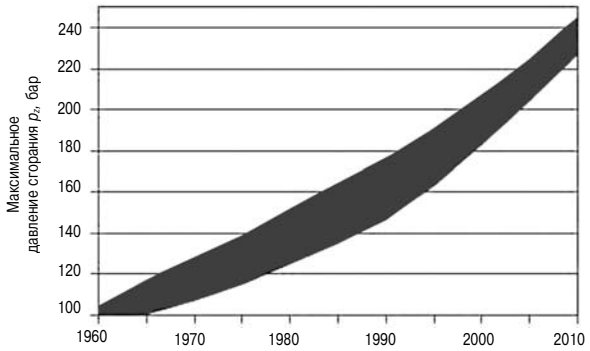


Рис. 8. Максимальное давление в цилиндре

Соотношение частоты вращения двигателя и средней скорости поршня показано на рис. 7. Средняя скорость поршня оказывает существенное влияние на инерционные силы, возникающие в кривошипно-шатунном механизме, а также на износ поршня, втулки цилиндра и поршневых колец. Для современных конструкций отмечен рост средней скорости поршня как для средне-, так и для высокооборотных дизелей. Впрочем, возрастают не только силы инерции, но и силы давления газов. Максимальное давление в цилиндре увеличилось до 220–250 бар (рис. 8).



Рис. 9. Результат расчета картера

На рис. 9 в упрощенном виде показано поперечное сечение цилиндра среднеоборотного двигателя, по конструкции аналогичного предыдущей модели. Подобная аналогия позволила значительно упростить работу с моделью и уменьшить число узлов, причем изменения конструкции автоматически транслируются в расчетную модель.

Обычно расчет ведется для следующих трех видов нагрузки: предварительное напряжение, инерционная нагрузка и нагрузка от давления газов. Для каждого из указанных видов нагружения по отдельности анализируются области наибольших напряжений.

Проектирование и расчет деталей двигателя

Картер — один из главных компонентов двигателя, оказывающий существенное влияние на его основные массогабаритные показатели. Кроме того, именно конструкция картера главным образом определяет вибрационные характеристики двигателя и его надежность. Вот почему разработчики всегда стремятся создать максимально жесткий картер с минимальной массой. На всех этапах проектирование ведется с использованием специального аттестованного программного обеспечения.

Одной из целей оптимизации является разработка единой платформы, чтобы свести к минимуму количество вариантов компонентов двигателя и тем самым минимизировать себестоимость его изготовления.

Обычно общими компонентами для такой платформы являются:

— блок цилиндров;
— коленвал и подшипники;
— шатуны;
— головка и втулка цилиндра;
— привод кулачкового вала;
— система топливоподачи;
— семейство турбокомпрессоров.

Также существуют группы компонентов, общие для отдельных применений, имеющие варианты исполнения, в том числе:

— поршень;
— демпфер;
— кулачковый вал;
— теплообменники и фильтры;
— системы управления и контроля;
— воздушная система, включающая входной ресивер и выпускной коллектор;
— масляные и водяные насосы;
— поддон;
— турбокомпрессор определенного типа.

Остальные компоненты зависят от конкретных применений. К их числу относятся:

— система подачи топлива (дизельного, тяжелого или газового);
— насосы для гидроусилителей;
— электроприводы;
— крепеж;
— устройства отбора мощности;
— воздушный компрессор.

Основные виды специализации

Для успешного создания новых двигателей различного применения требуется углубленная специализация в таких областях, как электроника, системы впрыска топлива и турбонаддува (рис. 10).

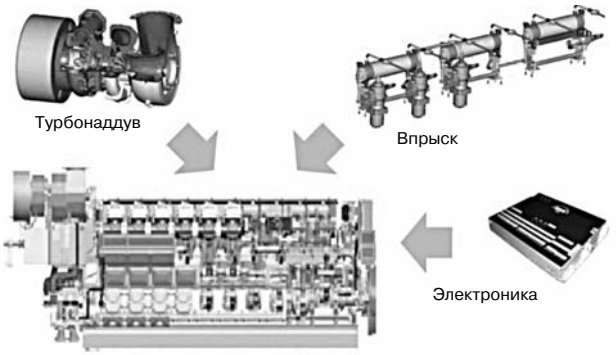


Рис. 10. Основные виды специализации

Перечисленные выше направления являются ключевыми для современного двигателестроения. В ближайшем будущем возникнет необходимость специализации в области экологической защиты. Специализированные поставщики систем экологической защиты должны будут взять на вооружение все имеющиеся технологии.

Решающее влияние на расход топлива и вредные выбросы оказывает система впрыска. Чтобы оставаться на мировом уровне по таким показателям, как расход топлива, выбросы NO_x и сажи, необходимо поднимать давление впрыска топлива. Динамика роста давления впрыска топлива показана на рис. 11. Резкий скачок этого показателя для автомобильных двигателей после 2000 г. связан с вводом в действие новых, более жестких экологических нормативов.

Динамика роста КПД турбокомпрессоров за последние годы показана на рис. 12. Влияние этого параметра на такие характеристики двигателя, как



Рис. 11. Динамика изменения давления впрыска

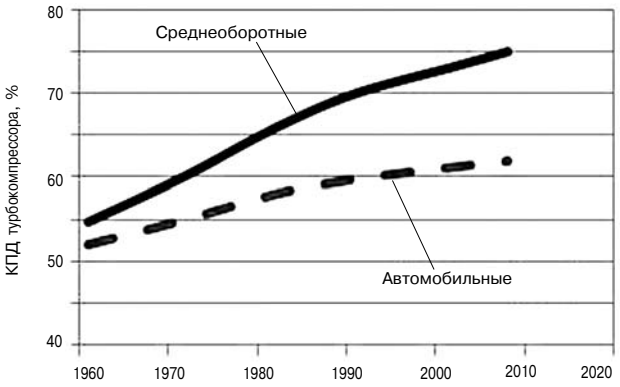


Рис. 12. Динамика изменения КПД турбокомпрессора

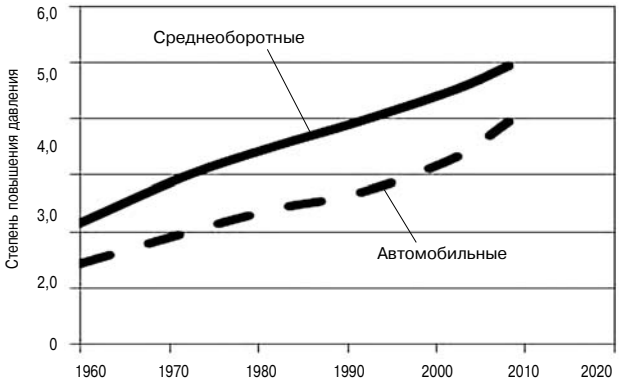


Рис. 13. Динамика изменения степени повышения давления

расход топлива и показатели вредных выбросов трудно переоценить. Вот почему он должен быть всегда на самом высоком уровне.

Еще один характерный параметр, величина которого отличается у автомобильных и среднеоборотных двигателей, — это степень повышения давления в турбокомпрессорах. Как видно из рис. 13, этот показатель и для автомобильных и для среднеоборотных двигателей значительно вырос, при этом у последних он выше примерно на единицу.

Разработка и производство

В ходе разработки приходится принимать во внимание целый ряд факторов, таких как вес и габариты двигателя, его способность работать в тяжелых условиях, а также адаптируемость к различным видам топлива, учитывая перспективы лицензионного производства двигателей в разных регионах мира.

Для полного учета всех исходных условий и взаимосвязей фирмой MAN был разработан и внедрен формализованный и прозрачный алгоритм создания двигателя (рис. 14), успешно использованный в целом ряде проектов. Ключевой фактор этого алгоритма состоит в интенсивном и всестороннем моделировании на всех этапах проектирования. При этом необходимым условием экономии рабочего времени и снижения затрат



Рис. 14. Алгоритм создания двигателя совместно с лицензиатами

является использование опыта проектирования каждого конкретного двигателя при создании всех других версий. Такая возможность обеспечивается интегрированной структурой 3D-данных для всей программы судовых дизелей. При этом чрезвычайно важно использовать накопленный фирмой опыт в таких областях, как системы турбонаддува, впрыска топлива и управления. Несмотря на различия в методах испытаний и верификации моделей, процесс разработки высоко- и среднеоборотных двигателей принципиально один и тот же.

Методы снижения вредных выбросов

Фирмой MAN Diesel рассматриваются следующие методы снижения вредных выбросов.

➢ Внутренние:

— повышение максимального давления сгорания;

— повышение давления впрыска;

— множественный впрыск;

— оптимизация камеры сгорания, положения форсунки;

— рециркуляция отработавших газов;

— оптимизация турбонаддува;

— снижение механических потерь в двигателе;

— снижение расхода топлива.

➢ Внешние:

— использование фильтра частиц;

— использование системы SCR на основе мочевины.

Общей особенностью всех вновь проектируемых экологически безопасных двигателей является все более интенсивное использование систем автоматики и управления, а также растущее количество разнообразных датчиков для управления и самодиагностики.

Заключение

Для развития своей дизельной программы MAN Diesel выбрал направления создания высоко- и среднеоборотных стационарных и судовых двигателей.

Процесс взаимообогащения обеих программ включает взаимное использование технологий, оптимизацию производства, структуры поставок и методов проектирования, результатом чего является повышение технико-экономических показателей всей номенклатуры двигателей.

Расширение и углубление НИОКР является необходимым условием поддержания высокого уровня продукции MAN Diesel в настоящем и в будущем.

MAN Diesel непрерывно работает над совершенствованием своих изделий и улучшением таких важнейших показателей, как мощность, надежность и экологическая безопасность двигателей.

ЗА СЧЕТ ЧЕГО ФИРМА MTU НАМЕРЕНА ВЫПОЛНЯТЬ ТРЕБОВАНИЯ БУДУЩЕГО ЭКОЛОГИЧЕСКОГО ЗАКОНОДАТЕЛЬСТВА

Ulrich Dohle, Tognum AG, Германия

Учитывая постоянное ужесточение экологического законодательства во всем мире, содержание вредных выбросов в отработавших газах двигателей внедорожных машин привлекает к себе все более пристальное внимание общественности. Это обстоятельство побуждает законодателей к дальнейшему ужесточению экологических требований для крупных двигателей. Подобные двигатели используются в разнообразных внедорожных машинах, работающих в самых различных условиях. Поэтому MTU Friedrichshafen старается предложить оптимальное решение для каждого конкретного применения и для каждого заказчика. В настоящем докладе подробно рассматриваются технологии снижения выбросов, оптимальные для судовых и тепловозных двигателей, а также для дизель-генераторов.

Действующие нормативы вредных выбросов для судовых и тепловозных дизелей и дизель-генераторов

Нормирование выбросов для судовых дизелей началось в 2000 г. с введения ограничений на выбросы окислов азота (IMO Tier 1), а в 2008 г. были приняты нормы для последующих этапов (Tier 2 — с 2011 г., и Tier 3 — с 2016 г.). Согласно IMO выбросы NO_x в абсолютном выражении нормируются в зависимости от номинальной скорости дизеля таким образом, чтобы при этом можно было учесть технические возможности дизелей различных размеров. Норма выбросов IMO Tier 3 — вводится в так называемых «зонах ограниченных выбросов» (ECA — emission control areas). В этих зонах предусмотрено снижение выбросов NO_x на 80 % по сравнению с IMO Tier 1.

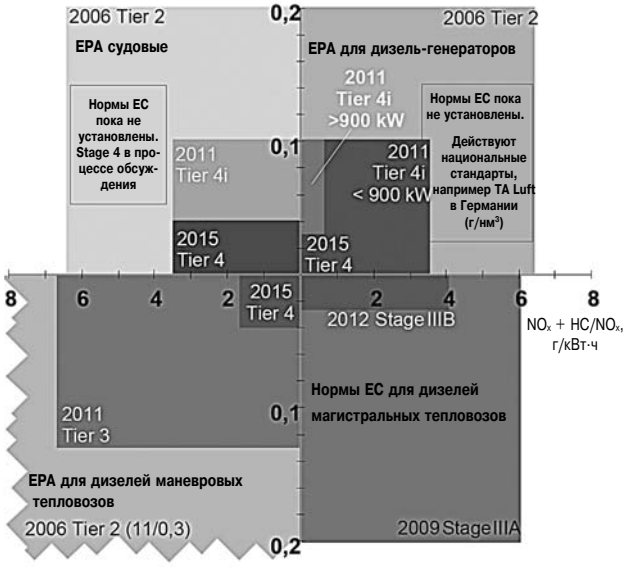


Рис. 1. Предельно допустимые выбросы окислов азота и частиц для внедорожных машин (с двигателями мощностью свыше 560 кВт) в Европе и в США

В них также ограничены выбросы двуокиси серы, что требует применения малосернистого топлива (с содержанием серы <1000 ppm). Применение мазута с высоким содержанием серы возможно при наличии системы очистки отработавших газов от SO_2. Норма EPA Tier 4 (США) по NO_x составляет 1,8 г/кВт·ч, что очень близко к нормативу IMO Tier 3. Содержание частиц не должно превышать 0,04 г/кВт·ч. Требования для наземных внедорожных установок мощностью более 560 кВт, начиная с 2015 г., также существенно ужесточаются (рис. 1).

Определяющим фактором при выборе того или иного технического решения является его способность снизить одновременно выбросы твердых частиц и NO_x. В большинстве случаев новые требования вводятся в два этапа. Однако в зависимости от применения двигателя эти этапы существенно разнятся.

Для тепловозных двигателей в Европе с 2012 г. на этапе EU Stage 3B устанавливается предел суммарного содержания NO_x+HC, равный 4,0 г/кВт·ч. Эмиссия частиц на этом этапе составляет 0,025 г/кВт·ч. В США для тепловозных двигателей норматив Rail Tier 3 с 2011 г. устанавливает выбросы NO_x на уровне 7,4 г/кВт·ч для магистральных тепловозов, и 6,7 г/кВт·ч — для маневровых тепловозов. Эмиссия частиц составляет 0,13 г/кВт·ч. Rail Tier 4 (вводится с 2015 г.) предусматривает дальнейшее ужесточение требований. Эмиссия частиц будет снижена до 0,04 г/кВт·ч, а NO_x — до 1,8 г/кВт·ч.

Для дизель-генераторов в Европе действуют различные нормативы. В Германии — это правила поддержания чистоты воздушного бассейна TA

Luft. В США на двигатели генераторов мощностью более 900 кВт с 2011 г. распространяется чрезвычайно жесткая норма NO_x — 0,67 г/кВт·ч.

На втором этапе предусмотрено дальнейшее снижение выбросов частиц (в США от 0,1 до 0,03 кВт·ч). Исключение составляют аварийные дизель-генераторы, где продолжают действовать требования EPA Tier 2.

Методы снижения выбросов

Технически наибольшую сложность представляет одновременное снижение выбросов окислов азота и частиц. С остальными токсичными компонентами справиться легче. Уменьшение окислов серы в быстроходных дизелях достигается использованием малосернистых топлив. Другие методы относятся, в основном, к двигателям, работающим на мазуте, и в данном случае не актуальны.

Методы снижения выбросов окислов азота и частиц делятся на внутренние и внешние.

В первую группу входят изменение фаз газораспределения (цикл Миллера) и рециркуляция отработавших газов. Существует еще ряд методов, которые пока находятся на стадии экспериментов, и поэтому не могут учитываться при разработке нормативов. В качестве примеров можно привести использование водотопливной эмульсии и гомогенизацию рабочей смеси.

Эффективность внутренних методов может быть достаточно высокой, но она, как правило, достигается за счет усложнения систем управления. Выбор технологии определяется заданными целевыми показателями и другими требованиями к конструкции двигателя. Во многих случаях очевидна необходимость использования систем очистки отработавших газов, в частности систем каталитического восстановления NO_x (SCR) совместно с фильтрами частиц (для снижения PM).

В большинстве случаев для достижения уровня IMO Tier 2 (для судовых двигателей) достаточно использовать внутренние средства, например цикл Миллера. Для снижения дымности необходимо также повышать давление впрыска и наддува. Хотя выброс частиц для судовых двигателей законодательно не регламентируется, наличие видимого дыма обычно не допускается. Для достижения уровня IMO Tier 3 внутренние средства должны быть дополнены SCR.

Выбор методов снижения выбросов зависит от ряда факторов, в том числе таких, как:

- ➢ наличие в портах захода реагента для SCR-процесса (мочевины);
- ➢ наличие и цена малосернистых топлив;
- ➢ удельная мощность двигателя;
- ➢ необходимость переключения между режимами IMO Tier 2 и IMO Tier 3.

Для достижения IMO Tier 3, с учетом разнообразия условий и видов применения, по-видимому, потребуются обе системы одновременно.

С 2011 г. MTU обеспечивает уровень EPA Tier 4i по NO_x в транспортных двигателях мощностью свыше 560 кВт внутренними средствами в сочетании с рециркуляцией отработавших газов (кроме дизель-генераторов). Для тепловозных двигателей, от которых требуется достижение уровня EU Stage 3B по NO_x, использование SCR не планируется.

Для дизель-генераторов мощностью свыше 900 кВт эмиссия NO_x должна быть меньше 0,67 г/кВт·ч, что может быть достигнуто лишь с помощью интенсивной рециркуляции отработавших газов при очень низкой температуре воздушного заряда (низкотемпературная рециркуляция). Данная технология пока не достигла уровня, необходимого для серийного применения. Поэтому в данном случае выбирается технология SCR.

Современные методы организации рабочего процесса в сочетании с высоким давлением впрыска топлива обеспечивают резкое снижение выброса частиц даже при наличии рециркуляции. Тем не менее, для обеспечения надежного снижения выброса частиц на уровне 0,025 г/кВт·ч фильтры частиц, по-видимому, придется сохранить.

Критерии выбора оптимальных методов весьма многочисленны и разнообразны. Перечислим важнейшие из них:

- ➢ располагаемое пространство;
- ➢ возможная глубина охлаждения воздуха на впуске;
- ➢ инфраструктура снабжения мочевиной;
- ➢ производственные затраты;
- ➢ эксплуатационные затраты;
- ➢ выбросы CO_2 (топливная экономичность).

Приоритеты в выборе указанных критериев могут сильно отличаться в зависимости от конкретного применения, поэтому выработать единую концепцию оптимизации для всех возможных применений промышленных двигателей практически невозможно.

Примеры реализации

Анализ нормативов на 2011/2012 гг. показывает, что все действующие ограничения для выбросов частиц, за исключением нормы EU Stage 3B для тепловозных двигателей, составляющей 0,025 г/кВт·ч, находятся в довольно узком диапазоне — от 0,10 до 0,12 г/кВт·ч, тогда как выбросы окислов азота варьируются от 0,67 до почти 8 г/кВт·ч. Именно этим объясняется столь большое разнообразие возможных методов снижения NO_x. В каждом случае определяющим фактором при выборе технологической концепции

является необходимость соблюдения норм выбросов NO_x.

На рис. 2 показаны возможные области применения методов снижения NO_x, таких как цикл Миллера, рециркуляция отработавших газов (EGR) или SCR в зависимости от задаваемых ограничений по NO_x. Теоретически каждый из этих методов может быть применен и за пределами указанных областей, однако технически это нецелесообразно.

Другим определяющим фактором при выборе метода нормализации выбросов является оценка конструктивного усложнения, необходимого для его реализации, например, повышения давления наддува, давления впрыска или максимального давления сгорания. На рис. 3 приведены изменения давления наддува и максимального давления сгорания, связанные с применением тех или иных методов. При этом предполагается, что остальные параметры двигателя, такие как мощность, расход воздуха и степень сжатия, являются постоянными, а углы начала и конца впрыска оптимизированы по расходу топлива.

Преимущество технологии SCR состоит в том, что необходимое снижение NO_x может быть достигнуто без существенного увеличения максимального давления сгорания и давления наддува. Реализация цикла Миллера и EGR связана с более серьезными конструктивными усложнениями. Они тем серьезнее, чем меньше норма выбросов NO_x. При рассмотрении указанных методов применительно к существующей конструкции двигателя неизбежно возникает вопрос о том, могут ли они быть применены без радикальных изменений базовой конструкции, связанных с системой турбонаддува или топливной системой.

Судовые двигатели

Серия судовых двигателей 4000 «Ironmen» для работы на винт и для привода генераторов производится серийно с 2009 г. Эти дизели отличаются исключительной надежностью, прочностью и низкими затратами полного срока эксплуатации. Требования действующих на данный момент стандартов EPA Tier 2 (США) и IMO Tier 2 могут быть выполнены исключительно внутренними средствами, без использования рециркуляции отработавших газов.

Что касается следующей стадии, то здесь существует определенный выбор возможных методов. Цель состоит в том, чтобы уложиться во все будущие нормативы (включая EPA Tier 4) не прибегая к очистке отработавших газов от частиц. Это позволит значительно уменьшить сложность системы, ее начальную стоимость и занимаемое ею место. Однако для определенных применений по требованию заказчика возможен вариант с использованием фильтра частиц. Ключевым компонентом всех «внутренних» методов снижения выброса частиц является новая система впрыска топлива, разработанная фирмой L'Orange (входящей в группу Tognum). Максимальное давление впрыска в ней увеличено по сравнению с серийно выпускаемой.

Для снижения выбросов NO_x (рис. 3) возможно применение цикла Миллера или EGR для достижения уровня EPA Tier 3 (и IMO Tier 2), и SCR или EGR для достижения уровня EPA Tier 4 (и IMO Tier 3 ECA). Норма выбросов частиц может быть достигнута за счет увеличения давления впрыска топлива в сочетании с совершенствованием процесса сгорания.

Для выработки единой стратегии развития и сокращения объема разработок было необходимо

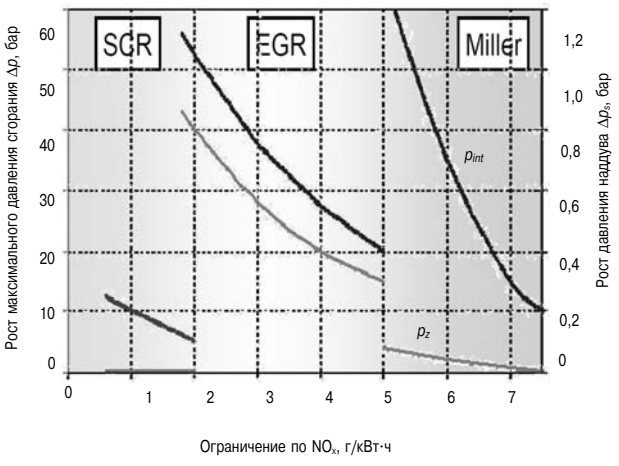


Рис. 2. Сравнение методов снижения выбросов по потенциалу снижения NO_x и соответствующему усложнению конструкции двигателя: SCR, EGR, Miller (цикл Миллера)

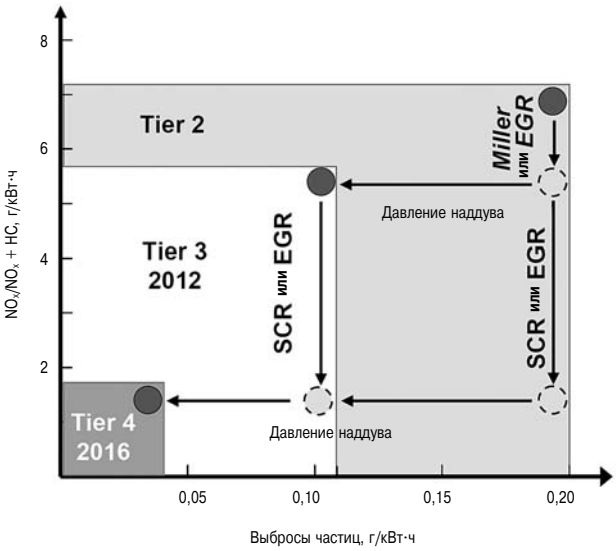


Рис. 3. Методы достижения требований EPA Tier 3 и Tier 4

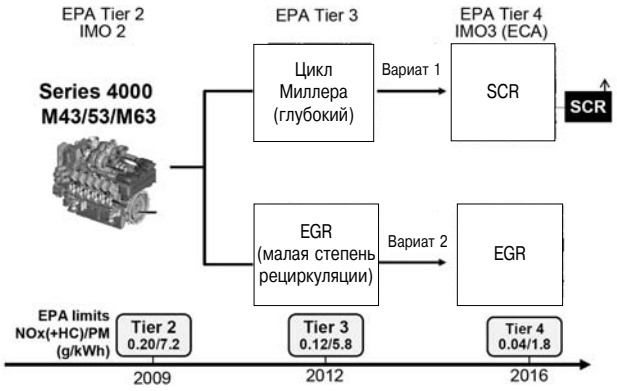


Рис. 4. Возможные методы достижения соответствия требованиям перспективных экологических нормативов для судовых двигателей

скоординировать концепции выполнения нормативов EPA Tier 3 (2012) и EPA Tier 4 / IMO Tier 3 ECA (2016). Здесь возможны два пути дальнейшего развития (рис. 4).

Вариант 1 требует менее радикальных изменений конструкции для достижения IMO Tier 2. Необходимое изменение газораспределения по Миллеру в этом смысле более требовательно к ресурсам, поскольку требует значительного повышения давления наддува во избежание роста расхода топлива; выбросы NO_x при этом снижаются примерно на 20%. Новый высокоэффективный турбокомпрессор MTU позволяет достичь этого без использования сложной двухступенчатой системы наддува. Начиная с 2016 г., данный двигатель может быть дополнен системой SCR. Поскольку IMO Tier 3 на сегодняшний день устанавливает столь низкие нормы по NO_x только для зон регулируемых выбросов (ECA), за пределами этих зон, вероятно, будет возможна работа без впрыска мочевины.

Альтернативой SCR является снижение выбросов NO_x внутренними средствами путем рециркуляции отработавших газов с охлаждением (вариант 2). Наибольшую проблему здесь представляет коррозионное и абразивное воздействие отработавших газов на двигатель. При этом надежная работа дизеля должна быть гарантирована во всем диапазоне рабочих параметров в течение межремонтного срока, равного 30 000 ч. По сравнению с SCR вариант EGR является более легким и компактным, а также позволяет обходиться без дополнительного реагента (мочевины).

Для окончательного выбора рабочего варианта потребуются дальнейшие интенсивные исследования с учетом потребностей отдельных заказчиков.

Тепловозные двигатели

С 1997 г. на тепловозах успешно применяются двигатели MTU серии 4000. Выпуск новейшей версии этой серии, удовлетворяющей нормам EU Stage 3B, запланирован на 2012 г. Учитывая высокие требования заказчиков, в том числе по расходу топлива, надежности, ремонтопригодности и занимаемого места, разработчикам сразу стало очевидно, что эти требования могут быть удовлетворены только с помощью следующей конфигурации: система рециркуляции отработавших газов с охлаждением, двухступенчатый турбонаддув и фильтр частиц.

Ключевым элементом новой технологии снижения выбросов NO_x без SCR является запатентованная система MTU с использованием цилиндров-доноров. Она обеспечивает высокую степень рециркуляции даже в случае превышения давления на всасывании относительно давления выпуска. С помощью двух регулирующих клапанов достигается оптимальная степень рециркуляции в каждой точке рабочей характеристики двигателя (рис. 5).

Для поддержания расхода топлива на минимально возможном уровне используется умеренный цикл Миллера. Регулируемый двухступенчатый наддув (с управляемым обводом турбины высокого давления) обеспечивает необходимый воздушный заряд при любых значениях рабочих параметров и высокие динамические характеристики. Весьма удачным с точки зрения унификации оказалось использование двух турбокомпрессоров низкого давления и одного турбокомпрессора высокого давления, имеющего те же размеры. Система впрыска common rail типа LEAD2 обеспечивает более высокое (по сравнению с двигателями EU Stage 3A) давление впрыска за счет более тонкого распыливания топлива (рис. 6).

В модернизированном двигателе используется также новая система фильтрации частиц. При ее создании ставилась задача выйти на новый уровень функциональности и безопасности, а также

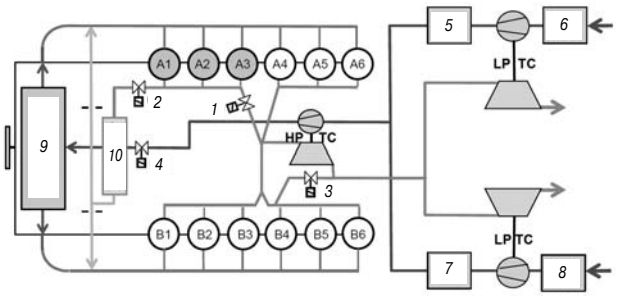


Рис. 5. Схема системы EGR с цилиндрами-донорами (A1-A3) и регулируемым двухступенчатым наддувом:
1 — управление EUR между цилиндрами; *2* — управление EGR между охладителем и цилиндрами; *3* — регулируемый байпас ТВД; *4* — воздушная заслонка (терморегулятора); *5* — воздухоохладитель низкого давления; *6, 8* — воздушный фильтр; *7* — воздухоохладитель низкого давления; *9* — воздухоохладитель высокого давления; *10* — воздухоохладитель EGR

минимизации расхода топлива на любом режиме. Для большинства применений используется система пассивной регенерации, включающая катализатор сжигания дизтоплива (DOC) и фильтр твердых частиц (DPF) с каталитическим покрытием. Использование эффекта CRT (continuous regeneration trap — сажевый фильтр с постоянной регенерацией) позволяет отказаться от применения активного регенератора.

Интеллектуальная система терморегулирования обеспечивает поддержание температуры, достаточной для пассивной регенерации фильтра во всем диапазоне рабочих режимов. На рис. 7 показаны графики изменения нагрузки на фильтр твердых частиц и его температуры, полученные в результате моделирования работы системы. Несмотря на то что двигатель маневрового тепловоза большую часть времени работает на холостом ходу, для достижения точки равновесия для фильтра (т. е. момента, начиная с которого рост отложений сажи на фильтре прекращается), всего лишь нескольких часов работы оказывается достаточно.

В настоящее время опытный образец нового двигателя проходит интенсивные стендовые испытания. В 2011 г. опытные образцы нового двигателя установлены на нескольких тепловозах, где они будут проходить обкатку до начала серийного производства, намеченного на 2012 г.

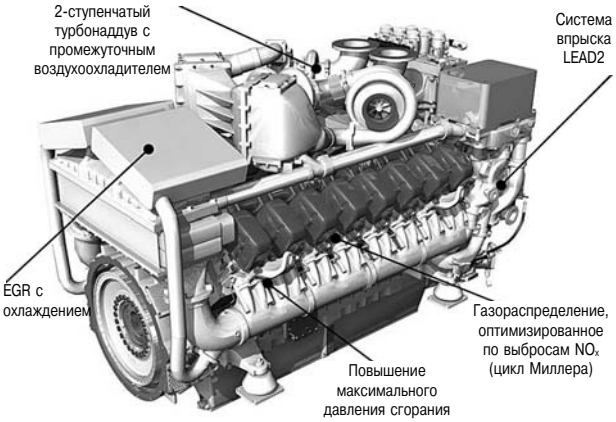


Рис. 6. «Внутренние» методы достижении уровня требований EU IIIB для тепловозных двигателей MTU

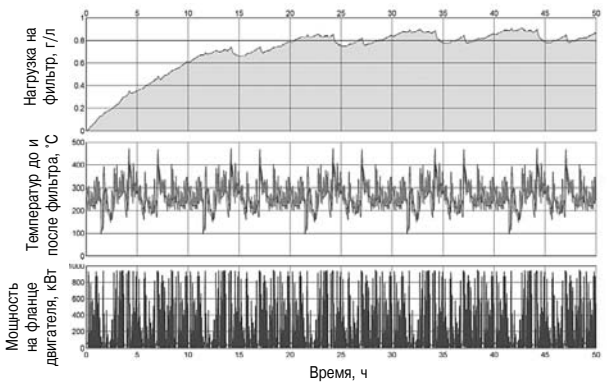


Рис. 7. Результаты моделирования нагрузки на фильтр и изменения температуры фильтра для типичного рабочего цикла маневрового тепловоза

Двигатели для дизель-генераторов

Использование SCR в двигателе, предназначенном для привода генераторов, неизбежно, учитывая, что норма выброса NO_x составляет 0,67 г/кВт·ч (при номинальной мощности двигателя более 900 кВт). Эмиссия частиц, равная 0,1 г/кВт·ч, может быть обеспечена за счет внутренних средств, т. е. оптимизации процессов сгорания и впрыска топлива.

Дополнительные конкурентные преимущества приносит минимизация затрат на полный срок эксплуатации. Значимость этого фактора возрастает по мере увеличения годовой наработки двигателя и коэффициента использования мощности.

Затраты на полный срок эксплуатации дизель-генератора определяются, в первую очередь, расходами на топливо. Кроме того, для будущих агрегатов Tier 4i (промежуточный уровень EPA Tier 4) придется учитывать стоимость мочевины. На рис. 8 показаны совокупные затраты на дизельное топливо и водный раствор мочевины в зависимости от содержания окислов азота. Очевидно, что при исходном содержании в отработавших газах NO_x, превышающем примерно 7 г/кВт·ч, затраты полного срока эксплуатации сокращаться не будут, поскольку стоимость мочевины при этом будет пропорционально расти. При высокой концентрации NO_x потребуется SCR со степенью преобразования больше 90 %. Более того, ожидаемая экономия на топливе в этом диапазоне может быть достигнута только при условии дальнейшей подстройки угла опережения впрыска, ведущей к повышению давления впрыска.

С учетом всех обстоятельств, уровень содержания NO_x после двигателя, оптимальный для

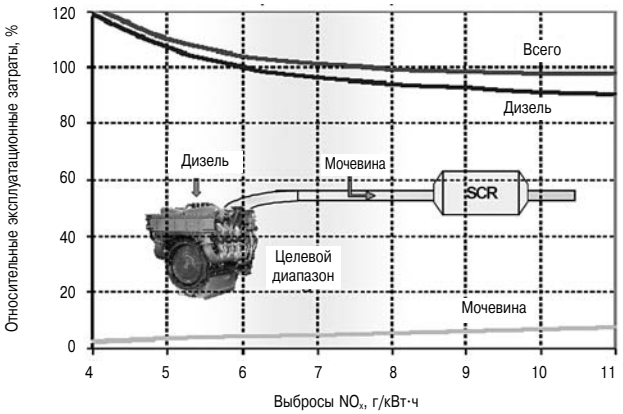


Рис. 8. Зависимость эксплуатационных затрат от содержания NO_x в неочищенных отработавших газах перед SCR

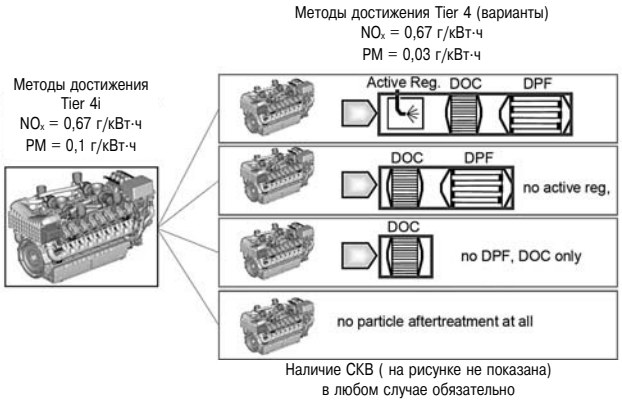


Рис. 9. Варианты достижения уровня требований EPA Tier 4 для дизель-генераторов:
Active reg. — активное регулирование; DOC — окислительный катализатор; DPF — фильтр твердых частиц

достижения требований EPA Tier 4i (0,67 г/кВт·ч), оказывается в диапазоне примерно от 6 до 7,5 г/кВт·ч. Точкой отсчета на рис. 8 является стоимость топлива для двигателя, соответствующего требованиям EPA Tier 2 без очистки отработавших газов. Стоимость масла здесь не учитывается.

Для дальнейшего повышения топливной экономичности MTU использует умеренный цикл Миллера. Необходимый уровень давления воздуха на всасывании удалось обеспечить, не прибегая для этого к двухступенчатому наддуву. Таким путем удалось уменьшить расход топлива еще на 3 % при том же уровне выбросов NO_x, что и в случае использования SCR с «классическим» фазированием впрыска. В основном диапазоне рабочих параметров расход топлива не превышает 200 г/кВт·ч.

Дизель-генераторная машина EPA Tier 4i серии 4000 поставлена на производство в 2011 г. (в варианте для генератора на 60 Гц). Организация процесса сгорания, турбонаддув, система и фазирование впрыска были значительно улучшены по сравнению с версией EPA Tier 2, и могут послужить хорошей основой для окончательного варианта двигателя EPA Tier 4, запланированного на 2015 г.

Возможные пути достижения финального уровня EPA Tier 4 приведены на рис. 9. Последний вариант (без очистки ОГ от частиц) с точки зрения заказчиков представляется самым привлекательным. Он позволяет не только сэкономить значительные средства на начальных и эксплуатационных расходах, но и существенно уменьшить габариты установки, а также снизить трудоемкость обслуживания.

Выводы

На сегодняшний день MTU Friedrichshafen располагает большим количеством технологий обеспечения требований перспективных стандартов, в том числе:

- цикл Миллера (изменение фаз газораспределения);
- впрыск топлива под высоким давлением;
- современные системы наддува;
- рециркуляция отработавших газов;
- очистка газов с применением SCR.

Как указывалось выше, для каждой группы двигателей (судовые, тепловозные и дизель-генераторы) могут быть предложены оптимальные технические решения, позволяющие не только обеспечить выполнение действующих и будущих экологических нормативов, но и снизить затраты полного срока эксплуатации двигателя. Особое внимание при этом должно быть уделено компактности используемых устройств, чтобы они могли вписываться в габариты существующих машинных отделений.

СОЗДАНИЕ НОВОГО ДВИГАТЕЛЯ CATERPILLAR VM32C LE С НИЗКИМ УРОВНЕМ ВЫБРОСОВ

Ulrich Hopmann,
Caterpillar Motoren GmbH und Co. KG, Германия

История среднеоборотных двигателей Caterpillar/MaK с диаметром цилиндра 320 мм насчитывает уже не одно десятилетие. Дизель типа M453, созданный в начале 1970-х гг., успешно эксплуатировался как в судовых, так и в стационарных установках. Двигатель постоянно совершенствовался. Его последняя версия с обозначением «C» имеет цилиндровую мощность 368 кВт (табл. 1). В соответствии с программой развития дизелей MaK старая модель M453 в 1995 г. уступила место совершенно новому двигателю типа VM 32. Его цилиндровая мощность в судовом варианте составила 440 кВт.

Таблица 1

Основные технические характеристики судового V-образного двигателя

	VM 453 C	VM 32	VM 32 C	VM 32 C LE
Год выпуска	1989	1995	2003	2011
Число цилиндров	12, 16	12, 16	12, 16	12, 16
Цилиндровая мощность, кВт	368	440	500	500
Диаметр цилиндра, мм	320	320	320	320
Ход поршня, мм	420	420	420	460
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	1,312	1,312	1,312	1,438
Объем цилиндра, $дм^3$	33,8	33,8	33,8	37,0
Скорость, об/мин	600	750	750	750
Среднее эффективное давление, МПа	21,7	20,8	23,7	21,6
Средняя скорость поршня, м/с	8,4	10,5	10,5	11,5

Следующей модификацией, увидевшей свет в 2003 г., стала модификация дизеля VM 32 C. Его цилиндровая мощность достигла 500 кВт, а выбросы были снижены до значений, установленных стандартом IMO Tier 1. Этот двигатель также получил широкое распространение на судах и в стационарных условиях.

Последняя версия — VM 32 C LE, где символ LE обозначает «Low Emission», т. е. низкий уровень выбросов. Необходимость ее создания была вызвана ужесточением экологических нормативов, которые должны быть введены в действие в ближайшем будущем. Чтобы удовлетворить требованиям IMO Tier 2 и Tier 3 (вступающим в силу с января 2011 г. и с января 2016 г. соответственно), а также требованиям EPA Tier 2 и Tier 3, потребовалась более радикальная модернизация, в связи с чем была развернута обширная программа, основанная на глубоком изучении рынка и детальном технико-экономическом анализе. При этом была поставлена задача сохранить как можно больше компонентов, систем и решений, прочно зарекомендовавших себя на практике, чтобы новый двигатель как минимум не уступал своему прототипу в отношении надежности. Вместе с тем учет требований заказчиков, а также экологического законодательства потребовал коренного пересмотра конструкции. При этом были поставлены следующие цели:

- создать двигатель, не уступающий (или превосходящий) существующую модель по таким характеристикам, как надежность и удобство обслуживания;
- снизить выбросы NO_x;
- добиться бездымного выпуска во всем диапазоне нагрузок;
- снизить стоимость владения и эксплуатационные расходы.

Успех данной целевой программы был обеспечен использованием современных средств управления реализацией программ. Существенное ускорение работы было достигнуто за счет использования фирменных инструментов моделирования фирмы Caterpillar, что позволило оптимизировать такие характеристики, как расход топлива и вредные выбросы.

Конструкция двигателя

В ходе проектирования все вновь создаваемые или модернизируемые компоненты и системы были оптимизированы с использованием метода конечных элементов (МКЭ) и других инструментов моделирования. Для повышения технических характеристик и надежности конструкции широко использовался анализ характера и последствий отказов (FMEA — failure mode and effects analysis). Главным новшеством стало увеличение хода поршня с 420 до 460 мм. Это позволило более

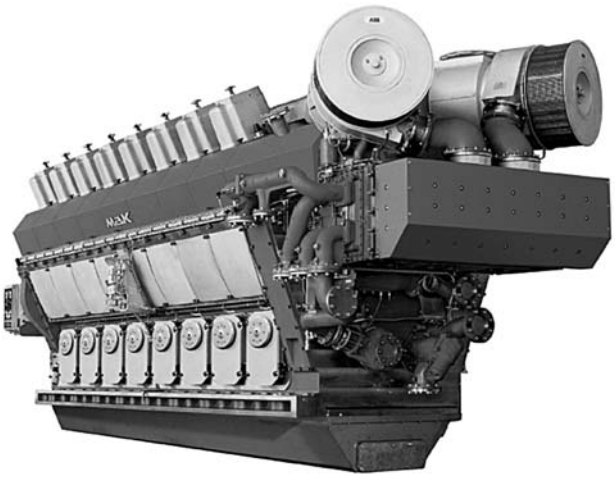


Рис. 1. Новый двигатель VM 32 C LE

широко варьировать параметры конструкции с тем, чтобы добиться снижения выбросов, не жертвуя расходом топлива. Именно это соображение, а не увеличение цилиндровой мощности, стало решающим при выборе нового значения хода поршня. Кроме того, увеличенный объем цилиндра при той же мощности означает снижение среднего эффективного давления, что способствует уменьшению нагрузки на детали двигателя и повышению надежности.

Компоненты двигателя

Коленвал. Поскольку прежняя геометрия блока цилиндров была сохранена, диаметр коренных подшипников и расстояние между цилиндрами также не претерпели изменений. Еще одним условием, поставленным перед проектантами, было сохранение конструкции и размеров маховика. Чтобы увеличить ход поршня с соблюдением указанных ограничений, был проведен расчет крутильных колебаний коленвала методом конечных элементов (рис. 2). Увеличение хода поршня повлекло за собой необходимость увеличения диаметра кривошипного подшипника. Кроме того, несколько увеличилась толщина щек коленвала, была изменена геометрия про-

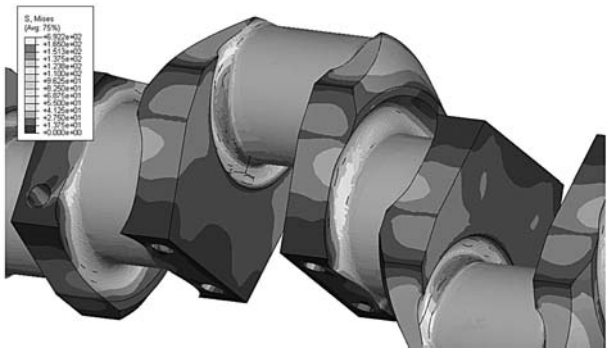


Рис. 2. Пример модели коленвала для расчет крутильных колебаний с помощью МКЭ

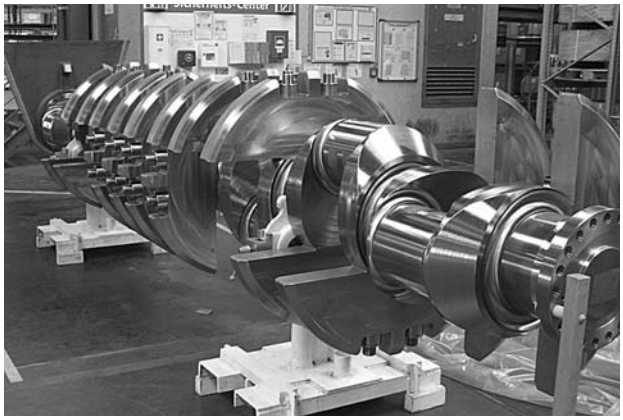


Рис. 3. Коленвал с противовесами

тивовесов, и был увеличен диаметр болтов противовесов (рис. 3).

Шатун. Увеличение хода поршня при сохранении геометрии блока потребовало изменения конструкции шатуна, так, чтобы обеспечивался достаточный зазор между шатуном и втулкой цилиндра. Поэтому стык между стержнем шатуна и головкой пришлось сместить вниз (рис. 4). Подобная конструкция, известная как морской (или составной) шатун, использовалась на двигателях Caterpillar Motoren старой конструкции.

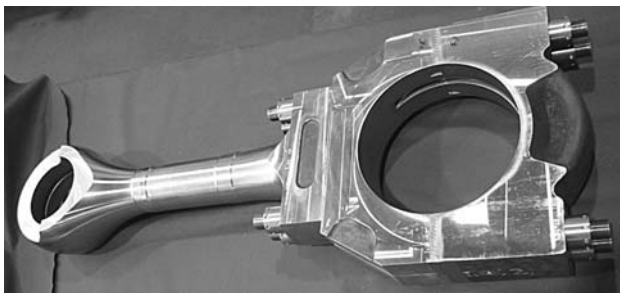


Рис. 4. Новый шатун

На основании интенсивных исследований с использованием МКЭ была выбрана схема соединения верхней и нижней частей шатуна на четырех болтах. Для упрощения расчетов модель шатуна была представлена в виде двух симметричных половин, состыкованных по вертикали.

Подшипники. Увеличение хода поршня влияет, хотя и не очень сильно, на условия работы подшипников. Чтобы гарантировать безусловную надежность работы, пришлось несколько изменить конструкцию верхней и нижней головок шатуна.

Увеличение диаметра шатунной шейки повлекло за собой необходимость изменения конструкции подшипника. Чтобы по возможности сохранить преемственность по отношению к прежней конструкции, подшипник был просто несколько увеличен в размерах, но его форма и материал остались прежними.

Поршень, поршневые кольца и втулка цилиндра. Средняя скорость поршня двигателя VM32 C LE



Рис. 5. Трехмерная модель процесса сгорания

равна 11,5 м/с, что близко к рекордным показателям для данного класса машин. Это вызвало необходимость углубленного исследования, в основу которого были положены следующие факторы:

➢ собственный опыт фирмы «Caterpillar» в создании высокооборотных двигателей;

➢ разработки фирмы в области моделирования динамики поршневых колец;

➢ предварительные стендовые испытания на среднеоборотном двигателе.

В результате было найдено оптимальное решение для всего комплекта поршневых колец, правильность которого была подтверждена результатами испытаний на 16-цилиндровом двигателе VM 32 C LE. Новые поршневые кольца позволяют поддерживать более высокую степень сжатия.

Для оптимизации формы камеры сгорания в поршне использовался фирменный программный пакет трехмерного моделирования процесса сгорания (рис. 5). Остальные элементы конструкции, способные как-то повлиять на прочность и теплонапряженность двигателя, оставлены без изменений.

Дальнейшее расчетно-экспериментальное исследование показало, что конструкция цилиндровой втулки может быть полностью сохранена.

Клапанный механизм. Была сохранена также конструкция всех основных деталей клапанного механизма, т. е. кулачкового вала, коромысел, клапанов и седел.

Отличительной чертой двигателей «Caterpillar Motoren» является технология Flex Cam Technology (FCT), обеспечивающая низкие значения вредных выбросов. Эта технологи использована и в новом двигателе VM 32 C LE. Механизм FCT (рис. 6) обеспечивает рычажное управление углами открытия впускных клапанов, а также давлением и фазами впрыска для снижения дымления.

Помимо адаптации механизма FCT к новому двигателю, были внесены определенные изменения в конструкцию отдельных узлов. В частности, кулак выпускного клапана и его пружина были

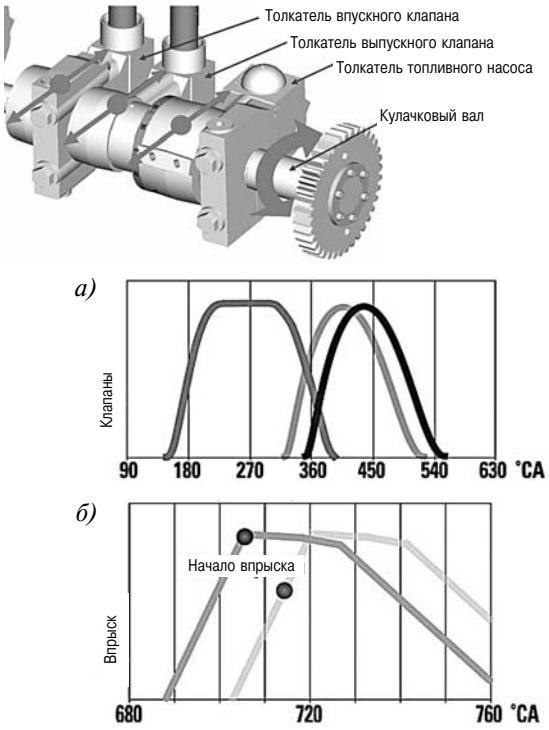


Рис. 6. Схема механизма FCT:
а — система регулируемого привода клапанов (схема задержки открытия впускного клапана для отключения цикла Миллера); *б* — система регулируемого давления впрыска

измены в сторону большего открытия клапана. Результаты описаны в разделе «Газообмен».

Системы подачи воздуха

Турбонаддув. Систему турбонаддува нового двигателя отличают следующие особенности:

➢ постоянство давления наддува;

➢ одноступенчатый наддув (по одному турбокомпрессору на каждый ряд цилиндров).

Система подачи воздуха рассчитана таким образом, чтобы обеспечить достаточное давление наддува во всем диапазоне рабочих режимов. Существенным преимуществом данной системы является высокая температура отработавших газов, благодаря чему предотвращается засорение турбины при работе на тяжелых топливах. Следует отметить, что указанная цель достигается без использования каких-либо байпасов и тому подобных механических устройств в газовоздушном тракте.

Принятая концепция снижения выбросов не требует высокого давления наддува, поэтому механическая нагрузка на турбокомпрессор невелика, что позволяет обойтись применением проверенного и надежного турбокомпрессора существующей конструкции.

Газообмен. Неотъемлемой частью технологии снижения выбросов, используемой Caterpillar Motoren, является цикл Миллера, позволяющий снизить температуру сгорания за счет изменения

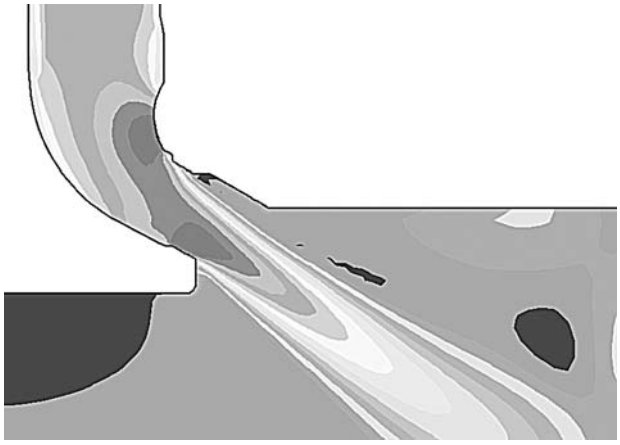


Рис. 7. Моделирование потока отработавших газов через головку цилиндра

фаз газораспределения, что приводит к снижению выбросов NO_x. Как известно, применение цикла Миллера связано с необходимостью значительного более высокого, по сравнению с традиционными двигателями, давления наддува. В данном случае необходимость повышения давления наддува устраняется за счет снижения среднего эффективного давления из-за увеличенного хода поршня.

Поскольку давление наддува не меняется, остаются только два фактора, влияющие на процесс газообмена, — фазы газораспределения, присущие циклу Миллера, и скорость поршня. Как показало проведенное расчетно-экспериментальное исследование, увеличение скорости поршня вызывает соответствующее увеличение потерь трения в газовоздушном тракте.

Головка цилиндра существующего двигателя М 32 хорошо отработана, а ее воздушные и га-

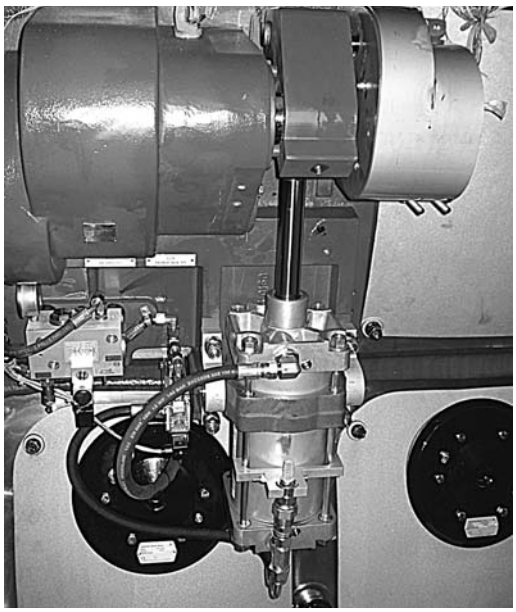


Рис. 8. Блок FCT для регулирования углов топливоподачи

зовые каналы оптимизированы для существующих значений расхода. Во избежание возрастания насосных потерь было решено увеличить высоту подъема выпускного клапана примерно на 15 %. Для расчета необходимой высоты подъема клапана и оптимизации геометрии тракта использовалось моделирование гидродинамики потока. На рис. 7 показан профиль распределения скорости по высоте клапана. В результате оптимизации расход газов увеличился примерно на 5 %.

Механизм FCT оказывает влияние на газообмен при работе на частичных нагрузках (см. выше). Например, на двигателе с пониженными выбросами MaK M 43 C, оборудованном системой FCT, уже удалось добиться снижения выбросов до уровня, соответствующего IMO Tier 2. На рис. 8 показан механизм FCT с пневмоприводом.

Система впрыска common rail

Система впрыска «Caterpillar Motoren» типа «common rail» для двигателей, работающих на тяжелых топливах, уже прошла всесторонние испытания и одобрена для применения на рядных двигателях M32, а также сертифицирована основными классификационными обществами. Она доказала свою надежность и эффективность как в ходе ресурсных испытаний, так и в процессе эксплуатации на объектах потребителей. Данная система с небольшими изменения была адаптирована к дизелю VM32 C LE (рис. 9).

В этом двигателе применены несколько модифицированные конструкции редуктора и привода топливного насоса высокого давления (ТНВД), используемые в существующих рядных двигателях. Все остальные основные компоненты, такие как насосы, клапаны, форсунки, датчики и блок управления, целиком заимствованы от существующих рядных двигателей.

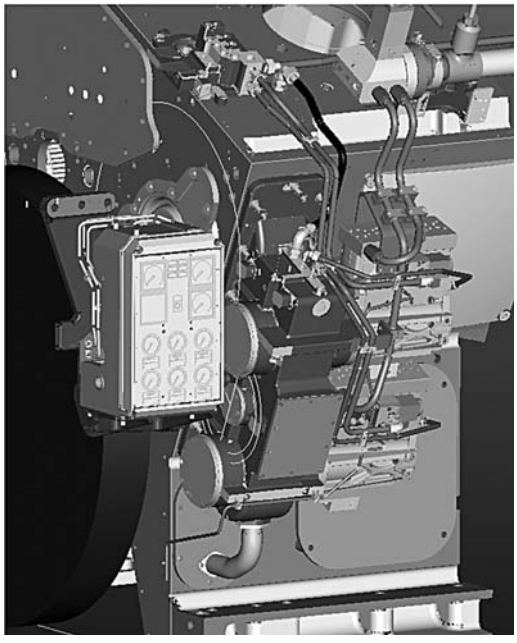


Рис. 9. Система впрыска common rail

Система common rail является одной из возможных опций, и может устанавливаться по желанию заказчика как альтернатива традиционной системе впрыска. В качестве топлива в системе common rail могут использоваться газойль, тяжелое топливо и флотский мазут.

Типовые испытания

Первый опытный образец двигателя 16 M32C LE был изготовлен и поставлен на испытания, программа которых предусматривает всестороннее исследование дизеля и его компонентов. В программу вошли также ресурсные испытания с циклической нагрузкой.

Первые результаты испытаний двигателя, оснащенного полным комплектом измерительной аппаратуры, подтвердили достижение целевых показателей по основным параметрам, таким как температуры отработавших газов, расход воздуха и давление наддува. Испытания подтвердили также достижение целевых показателей по выбросам NO_x и PM, при этом параметры теплонапряженности основных компонентов (например, температура седла клапана) оказались вполне удовлетворительными.

Цикл испытаний завершен на объектах заказчиков на нескольких машинах в течение нескольких тысяч часов. Эти испытания должны подтвердить эксплуатационную надежность нового дизеля.

Заключение

Новый двигатель VM 32 C LE был создан непосредственно на основе своего предшественника. При его разработке ставилась задача сохранить как можно больше проверенных временем и зарекомендовавших себя компонентов, систем и конструктивных решений. В то же время поставленная цель — достижение экологических показателей, соответствующих требованиям IMO Tier 2, а также EPA Tier 2 — потребовала внесения целого ряда конструктивных новшеств. Основным конструктивным нововведением стало увеличение хода поршня. Оно позволило осуществить ряд «внутренних» мероприятий, направленных на снижение выбросов NO_x и PM, сохраняя при этом низкий уровень эксплуатационных расходов. Были изменены конструкции коленвала и шатуна, оптимизированы параметры рабочего процесса и газовоздушного тракта. Для снижения вредных выбросов в новом двигателе VM 32 C LE была применена технология «Caterpillar Motoren», известная как Flex Cam Technology (FCT), с соответствующей адаптацией. В качестве опции предусмотрена возможность использования в новом двигателе системы впрыска типа common rail для работы на тяжелых топливах.