ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 1 (251)
январь–март 2013

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Сорокин В.А.
Разработка типоразмерных рядов судовых дизелей 3

Васильев А.В., Федоров Н.Н.
Совершенствование обобщенной математической модели механизма газораспределения ДВС на основе вариативного представления клапанных пружин 9

Белогуб А.В., Пылев В.А., Федоров А.Ю., Ночвин И.Л.
Обеспечение заданного уровня теплонапряженности поршня при форсировании тепловозного дизеля 15

Лимонов А.К., Сеземин А.В.
Совершенствование рабочего процесса газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием 20

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ.АГРЕГАТЫ

Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Григорьев Н.И.
Снижение пульсации потока во впускной системе поршневого ДВС с наддувом 24

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Медведев В.А., Янчеленко В.А.
Ультразвуковая диагностика работы топливной аппаратуры дизелей большегрузных карьерных самосвалов 28

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гатауллин Н.А., Румянцев В.В.
Повышение экологических показателей качества автомобильных дизелей КамАЗ — основное направление их развития 31

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Патрахальцев Н.Н., Мельник И.С., Петруня И.А.
Повышение экономичности режимов малых нагрузок судового дизеля, работающего на винт регулируемого шага 38

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Ф. Милло, Г. Лаварино, А. Кафари
Детонация в газодизеле: сопостовление различных методов обнаружения и контроля (материалы конгресса CIMAC 2010) 42

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Sorokin V.A.
Development of Marine Engine Ranges 3

Vasilyev A.V., Fedorov N.N.
Improvement in Generalized Mathematical Model of Engine Valve Gear Based on Alternative Representation of Valve Springs 9

Belogub A.V., Pylev V.A., Fedorov A.Yu., Nochvin I.L.
A Way to Raise Locomotive Engine Output Keeping Thermal Stresses in Engine Piston within Acceptable Limit 15

Limonov A.K., Sezemin A.V.
Improvement in Combustion Characteristics of Gas Engine with Pre-Chamber Flame Ignition 20

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Shestakov D.S., Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Grigoryev N.I.
Mitigation of Air Flow Pulsation in Turbocharged Engine Suction System 24

AUTOMATION AND DIAGNISTICS

Medvedev V.A., Yanchelenko V.A.
Ultrasonic Monitoring of Fuel Injection System Operation in Heavy Duty Rock Haulers 28

ENVIRONMENTAL ISSUES

Gumerov I.F., Khafizov R.H., Borisenkov E.R., Gataullin N.A., Rumyantsev V.V.
Improvement of Environmental Performance as a Core Line of KamAZ Engine Development 31

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Patrakhaltsev N.N., Melnik I.S., Petroonya I.A.
Improvement in Fuel Economy of Marine Propulsion Engine Driving Variable Pitch Propeller During Low-Load Operation 38

ENGINE BUILDING NEWS

Federico Millo, Gabriele Lavarino, Alberto Cafari.
Knock in Dual Fuel Engines: A Comparison Between Different Techniques for Detection and Control. CIMAC 2010 42

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	*техн. директор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
В.А. Рыжов	*гл. конструктор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
Е.С. Васюков	*техн. директор*	*ЗАО УК БМЗ, г. Брянск*
В.А. Егоров	*ген. директор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
А.К. Лимонов	*гл. конструктор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
М.В. Бояркин	*гл. конструктор*	*ОАО ХК «Барнаултрансмаш», г. Барнаул*
В.М. Гребнев	*техн. директор*	*ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково*
Р.Х. Хафизов	*зам. гл. констр. по двиг.*	*ОАО КамАЗ, г. Набережные Челны*
А.А. Матюшин	*генеральный директор*	*ОАО ЗМЗ, г. Заволжье*
В.И. Федышин	*директор*	*МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал*
В.В. Коновалов	*1-й зам. ген.директора*	*ОАО «Звезда», Санкт-Петербург*
В.С. Мурзин	*дир.-гл. конструктор*	*ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск*
А.П. Маслов	*вед. инж.-конструктор*	*ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск*
А.С. Калюнов	*начальник ИКЦ*	*ООО НЗТА, г. Ногинск*

НИИ

В.С. Папонов	*ген. директор*	*ОАО НИКТИД, г. Владимир*
Д.П. Ильющенко-Крылов	*гл. инженер*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.А. Сорокин	*зав. отделом*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.И. Ерофеев	*нач. отдела*	*I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург*
В.В. Альт	*директор*	*ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск*
Ю.А. Микутенок	*президент*	*ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»*
Б.А. Зеленов	*директор*	*НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург*
А.М. Махмудов	*с.н.с.*	*ФГУП ГНЦ РФ «ЦНИИ им. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург*

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	*зав. кафедрой ДВС*	*СПбГПУ, Санкт-Петербург*
Н.Д. Чайнов	*проф. кафедры Э-2*	*МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва*
О.К. Безюков	*зав. кафедрой ТК СДВС*	*ФГОУ ВПО СПГУВК, Санкт-Петербург*
А.А. Иванченко	*зав. кафедрой СЭУ*	*ФГОУ ВПО СПГУВК, Санкт-Петербург*
Л.В. Тузов	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ФГОУ ВПО СПГУВК, Санкт-Петербург*
А.С. Пунда	*проф. кафедры ДВС*	*ФГОУ ВПО ГМА им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
В.К. Румб	*проф. кафедры ДВС и АСЭУ*	*ГМТУ, Санкт-Петербург*
А.В. Смирнов	*нач. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИТИ, Санкт-Петербург*
В.О. Сайданов	*проф. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИТИ, Санкт-Петербург*
А.А. Обозов	*профессор кафедры ТД*	*ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск*
С.П. Косырев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*
А.В. Разуваев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный инженерно-технический институт» (ВИТИ), филиал академии тыла и транспорта, Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2013 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.03.132
Подписано в печать 20.03.13
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 100. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: (812) 719-73-30
Факс: (812) 719-73-16

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ
Типография «СВЕТЛИЦА»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2013. № 1 (251)

УДК 621.431.74

РАЗРАБОТКА ТИПОРАЗМЕРНЫХ РЯДОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В.А. Сорокин, к.т.н, доц.,
ЗАО «Центральный научно-исследовательский институт морского флота»

Выполнен анализ и обоснована целесообразность разработки перспективных типажей судовых дизелей. Показано, что типоразмерные ряды составляют основу комплексного развития отрасли и играют существенную роль в развитии отечественного дизелестроения.

Сформулированы основные принципы создания типоразмерных рядов судовых дизелей, рассмотрены задачи по повышению технико-эксплуатационных характеристик и конкурентоспособности современных дизелей. Предложена методика расчета типоразмерных рядов судовых среднеоборотных дизелей и на ее основе выполнен вариантный расчет типажа.

Развитие судового дизелестроения не может успешно осуществляться без учета развития смежных отраслей, в том числе потребляющих дизельные установки. Основой комплексного развития отрасли дизелестроения является создание перспективных типажей дизелей, на базе освоенных в производстве, перспективных планов развития смежных отраслей, требований потребителей с учетом совершенствования технико-эксплуатационных характеристик судов, развития производственной базы двигателестроения и т. д.

В каждый период времени разработка типажа дизелей имела свои специфические особенности, однако на всех этапах ставилась задача создания такого типажа, который позволял удовлетворять нужды потребителей минимальным количеством модификаций с целью получения наибольшей экономии при проектировании, производстве, эксплуатации и ремонте.

Ранее выполненные разработки типажей дизелей [1, 2] сыграли положительную роль в развитии отечественного дизелестроения. В результате большого объема научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ были упорядочены мощностные ряды, спроектированы новые конструкции и налажено их производство, реконструированы дизелестроительные заводы.

Практика дизелестроения показывает, что отсутствие перспективного типажа дизелей отрицательно сказывалась на развитии отрасли. Некоторые разработки выполнялись на ряде заводов параллельно, некоторые опытные разработки не доводились до производства. В то же время отсутствие перспективного типажа затрудняло как развитие заводов отрасли, так и вопросов их специализации.

Необходимо отметить, что разработка и постановка на производство полного типоразмерного ряда — это чрезвычайно дорогостоящий и требующий значительного времени процесс. Даже ведущие мировые дизелестроительные концерны, располагая многолетним опытом проектирования и необходимой производственной базой, не позволяют себе предлагать полностью развернутые по числу цилиндров ряды, часто прибегая к созданию модификаций, освоенных в производстве дизелей с изменением значений базовых параметров (с учетом эксплуатационных требований). Учитывается также прогноз изменения спроса на те, или иные типоразмеры дизелей. В 60–70-е гг. прошлого столетия в нашей стране широко обсуждались и разрабатывались проекты типоразмерных рядов судовых дизелей. Однако даже в условиях централизованного государственного планирования и финансирования ни один из представленных проектов не был полностью осуществлен, а в производстве были освоены только отдельные модели двигателей. Связано это, в первую очередь, со слабым развитием гражданского отечественного судостроения. Так, в 60–70-е годы в связи с бумом строительства крупных морских судов и востребованностью мощных малооборотных дизелей (МОД) на Брянском машиностроительном заводе (БМЗ) было в относительно короткие сроки освоено производство типоразмерного ряда малооборотных дизелей по лицензии фирмы MAN B&W. Завод полностью обеспечил потребность в МОД для судов отечественной постройки.

Основные принципы создания типоразмерных рядов дизелей заключаются в определении востребованности отдельных типов дизелей с учетом требований заказчиков (потребителей), тенденций развития дизелестроения, составлении шкалы мощностей и параметров двигателей перспективных моделей.

Развитие отрасли двигателестроения регламентируется требованиями потребителя в отношении

роста агрегатных мощностей, улучшения ресурсных показателей повышения экономичности, снижения вредных выбросов, снижения весогабаритных показателей и т. д.

Разбивка дизелей на группы в типоразмерном ряду, как правило, выполняется по следующим параметрам: цилиндровой (агрегатной) мощности, частоте вращения, среднему эффективному давлению, диаметру и ходу поршня, удельной массе.

Типаж должен предусматривать значительное расширение границ агрегатных мощностей за счет форсирования по p_{me} изменения числа цилиндров и частоты вращения. В перспективном типаже должны всегда сохраняться серийные двигатели, имеющие большие возможности по форсировке наддувом и более высокие эксплуатационные показатели. Для дизелей каждого типа должны предусматриваться модификации по назначению и конструктивному исполнению.

Перспективный типаж судовых дизелей должен разрабатываться с участием всех заинтересованных сторон, как производителей, так и потребителей, предусматривать основные группы дизелей с учетом их назначения, мощности, частоты вращения, экономичности, удельной массы, конструктивных особенностей и других параметров.

В настоящее время типоразмерный ряд отечественных судовых дизелей отсутствует.

С учетом сложившейся ситуации в отечественном дизелестроении на ближайшее время типаж судовых дизелей различного назначения целесообразно разработать с учетом как выпускаемых в настоящее время отечественными заводами двигателей, так и зарубежных двигателей, производимых на лицензионной основе и на базе совместных инжиниринговых компаний. Выпуск дизелей, устаревших по своим технико-эксплуатационным характеристикам (за исключением МОД), большое количество дизелей иностранных марок, установленных на отечественных судах, недостаточное количество дизелей с малой цилиндровой мощностью и другие проблемы сдерживают развитие дизелестроения, создают трудности в сбыте, эксплуатации, поставках запасных частей и т. п.

Создание новых моделей требует значительных финансовых капиталовложений (сотни миллионов долларов США) и продолжительного времени (4–6 лет). В связи с отставанием по технико- эксплуатационным характеристикам отечественных двигателей от зарубежных аналогов задача разработки и производства новых моделей двигателей в настоящее время для большинства отечественных заводов является трудноразрешимой либо непосильной. Для частных инвесторов такая задача является малоперспективной, так как создание новых моделей требует значительных капиталовложений с длительным сроком их окупаемости, что связано с определенными рисками.

Создание новых типов современных дизелей является ответственной, трудоемкой затратной работой. Помимо чисто технических, организационных, экономических и других проблем, должны быть увязаны вопросы со смежными отраслями — потребителями судовых дизелей, гарантирующими востребованность продукции (в первую очередь — это судостроение и водный транспорт).

Здесь уместно вспомнить историю создания собственной конструкции малооборотного дизеля 6ДКРН75/160 на БМЗ в 70-е годы прошлого столетия. В конструкцию дизеля были заложены самые современные решения на момент создания дизеля. Однако в процессе производства и длительной доводки дизеля (в течение 7 лет) он по своим технико-эксплуатационным характеристикам стал уступать новым моделям МОД, разработанным к этому времени фирмами MAN B&W и «Sulzer». Двигатель был изготовлен в единственном экземпляре, установлен на танкере и эксплуатировался несколько десятилетий.

Характерно, что после первого не очень удачного опыта создания отечественного МОД БМЗ прекратил работы по совершенствованию собственной конструкции.

Очевидно, что подобная ситуация может быть исключена в случае государственной целевой поддержки производителей дизелей (заводов, конструкторских бюро, НИИ и др.).

Концепция создания нового семейства дизелей должна учитывать следующие положения и требования:

- создание современных конкурентоспособных моделей судовых дизелей, отвечающих по своим технико-эксплуатационным и экологическим характеристикам мировому техническому уровню с учетом перспектив развития;
- организацию современного уровня производства с учетом технологического оснащения, новых материалов, конструктивных решений, инноваций и т. п.;
- сокращение закупок судовых дизелей по импорту;
- соответствие мощностного ряда производимых отечественных дизелей запросам рынка с учетом перспективы и возможности их дальнейшей форсировки;
- востребованность новых моделей типоразмерного ряда с обеспечением их широкого использования на флоте;
- расширение сферы применения вновь разрабатываемого семейства дизелей.

Практически все судовые дизели, выпускаемые в настоящее время отечественными предприя-

тиями, были разработаны в 60–80 гг. и к настоящему времени по всем параметрам не соответствуют современным требованиям, не имеют достаточного потенциала модернизации и по основным технико-эксплуатационным характеристикам уступают западным аналогам.

Несмотря на отмеченные обстоятельства, отечественные двигатели реализуются преимущественно на внутреннем рынке, в том числе на судах, находящихся в эксплуатации (при замене ГД и ВДГ), а также на вновь строящихся судах. Востребованность отечественных двигателей на внутреннем рынке определяется их меньшей стоимостью, положительным опытом эксплуатации, наличием запчастей, баз технического обслуживания, поддержкой отечественных производителей и др.

Для создания новой модели дизеля требуются значительные капиталовложения и время, а помимо этого — гарантированный рынок сбыта. Без выхода на внешний рынок создавать новые отечественные модели в большинстве случаев нецелесообразно ввиду ограниченного их спроса внутри страны.

Анализ типажа производимых в стране дизелей показал, что ряд устаревших модификаций требуют прекращения их производства и замены новыми моделями с улучшенными современными параметрами. Целесообразность разработки новых моделей, обладающих существенно лучшими показателями (степенью форсировки (P_e), расходом топлива, ресурсом, надежностью и др.) возможна при достаточно весомых обоснованиях. Вопрос разработки и использования новых моделей судовых дизелей должен решаться совместно с рассмотрением вопросов закупки лицензионной документации у ведущих зарубежных фирм, включая организацию совместных предприятий на изготовление аналогичных дизелей с учетом экономической целесообразности.

В общей массе судовых дизелей обычно различают два основных класса, имеющих приоритетное использование в судовых дизельных энергетических установок (ДЭУ):

➢ малооборотные двухтактные крейцкопфные однорядные дизели, предназначенные для пропульсивных установок с непосредственной передачей крутящего момента на гребной винт;

➢ среднеоборотные дизели, предназначенные для пропульсивных установок с передачей крутящего момента на винт через механический или иной редуктор частоты вращения, а также для привода главных и вспомогательных электрогенераторов и других вспомогательных устройств. В настоящее время это, как правило, четырехтактные тронковые двигатели, которые производятся в рядном (L) или V-образном исполнении.

При создании нового типоразмерного семейства двигателей должны решаться задачи по повышению КПД, достижению прогрессивных экономических показателей в рамках простой и надежной конструкции, использования газодизельного цикла, применение цикла Миллера–Аткинсона, использование топливной системы впрыска высокого давления (типа common rail), высоконапорных турбокомпрессоров с КПД выше 70 %, применения инновационных технологий и конструктивных решений, обеспечивающих достижение рекордных показателей топливной экономичности. Двигатели должны иметь максимальную взаимозаменяемость деталей и узлов для различных компоновок, оснащаться современной микропроцессорной системой управления, контроля основных рабочих параметров и защиты, адаптированы к различным условиям применения с обеспечением послепродажного технического обслуживания при эксплуатации и др.

Конструкция двигателя по возможности должна обеспечивать универсальность его применения — в качестве главного судового для пропульсивного комплекса и вспомогательного в качестве дизель-генератора для различных компонентов ДЭУ.

Необходимо отметить, что в судостроении, в отличие от автомобилестроения, практически отсутствует крупносерийное, а тем более массовое производство: серии судов более 20 единиц встречаются крайне редко. Морской флот чрезвычайно разнообразен по типам, размерам и водоизмещению судов, их назначению, району плавания, скорости хода: от сравнительно небольших портовых буксиров и других вспомогательных судов до ледоколов, газовозов, контейнеровозов, супертанкеров, навалочников и др. Это многообразие диктует необходимость организации производства сравнительно небольших партий дизелей, значительно отличающихся по размерам, мощности и частоте вращения. Учитывая, что современный судовой дизель является дорогим и сложным техническим изделием, крупные производители судовых дизелей идут по пути создания модификаций на базе разработанной базовой модели. Это достигается за счет развертывания дизелей определенной размерности в ряды по числу цилиндров (4–12 цилиндров для рядных двигателей и до 18–20 цилиндров для V-образных дизелей), а также за счет дефорсировки двигателя при возможном сохранении номинального крутящего момента (среднего эффективного давления). Такой подход обеспечивает судостроителю возможность выбора оптимального по мощности и частоте вращения двигателя при проектировании конкретного судна. Для производителя дизелей это влечет за собой увеличение

рынка сбыта при минимальных затратах на разработку и организацию производства.

При расчете параметров дизелей нового типоразмерного ряда рекомендуется использовать известное аналитическое выражение, устанавливающее связь между мощностью P и геометрическими размерениями цилиндра, а также средним эффективным давлением и частотой вращения коленчатого вала:

для цилиндровой мощности:

$$P = (13{,}1 \cdot D^2 \cdot S \cdot P_e \cdot n)/z, \text{ кВт/цил}; \quad (1)$$

для агрегатной мощности

$$P = (13{,}1 \cdot D^2 \cdot S \cdot P_e \cdot i)/z, \text{ кВт}, \quad (2)$$

где D и S — диаметр цилиндра и ход поршня, м; z — коэффициент тактности дизеля ($z = 1$ для двухтактных и $z = 2$ для четырехтактных дизелей); P_e — среднее эффективное давление, МПа; n — частота вращения дизеля, об/мин; i — число цилиндров двигателя.

Для перспективных моделей дизелей типоразмерного ряда значения параметров, входящих в формулы 1 и 2 для МОД и СОД могут быть определены по данным табл. 1 и 2, а их предельные значения — экстраполяцией показателей за рассматриваемый период времени.

По указанной методике был рассчитан ряд параметров дизелей предлагаемого ниже модельного ряда, при этом в расчетах p_e для перспективных моделей СОД принято равным 2,80 МПа.

Создание новых моделей судовых дизелей целесообразно выполнять с учетом разработки уникальных типоразмерных рядов в широком диапазоне мощности. При этом должна быть реализована концепция выпуска дизелей одновременно всего типоразмерного ряда путем агрегатирования двигателей за счет унифицированных модульных элементов.

Преимущества такого подхода доказаны практикой. Наличие типоразмерных рядов дает возможность резкого снижения номенклатуры специального технологического оборудования, организации производства, сборки и испытаний отдельных модулей, достижение высокой унификации деталей и узлов внутри типоразмерного ряда. Это позволяет производителю оперативно проводить модернизацию выпускаемых двигателей с применением последних достижений в области дизелестроения. Технический уровень параметров современных дизелей инициирует спрос и расширение области их применения.

Обеспечение устойчивого спроса на дизели в условиях жесткой конкурентной борьбы возможно только при непрерывном их усовершенствовании, улучшении технико-экономических и экологических показателей.

Таблица 1

Конструктивные параметры современных судовых дизелей

Наименование	Рекомендуемый диапазон	
	СОД	МОД
Диаметр цилиндра D, мм	100–600	260–1000
Ход поршня S, мм	100–900	900–3600
Отношение S/D	1,5–1,0	2,3–4,5
Средняя скорость поршня C_m, м/с	7–11,5	6,5–10
Число цилиндров для рядных машин i	2–8	4–12
Число цилиндров для V-образных машин i	8–20	—
Удельный вес G/P_e, кг/кВт	10–16	19–33
Моторесурс M, тыс.ч	90	более 120
Тактность Z	4-такт.	2-такт.

Таблица 2

Рабочие параметры современных и перспективных судовых дизелей

Наименование	Рекомендуемый диапазон		Предельная величина СОД/МОД
	СОД	МОД	
Среднее эффективное давление p_e, МПа	2,3–3,0	1,8–2,0	3,5/2,4
Максимальное давление цикла p_{max}, МПа	14–22	15–22	25/25
Давление наддува $p_к$, МПа	0,3–0,5	0,3–0,5	0,6/0,6
Давление сжатия p_{com}, МПа	8–13	8–13	15/15
Частота вращения коленчатого вала n, об/мин	350–1500	60–250	350/50
Температура газов за цилиндром $t_г$, °С	400–480	350/450	550/550
Температура газов перед турбиной $t'_г$, °С	500–560	450/500	550/550
Удельный расход топлива (ИСО 3046) g_e, г/кВт·ч	165–180	160–165	190/180
Удельный расход масла $g_м$, г/кВт·ч	0,7–1,1	0,5–0,9	1,2/1,0

К определяющим принципами, заложенным в формирование концепции создания новых типоразмерных рядов, относятся:

➢ мощностной ряд для СОД выбран с учетом показателей зарубежных аналогов ведущих фирм-производителей;

➢ типоразмерные мощностные ряды дизелей различных моделей незначительно перекрываются по мощности, что обеспечивает выбор оптимальной модели в необходимом заказчику диапазоне мощности;

➢ малооборотные дизели, выпускаемые ЗАО «УК «БМЗ» по лицензии фирм «MAN Diesel & Turbo» и «Wartsila Corporation», по своим технико-эксплуатационным характеристикам соответству-

ют современным требованиям и по условиям лицензионного соглашения завод может производить вновь разработанные новые модели МОД указанных фирм*;

➢ производство современных и перспективных конкурентоспособных МОД в России гарантировано техническим уровнем продукции ведущих мировых лидеров по разработке и выпуску МОД — фирмами «MAN Diesel & Turbo» и «Wartsila Corporation» их авторитетом, статусом, техническими возможностями, технико-эксплуатационными параметрами, и спросом на продукцию [3].

Исследования и анализ технического уровня продукции ведущих производителей СОД — фирм «Wartsila Corporotion», «MAN Diesel», «Roll-Royce», «Caterpiller», «Hyundai», «MTU», «Cummins» и др. показал, что все фирмы имеют отдельные модели или типоразмерные ряды двигателей, очень близкие по своим выходным параметрам. Вследствие этого предложенный типоразмерный ряд СОД соответствует показателям продукции указанных ведущих фирм-производителей.

Проектирование и изготовление новых моделей перспективных отечественных СОД весьма проблематично и не всегда целесообразно:

➢ предложенный подход при создании типоразмерного ряда СОД позволяет избежать больших материальных и временных затрат, связанных с проектированием, разработкой, исследованиями, решением сложных технических проблем, развитием кооперации и др. и открывает возможность производства в России усовершенствованных моделей судовых дизелей с участием совместных инжиниринговых компаний и зарубежных фирм;

➢ представленные типоразмерные ряды могут быть широко развернуты по числу цилиндров, частоте вращения, степени форсировки, что дает возможность проектанту (заказчику) делать выбор оптимального варианта дизельной энергетический установки проектируемого судна;

➢ принятая концепция при создании предложений по типоразмерным рядам судовых дизелей позволяет перекрыть весь заявленный мощностной ряд за счет минимального количества моделей — 4–5 типоразмеров (см. табл. 3).

Идеальный типоразмерный ряд среднеоборотных судовых дизелей должен охватывать диапазон мощности от 400 до примерно 20 000 кВт, обеспечивая возможность выбора мощности, оптимальной для конкретного проектируемого судна, габаритов, массы и ресурса энергетической установки.

Учитывая сложность рассматриваемого вопроса, главным образом связанную с необходимостью учета состояния производственной базы дизелестроительных предприятий, а также отсутствием достоверной информации по перспективному строительству и пополнению флота на отечественных верфях, представленные предложения по типоразмерному ряду среднеоборотных дизелей могут рассматриваться как один из возможных вариантов.

Основными моделями новых дизельных двигателей, предлагаемых для типоразмерного ряда и перекрывающих мощностной диапазон в соответствии с современными требованиями, являются следующие группы: дизели судовые главные; дизель-генераторы судовые главные; дизель-генераторы судовые вспомогательные и аварийные (дизель-электрические агрегаты); дизели для судовых вспомогательных установок.

В начале расчета устанавливается желаемый ряд по частоте вращения с учетом возможности работы на пропульсивный комплекс или электрогенератор с частотой 50 Гц, а затем, принимая характерные для современных и перспективных дизелей значения параметров форсировки, задаются размеры цилиндра и рассчитывается цилиндровая мощность.

Если в качестве исходных параметров форсировки принять значения, соответствующие или превышающие современные средние уровни для рассматриваемого класса дизелей, то рассчитанный по формулам (1) и (2) типоразмерный ряд для СОД можно представить в следующем виде (табл. 3).

Полученные расчетом значения цилиндровой мощности, а также размеры цилиндров достаточно хорошо коррелируются с соответствующими значениями размерных рядов дизелей ведущих зарубежных фирм, производящих СОД.

Таблица 3

Типоразмерный ряд судовых среднеоборотных дизелей

Частота вращения, об/мин	1500	1500	1000	750	500
Диаметр цилиндра/Ход поршня, см	11/15	15/20	23/31	32/40	46/62
Среднее эффективное давление, МПа	При расчете принято равным 2,80 для всех моделей				
Цилиндровая мощность, кВт	50	125	300	560	1200
Агрегатная мощность, кВт	200–300	500–1500	1200–2400	2250–9000	7200–19 000

* **Примечание редакции**. Производство судовых дизелей на БМЗ остановлено по решению собственника в 2009 году.

Необходимо отметить следующий принципиальный момент. Учитывая постоянное развитие и совершенствование конструкции и технологии производства, базовые параметры перспективных дизелей меняются достаточно быстро. Так, за полвека для дизелей с повышенной форсировкой среднее эффективное давление удалось повысить в 4–5 раз, среднюю скорость поршня — почти вдвое. Это влечет за собой необходимость достаточно частой корректировки размерности двигателей для заданной цилиндровой мощности и частоты вращения, а значит и корректировки всего типоразмерного ряда.

В случае успешной реализации программы развития отечественного гражданского судостроения спрос на судовые среднеоборотные двухтопливные дизели должен возрасти, так как они используются в качестве главных и вспомогательных двигателей не только на судах морского флота, но и на речных, рыбопромысловых судах и судах смешанного плавания. С учетом состояния отечественного судового дизелестроения постановка на производство новых моделей дизелей отечественной конструкции должна выполняться с учетом экономической целесообразности организации производства дизелей на основе лицензионных или инжиниринговых соглашений с ведущими дизелестроительными корпорациями. Такое решение позволит в приемлемые сроки обеспечить строящиеся суда типажем необходимых двигателей и существенно сократит долгосрочные финансовые затраты на проектирование и доводку дизелей. Дополнительным преимуществом лицензионных двигателей является их продвинутость на мировом рынке, в то время как выход на внешний рынок новых моделей отечественных дизелей в условиях жесточайшей конкуренции весьма проблематичен.

Литература

1. Вопросы типажа двигателей // Двигателестроение. — 1999. — № 3. — С. 40–46.

2. *Дугов И.К.* и др. Материалы юбилейной конференции, посвященной 100-летию Российского дизелестроения // Двигателестроение. — 2000. — № 3. — С. 6–12.

3. *Сорокин В.А.* Анализ производства современных судовых малооборотных дизелей // Сб. научн. трудов ЗАО «ЦНИИМФ» — Техническая эксплуатация морского флота. — СПб., 2012. — С. 84–94.

ЮБИЛЕЙ!

Геннадию Петровичу Киче

75 лет



9 апреля 2013 г. исполняется 75 лет д.т.н., профессору Геннадию Петровичу Киче, заслуженному деятелю науки и техники РФ, заслуженному изобретателю РФ, начальнику кафедры «Судовые ДВС» ФБОУ ВПО МГТУ им. адм. Г.И. Невельского.

Г.П. Кича окончил Одесский институт инженеров морского флота по специальности «Судовые машины и механизмы» в 1961 г. После окончания института до 1964 г. работал в должности конструктора на Луганском тепловозостроительном заводе (Украина). С 1964 по 1967 г. преподавал в Дальневосточном высшем инженерном морском училище им. адм. Г.И. Невельского. В 1970 г. закончил аспирантуру при Центральном научно-исследовательском дизельном институте и в 1971 г. успешно защитил кандидатскую диссертацию в Ленинградском кораблестроительном институте.

С 1971 г. в Дальневосточном высшем инженерном морском училище им. адм. Г.И.Невельского Геннадий Петрович возглавляет научную школу «Химмотология судовых моторных масел и топлив». Наиболее весомый вклад специалисты школы внесли в разработку смазочных систем повышенной эффективности при конвертировании судовых форсированных дизелей на тяжелые высоковязкие топлива.

За создание высокоэффективных технологий очистки моторных масел на судах Геннадий Петрович награжден девятью (золотой, двумя серебряными и шестью бронзовыми) медалями ВДНХ СССР.

Г.П. Кича — автор 48 изобретений по разделению сложных многофазных (гетерогенных) систем, очистке ГСМ при их использовании в технике. Опубликовал более 160 статей в журналах «Двигателестроение», «Судостроение», «Энергомашиностроение», «Химия и технология топлив и масел», «Судостроение за рубежом», «Трение и износ» и др. Список его научных трудов включает 270 наименований.

После защиты докторской диссертации Г.П. Кича возглавил в 1994 г. кафедру «Судовые двигатели внутреннего сгорания». Под его руководством защищено 24 кандидатских и 4 докторских диссертаций. Член редколлегии журнала «Проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока»

Коллектив ФБОУ ВПО «Морского государственного университета им. адм. Г.И. Невельского» и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Геннадия Петровича с юбилеем и желают ему здоровья и благополучия, новых успехов в научной и педагогической деятельности.

УДК 621.431.73

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОБОБЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВС НА ОСНОВЕ ВАРИАТИВНОГО ПРЕДСТАВЛЕНИЯ КЛАПАННЫХ ПРУЖИН

А.В. Васильев, д.т.н, проф., Н.Н. Федоров
Волгоградский государственный технический университет

Представлена методика уточненной оценки нагруженности МГР на примере двигателя ВАЗ, реализованная с помощью разработанной математической модели исследования динамики клапанного привода. Также приведена методика экспериментального исследования колебаний витков клапанных пружин, реализованная посредством высокоскоростной киносъемки.

В современных двигателях наличие упругих, деформируемых звеньев в клапанном приводе способствует возникновению в нем колебательных процессов. Переменный характер нагружения, возникающие напряжения сжатия, растяжения, изгиба и кручения в системе снижают надежность деталей. Динамика клапанного привода сильно зависит от жесткости и демпфирующих свойств деталей привода и точек их контакта и сопряжения. Этот эффект наиболее заметен в клапанной пружине, которая является звеном с наименьшей жесткостью и наименьшей собственной частотой колебаний (по сравнению с другими деталями клапанного привода).

При резонансных (по отношению к частотам вращения распределительного вала) режимах работы в клапанной пружине возникают скачки напряжений, которые сказываются не только на напряженном состоянии самой пружины, но и могут стать причиной неудовлетворительной работы всего клапанного привода.

В связи с этим представляется актуальной разработка универсальной математической модели для исследования динамики клапанного привода с учетом колебаний витков клапанных пружин, позволяющей наиболее точно описать происходящие в механизме газораспределения (МГР) процессы и оценить его нагруженность.

Математическая модель

В основе разработанного метода моделирования динамики МГР лежит обобщенная математическая модель («Динамика», *D*), разработанная на кафедре «Автотракторные двигатели» ВолгГТУ. Расчет сил, действующих в МГР, и законов движения его деталей осуществляется на основе представления последних в виде дискретных масс, связанных безынерционными упругими элементами, и численного решения системы дифференциальных уравнений, описывающих движение каждой массы [1].

В базовой динамической модели каждая клапанная пружина представлена цепочкой из шести сосредоточенных масс (одна масса пружины неподвижна, а другая отнесена к массе клапана), соединенных упругими связями (рис. 1, *а*). Разработанная математическая модель предусматривает возможность вариативного представления пружин. В дополнение к многомассовому подходу также реализовано представление клапанных пружин в виде эквивалентных стержней (сосредоточенные массы с распределенными параметрами), способных совершать продольные колебания (рис. 1, *б*). Допустимость такого представления следует из более точной теории расчета пружин, в которой винтовая пружина рассматривается как тонкий пространственный криволинейный брус. Преимущество такого подхода в том, что процесс распространения волн напряжений в материале клапанной пружины может быть рассмотрен с позиции основных форм колебаний, которые являются определяющими при оценке нагруженности МГР. Для моделирования этих колебаний продольными колебаниями стержня должно быть соблюдено равенство значений массы и продольной жесткости пружины соответствующим величинам стержня. Применение такой схемы, помимо уточнения закона движения клапана, дает возможность более точно оценивать нагруженность самих клапанных пружин [3].

Для расчета вибраций клапанных пружин и их влияния на динамику МГР была разработана программа в виде отдельного расчетного модуля (SPR), работающего совместно с базовой динамической моделью.

Действующие на клапан со стороны пружин усилия упругих деформаций определялись в ходе численного решения уравнения колебаний их витков [3, 5] с соответствующими начальными и граничными условиями внутри модуля SPR. Уравнение колебаний витков имеет вид

$$\frac{\partial^2 U(\xi;\varphi)}{\partial\varphi^2}+\frac{2\mu}{\omega}\frac{\partial U(\xi;\varphi)}{\partial\varphi}=\left(\frac{a}{\omega}\right)^2\frac{\partial^2 U(\xi;\varphi)}{\partial\xi^2}, \quad (1)$$

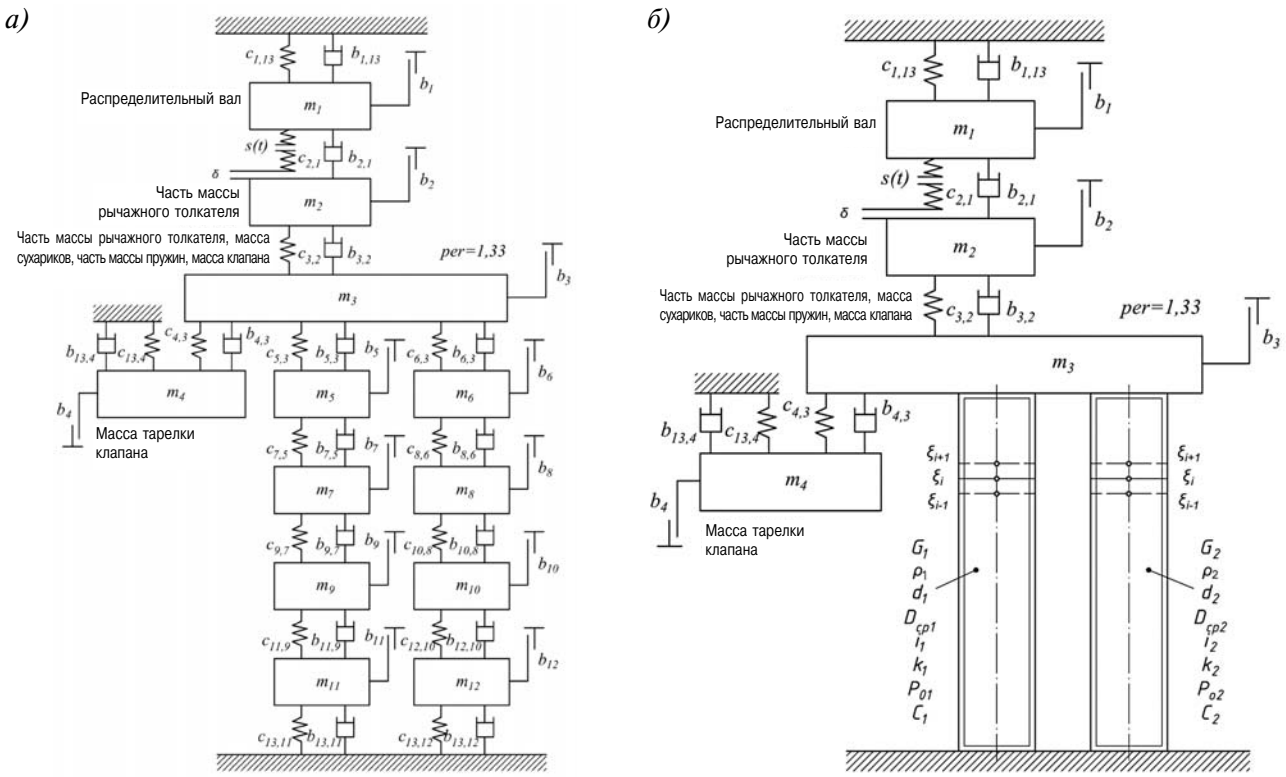


Рис. 1. Расчетные схемы для исследования динамики МГР:
а — исходная динамическая модель (клапанные пружины представлены цепочкой дискретных масс); *б* — предлагаемая модель (клапанные пружины представлены в виде эквивалентных стержней)

где U — продольное смещение сечения эквивалентного стержня от положения статического равновесия, мм; μ — коэффициент вязкого сопротивления (принимает значения в диапазоне 20–30, если не используется внешний пружинный демпфер); ξ — безразмерная длина (отношение расстояния сечения от начала рабочего участка пружины до рассматриваемого сечения к полной длине пружины); φ — угол поворота распределительного вала, рад; ω — частота вращения распределительного вала, рад/с; a — относительная скорость распространения волн деформации по длине пружины, $с^{-1}$.

В качестве начальных удобно использовать нулевые начальные данные, т. е. в начале движения клапан закрыт и неподвижен, перемещения витков пружины равны нулю. Граничные условия: перемещение примыкающего к опоре витка равно нулю, а движение подвижного конца клапанной пружины определяется движением клапана.

В основу разработанной программы положен метод последовательных приближений, позволяющего исследовать динамику клапанной пружины на установившемся режиме. Расчет первого цикла начинался с положения статического равновесия витков. Начало отсчета по углу поворота распределительного вала соответствовало моменту начала подъема клапана при полностью устраненном тепловом зазоре. Исходная переменная — перемещение сечений пружины $U(\xi; \varphi)$ — определялась интегрированием величины относительных деформаций витков $\eta(\xi; \varphi)$ вдоль приведенной длины пружины ξ

$$(\xi;\varphi) = \left(\frac{\omega}{a}\right)\int_0^{\xi_j} \eta(\xi;\varphi_j)\mathrm{d}\xi. \qquad (2)$$

Расчет продолжается до тех пор, пока не будет достигнут установившийся режим работы МГР, реализованный внутри итерационного цикла, и найдено периодическое решение. Решение считалось установившимся и процесс итераций заканчивали, как только различие начальных данных итерации и ее конечных результатов становилось меньше заданных погрешностей расчета. По достижении установившегося режима были определены действующие на клапан со стороны пружин усилия:

$$P_{\text{н}} = P_{\text{н}}(\xi;\varphi) = P_{0\text{н}} + c_{\text{н}}\frac{\omega}{a_{\text{н}}}\eta_{\text{н}}(\xi;\varphi);$$
$$P_{\text{в}} = P_{\text{в}}(\xi;\varphi) = P_{0\text{в}} + c_{\text{в}}\frac{\omega}{a_{\text{в}}}\eta_{\text{в}}(\xi;\varphi), \qquad (3)$$

где $P_{0\text{н}}$ и $P_{0\text{в}}$ — величина усилия предварительной затяжки наружной и внутренней клапанных пружин соответственно, Н; $c_{\text{н}}$ и $c_{\text{в}}$ — жесткости

наружной и внутренней клапанных пружин соответственно, Н/мм; $a_н$ и $a_в$ — скорость распространения волн деформаций в наружной и внутренней пружинах соответственно, $с^{-1}$;

$\eta_н = \left(\frac{a_н}{\omega}\right)\frac{\partial U_н}{\partial \xi}$ и $\eta_в = \left(\frac{a_в}{\omega}\right)\frac{\partial U_в}{\partial \xi}$ —

относительная деформация наружной и внутренней клапанных пружин соответственно, мм.

Таким образом, применительно к данной задаче взаимодействие базовой модели исследования динамики *D* и расчетного модуля SPR в пределах одного шага расчета по углу поворота распределительного вала φ сводится к определению ускорения, скорости и перемещения клапана, а также всех действующих на него усилий путем численного решения уравнений движения дискретных масс, занесением значения скорости клапана в качестве граничного условия для решения волнового уравнения (1) в модуль расчета нагруженности клапанных пружин SPR, определение величин перемещения сечений и относительных деформаций витков, а затем и действующих на клапан со стороны клапанных пружин усилий $P_н$ и $P_в$ и передача их обратно в *D* для расчета нагруженности МГР и определения действующих результирующих усилий.

На рис. 2 в качестве примера приведены полученные расчетно значения усилий от наружной и внутренней клапанных пружин, действующих на клапан, в первой основной форме колебаний при частоте вращения распределительного вала n = 2068 об/мин. Как видно, процесс колебаний не прекращается после посадки клапана на седло и продолжается до следующего подъема клапана.

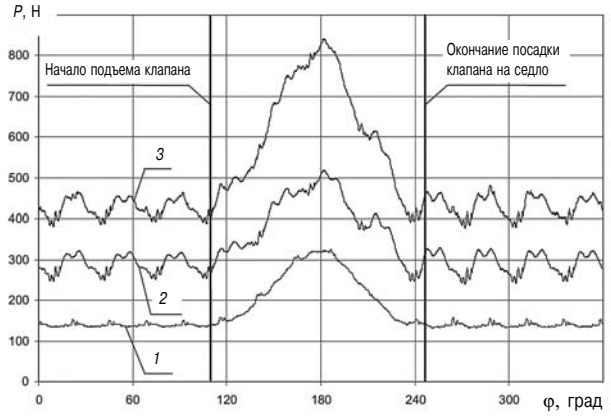


Рис. 2. Действующие на клапан со стороны клапанных пружин усилия при частоте вращения распределительного вала n = 2068 об/мин:
1 — усилие внутренней пружины; *2* — усилие наружной пружины; *3* — суммарное усилие клапанных пружин

Экспериментальное исследование

С целью идентификации разработанной математической модели и проверки адекватности расчетного модуля SPR была проведена серия экспериментов с помощью высокоскоростной киносъемки. Объектом исследования служила наружная клапанная пружина ВАЗ. При освещении по наружной поверхности витка, благодаря его цилиндричности, фокусировался световой блик от лампы, который и обеспечивал четкое получение колебательной картины. Скоростная киносъемка проводилась с помощью кинокамеры VS-FAST/G6, сигнал с которой поступал на ЭВМ. Киносъемка проводилась с частотой 2000 кадр/с, что позволило, с одной стороны, обеспечить требуемую точность получаемых результатов, с другой — максимально использовать возможности располагаемого лабораторного оборудования.

Диаграммы колебаний витков были получены раскадровкой результатов съемки с помощью видеоредактора Virtual Dub, и последующей обработкой каждого кадра в отдельности с измерением амплитуд смещений исследуемых сечений витков клапанной пружины в программном комплексе AutoCAD. В каждом случае фиксировалось смещение подвижного конца пружины и трех активных витков, которое характеризовалось расстоянием от неподвижного опорного витка (точка О) до точек на поверхности витков (точки *1*, *2*, *3* и *4*), определяющих исследуемые сечения. Их расположение определялось положением световых бликов на поверхности витка (рис. 3).

На рис. 4 приведены примеры полученных по результатам обработки киноограмм колебаний витков наружной пружины двигателя автомобиля

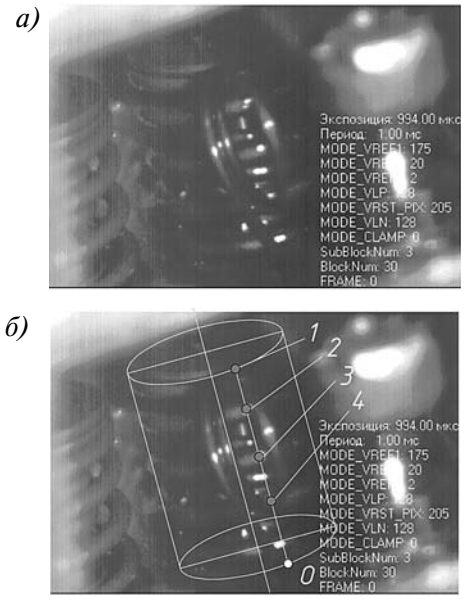


Рис. 3. Схема обработки и проведения измерения смещений сечений витков исследуемой клапанной пружины:
а — образец кадра, получаемого при обработке; *б* — схема обработки, измерения смещений витков; *1–4* — положение исследуемых сечений (*1* — подвижный конец; *2–4* — рабочие витки пружины); О — сечение опорного витка

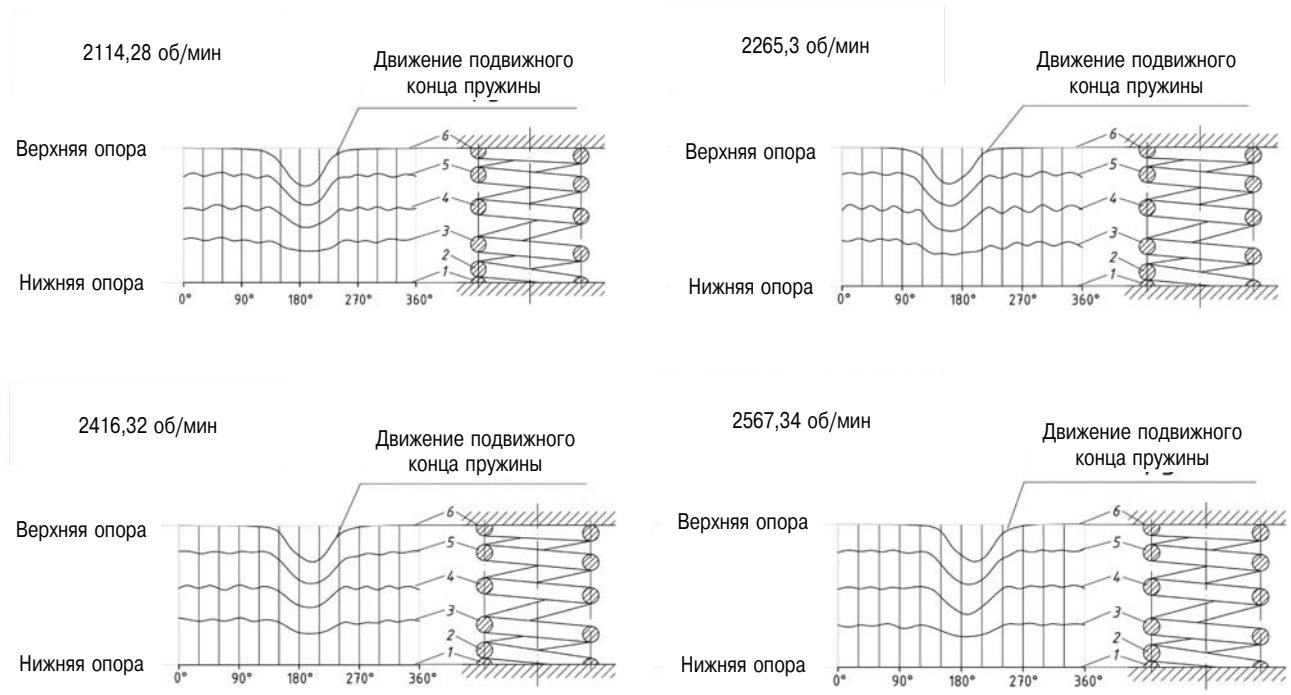


Рис. 4. Кинограмма колебаний витков исследуемой клапанной пружины:
1 — опорный виток (неподвижный конец); *2*–*5* — промежуточные (активные) витки; *6* — опорный виток (подвижный конец)

ВАЗ на нескольких скоростных режимах. Нумерация витков идет от неподвижного конца клапанной пружины. Обороты даны по распределительному валу.

Для оценки воспроизводимости эксперимента проводилась статистическая обработка его результатов по средним пиковым максимальным значениям амплитуд смещений $<U>$ исследуемых сечений витка наружной клапанной пружины при зазорах в клапанном приводе 0 и 0,1 мм. В качестве исследуемых выбирались 3–5 витки наружной клапанной пружины из соображений удобства регистрации колебаний (первый виток неподвижен, а движение шестого определяется законом движения клапана). Обработка производилась на 11 скоростных режимах в диапазоне частот вращения распределительного вала 1057–2567 об/мин. Критерием адекватности служил критерий Кохрена.

Оценка адекватности разработанной математической модели динамики МГР и модуля расчета вибраций клапанных пружин SPR производилась по соотношению дисперсий адекватности и воспроизводимости и осуществлялась путем сравнения экспериментальных и расчетных средних пиковых значений перемещений сечений витков $<U>$ для наружной клапанной пружины при зазорах в клапанном приводе 0 и 0,1 мм. Кри-

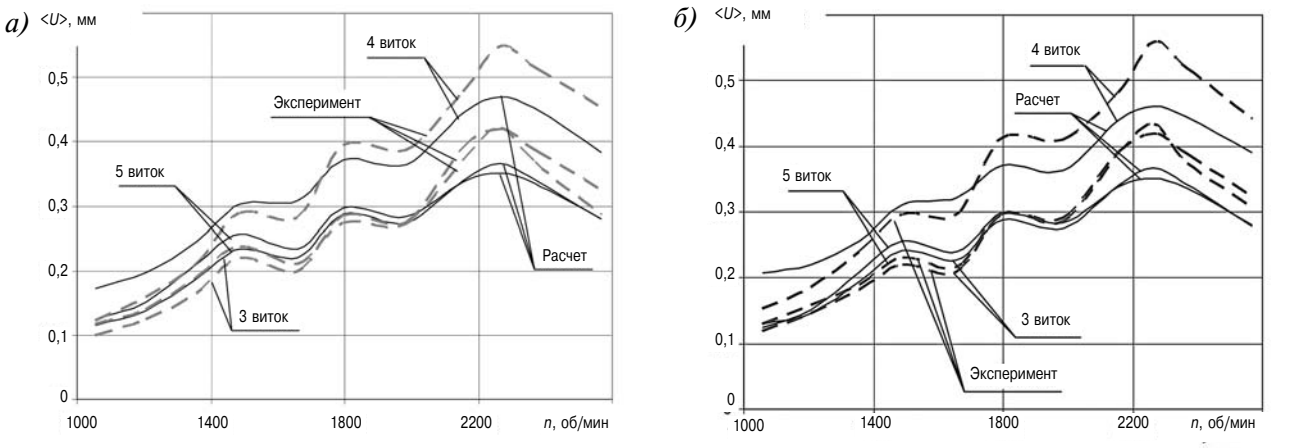


Рис. 5. Средние пиковые значения смещения сечений витков наружной клапанной пружины (расчет):
а — зазор 0 мм; *б* — зазор 0,1 мм

терием адекватности служил критерий Фишера. Предлагаемая модель показала хорошую сходимость с экспериментальными данными (рис. 5).

Результаты

После нахождения действующих на клапан со стороны клапанных пружин усилий на основе разработанного метода была оценена нагруженность клапанного привода и проанализировано влияние способа представления клапанных пружин на точность получаемых результатов при исследовании его динамики.

На рис. 6 приведена диаграмма усилий, действующих на клапан, при различных способах представления клапанных пружин: каждая пружины представлена 6-ю сосредоточенными массами (см. рис. 6, кривая *1*), что соответствует 12-массовой динамической модели (см. рис. 1, *а*); пружины представлены в виде эквивалентных стержней (см. рис. 6, кривая *2*). Сопоставление производилось с экспериментальными данными, полученными при тензометрировании [2] усилия в клапанном приводе (см. рис. 6, кривая *3*).

Следует отметить, что ранее исследователями было установлено, что способ разбиения клапанной пружины на сосредоточенные массы и их количество существенно влияет на достоверность получаемых результатов при расчете динамики МГР. Для адекватного отражения нагруженности МГР достаточно, чтобы каждый виток клапанной пружины был представлен отдельной массой, а увеличение числа масс только усложняет динамическую модель и не ведет у повышению точности получаемых результатов [4]. Это позволяет учесть влияние всех форм колебаний пружины на динамику МГР. В работе [2] показано, что 12-массовая модель, при которой каждая клапанная пружина представлена цепочкой из шести масс, дает наи-

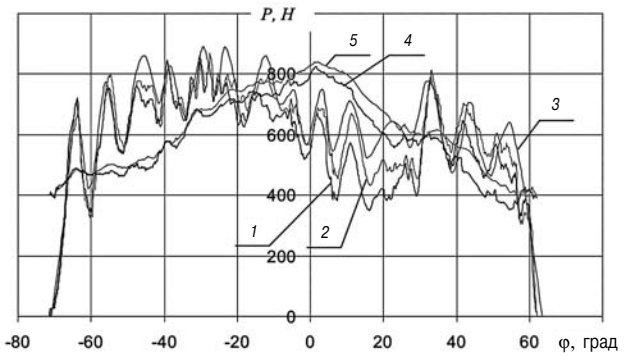


Рис. 6. Усилие в клапанном приводе при частоте вращения распределительного вала n = 2068 об/мин:
1 — пружины представлены цепочкой масс; *2* — пружины представлены в виде эквивалентных стержней; *3* — эксперимент; *4* — суммарное усилие клапанных пружин (пружины представлены цепочкой масс); *5* — суммарное усилие клапанных пружин (пружины представлены в виде эквивалентных стержней)

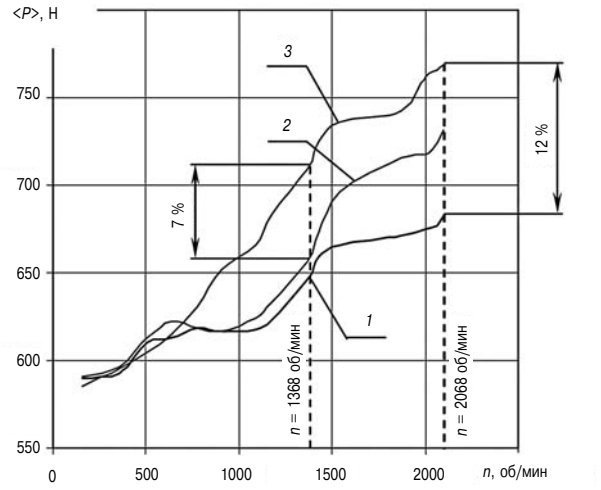


Рис. 7. Среднее пиковое усилие в клапанном приводе:
1 — клапанные пружины представлены цепочкой из шести масс; *2* — клапанные пружины представлены в виде эквивалентных стержней; *3* — эксперимент

более адекватные и близкие к эксперименту результаты.

В соответствии с диаграммой (см. рис. 6) предлагаемая комбинированная методика дает лучшую аппроксимацию к экспериментальным данным благодаря уменьшению разницы между расчетными и эмпирическими данными, что особенно хорошо видно во второй половине диаграммы, на стороне посадки клапана. Это обусловлено тем, что представление клапанных пружин в виде эквивалентных стержней позволяет более точно определить нагруженность самих клапанных пружин и действующие с их стороны на клапан усилия, а следовательно, дает возможность более адекватно оценить состояние клапанного привода в целом.

Разработанная математическая модель показала хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных в диапазоне изменения частоты вращения распределительного вала n = 157–2100 об/мин (рис. 7, кривые *2*, *3*).

Максимальное расхождение средних пиковых значений усилий $\langle P \rangle$ в клапанном приводе при представлении клапанных пружин эквивалентными прямолинейными стержнями (см. рис. 7, кривая *2*) с экспериментальной кривой (см. рис. 7, кривая *3*) составило около 7 % (при n = = 1368 об/мин), в то время как при методике, предполагающей представление пружин в виде цепочки дискретних масс, оно достигло величины 12 % (при n = 2068 об/мин).

Средняя величина уточнения пикового усилия, действующего на клапан со стороны рычага, по предлагаемой методике равно 2 %. Наибольшие величины уточнения имеют место при более высоких частотах вращения распределительного вала (4–6 % при n = 1538–2100 об/мин).

Заключение

Из рис. 7 видно, что сходимость с экспериментальными данными улучшается по мере роста частоты вращения распределительного вала. Следовательно, предлагаемую методику расчета можно экстраполировать и на более высокоскоростные режимы работы двигателя и рекомендовать для исследования динамики клапанного привода современных высокооборотных автомобильных ДВС.

Таким образом, разработанная математическая модель, дающая возможность различными способами представлять клапанные пружины, представляет собой комбинированную методику, которая сочетает в себе преимущества как многомассового подхода (простота; оценка влияния высоких форм колебаний на динамику МГР при увеличении числа масс), так и метода эквивалентного бруса (более точная оценка напряженного состояния клапанных пружин). Она позволяет оперативно вносить изменения в структуру расчетной схемы и менять ее параметры, сохраняя при этом простоту, а также уточнить нагрузки, действующие в клапанном приводе.

Литература

1. *Васильев А.В.* Simulation of valve gear dynamics using generalized dynamic model // Mechanika (Литва). — 2006. — № 2. — С. 37–43.

2. *Васильев А.В. Сидоров Д.В.* Экспериментальное исследование и моделирование динамики клапанного механизма автомобильного двигателя // Сборник научных статей Международной научно-технической конференции «Авто НН 08: Автомобильный транспорт в XXI веке», посвященной 45-летию кафедры «Автомобильный транспорт» НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 18–19 декабря 2008 года / Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева. — Нижний Новгород, 2008. — С. 238–242.

3. *Корчемный Л.В.* Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1981. — 191 с.

4. *Kosugi T., Seino T.* Valve motion simulation method for high-speed internal combustion engines // SAE Techn. Pap. Ser. — 1985. — № 850179. — P. 1–10.

5. *Хвингия М.В.* Вибрация пружин. — М. : Машиностроение, 1969. — 287 с.

ЮБИЛЕЙ!

Юрию Мироновичу Бродову

70 лет



15 апреля 2013 г. исполняется 70 лет директору Уральского энергетического института Уральского федерального университета д.т.н., профессору, заведующему кафедрой «Турбины и двигатели», Юрию Мироновичу Бродову, одному из ведущих специалистов в области теплоэнергетики и энергомашиностроения.

Ю.М. Бродов после окончания Свердловского горно-металлургического техникума в 1962 г. поступил на вновь созданную кафедру «Турбиностроение» Уральского политехнического института, который успешно закончил в 1967 г., получив квалификацию «инженер-механик по турбиностроению».

В 1972 г. Ю.М. Бродов после защиты кандидатской диссертации начал преподавательскую деятельность в должности доцента кафедры «Турбиностроение». В 1988 г. защитил докторскую диссертацию и уже в следующем году получил ученое звание профессора. С 1989 г. Ю.М. Бродов заведует кафедрой «Паровые и газовые турбины» (сейчас «Турбины и двигатели»). В настоящее время он возглавляет Уральский энергетический институт, объединивший электротехнический и теплоэнергетический факультеты Уральского федерального университета. Ю.М. Бродов — действительный член Академии инженерных наук России и Международной энергетической академии.

Профессор Ю.М. Бродов является одним из создателей научной школы по разработке научных основ и комплексных методов повышения эффективности и надежности теплообменных аппаратов энергоустановок. Теплообменные аппараты различного назначения, спроектированные и модернизированные под его руководством, используются на предприятиях энергомашиностроения и энергетики России, в КНР и Монгольской республике, обеспечивая реальный экономический эффект.

Список научных трудов д.т.н. проф. Ю.М. Бродова включает 8 монографий, 2 справочника, учебник для студентов вузов, свыше 450 научных статей и докладов, 45 изобретений. Он возглавляет диссертационный совет по присуждению ученых степеней кандидата и доктора технических наук. Под его руководством подготовлено более 20 кандидатов и 5 докторов технических наук.

Юрий Миронович активно занимается учебно-методической работой и совершенствованием форм и технологий подготовки и повышения квалификации специалистов в качестве члена учебно-методической комиссии Министерства образования РФ. Его достижения и заслуги отмечены званиями: заслуженный работник Высшей школы РФ; почетный профессор Уральского федерального университета, а также отраслевыми наградами (РАО «Газпром», Минтопэнерго, РАО «ЕЭС России», Министерства промышленности РФ).

Коллектив Уральского энергетического института, кафедра «Турбины и двигатели» Уральского федерального университета и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Юрия Мироновича с юбилеем и желают ему крепкого здоровья, бодрого настроения и творческого долголетия в научной и педагогической деятельности.

УДК 621.436.001

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЗАДАННОГО УРОВНЯ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ПОРШНЯ ПРИ ФОРСИРОВАНИИ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

А.В. Белогуб, д.т.н.; ПАО АВТРАМАТ (Харьковский завод «Поршень;)
В.А. Пылев, д.т.н., А.Ю. Федоров, студент; НТУ ХПИ (г. Харьков, Украина) ;
И.Л. Ночвин, гл. конструктор, ООО УДМЗ (г. Екатеринбург, Россия)

Приведены результаты рассчетных исследований по снижению теплонаряженности поршня за счет применения комплекса мероприятий, связанных с нанесением термоизолирующего корундового покрытия поверхности камеры сгорания, а также интенсификации теплоотвода от головки поршня. Показано, что предложенный комплекс мероприятий позволяет форсировать дизель по мощности на 25 % при использовании материала базовой конструкции.

В машиностроении наметилась общая тенденция максимального использования потенциальных возможностей конструкционных материалов для создания техники с высоким отношением прочности к массе. Относительно двигателестроения этот подход требует решения сложных проблем обеспечения работоспособности и ресурсной прочности деталей камер сгорания современных дизелей при значительном росте их теплонапряженности, связанной с форсированием, ограничением теплоотвода, повышением максимального давления цикла и др.

Применение современных технологий конструкторско-технологического проектирования двигателей и их ответственных деталей предопределило необходимость разработки методического, математического, программного, технического и организационного обеспечения, позволяющего осуществлять как ранжирование качества создания конструкций [1, 2], так и реализовать переход от концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности к концепции работы материалов на границе их прочности [3].

Одним из распространенных способов снижения теплонапряженности поршней при форсировании тепловозных дизелей является применение составного поршня (рис. 1). Такой поршень, как правило, представляет собой сборку, состоящую из головки с камерой сгорания (КС), выполненной из жаропрочного материала с развитой полостью охлаждения, и тронка, выполненного из алюминиевого сплава и служащего для восприятия боковой силы. Значительных напряжений от термических и механических нагрузок тронк не несет.

Поршень сложен в изготовлении, дорог, имеет перегретую камеру сгорания и переохлажденный тронк [4] (температура огневого днища поршня возрастает примерно на 150–250 K, а в зоне первого поршневого кольца всего на 65 K). В поршнях таких конструкций далеко не всегда полностью используются все свойства материалов.

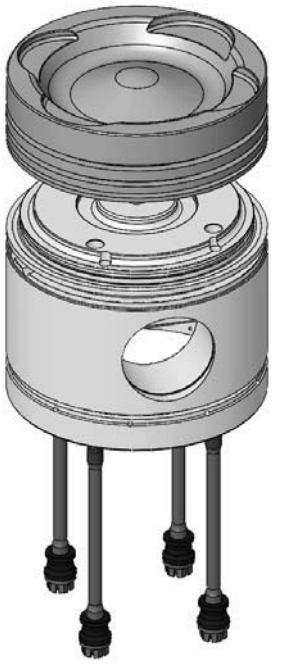


Рис. 1. Составной поршень

Для поршней из алюминиевых сплавов также широко распространены конструкции с залитым в области головки металлическим змеевиком (рис. 2), обеспечивающим снижение теплонапряженности путем организации циркуляционного масляного охлаждения. Общеизвестно, что основным недостатком здесь выступает ограничение скорости движения масла в змеевике, а также

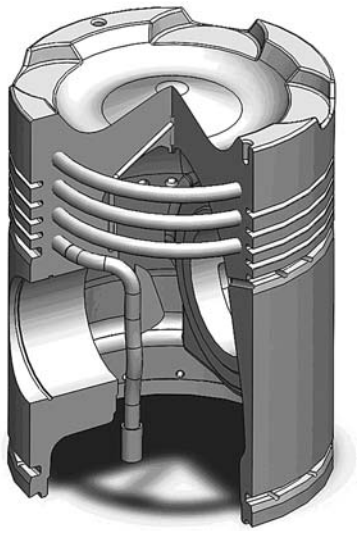


Рис. 2. Поршень с системой циркуляционного масляного охлаждения

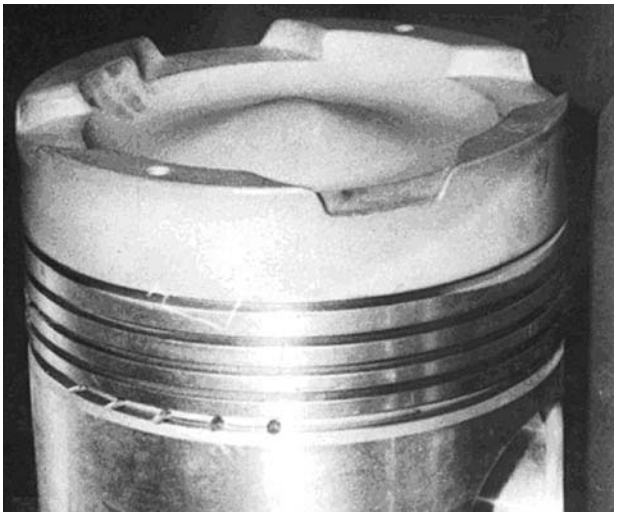


Рис. 3. Поршень с оксидно-керамическим слоем поверхности камеры сгорания

обеспечение эффективного теплоотвода от основного материала поршня к змеевику.

На поршнях из алюминиевых сплавов сегодня находит применение технология оксидно-керамической модификации поверхности (рис. 3) [5]. Технология позволяет получить уже не покрытие в традиционном понимании, а некий корундовый слой Al_2O_3 с коэффициентом теплопроводности значительно ниже теплопроводности основного материала поршня. Формирование поверхностного корундового слоя происходит за счет микродугового оксидирования алюминиевой детали, а получаемый слой имеет высокую адгезию с алюминиевой основой. При этом кроме эффектов, связанных с теплоизоляцией КС, существенно повышается ресурс поршневых канавок и тронка до их предельного износа [6].

Основным конструктивным мероприятием, не требующим значительных изменений в конструкции поршня, является выполнение кольцевой полости охлаждения (рис. 4), формируемой с помощью растворимых соляных стержней и обеспечивающей галерейное масляное охлаждение. Существует множество вариантов профилей геометрии кольцевой полости. Как правило, они схожи между собой формой сечения и отличаются размерами, углом наклона и т. д.

В рассматриваемых случаях нетрудно показать, что вектор качества конструкций, связанный с процедурами и режимами их создания, имеет существенно более высокие значения для двух последних вариантов конструкций. Поэтому, исходя из требования минимизации производственных затрат на изготовление, наиболее интересным с практической точки зрения является решение задачи определения уровней форсирования дизеля с цельнолитым поршнем для случаев применения мероприятий, включающих

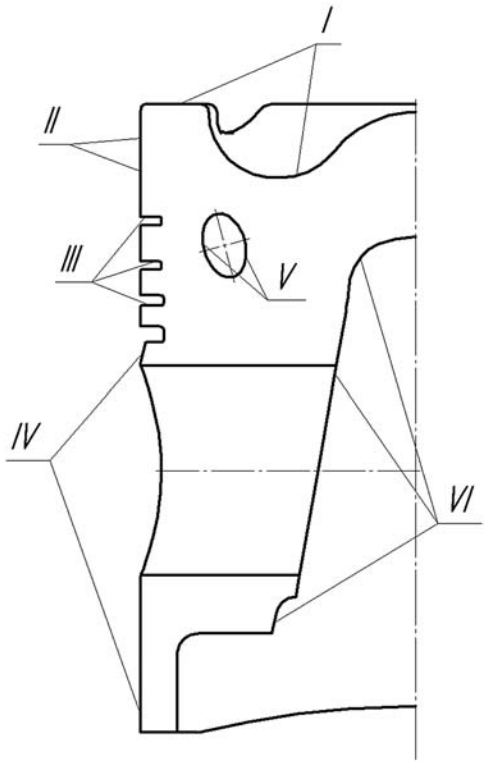


Рис. 4. Зоны задания граничных условий:
I — зона огневой поверхности днища; II — зона жарового пояса; III — зона поршневых колец; IV — зона тронка; V — зона кольцевой галереи; VI — зона охлаждаемых поверхностей

использование галерейного масляного охлаждения и поверхностного керамического слоя головки поршня.

Моделирование температурного состояния поршня дизеля

В качестве объекта моделирования выбран поршень тепловозного дизеля 6ЧН21/21 (рис. 4). Для этого в пакете SolidWorks создана базовая модель поршня, не включающая какие-либо мероприятия по снижению теплонапряженности, и модели с галерейным охлаждением, проведено численное моделирование температурного состояния ряда конкурирующих конструкций. Для выполнения сравнительного анализа использованы граничные условия третьего рода. Для зон II–VI граничные условия назначались по данным работ [7–9]. Для зоны I (камера сгорания) граничные условия определены по методике НТУ ХПИ [9], наиболее экономичной из рассмотренных в процессе выполнения работы[1]. Закон изменения коэффициента теплоотдачи в радиальном направлении камеры сгорания (КС) принят согласно данным [10].

[1] Были рассмотрены варианты задания граничных условий по камере сгорания по Вошни, Эйхельбергу, Хохенбергу и НТУ ХПИ. Для первых 3-х — необходимы индикаторные диаграммы, для последней — литровая мощность двигателя. Результаты расчета температурных полей по всем методикам достаточно близки, а разница в температурах максимально горячей точки камеры сгорания совпадает для всех методик с достаточной для практики точностью.

Наличие корундового слоя (термосопротивления) поверхности КС учтено следующим образом:

$$\alpha_г^* = \alpha_г \Big/ \left(1 + \frac{\delta_{сл}}{\lambda_{сл}} \alpha_г\right), \qquad (1)$$

где $\alpha_г$ — коэффициент теплоотдачи по поверхности поршня без корундового слоя; $\delta_{сл}$ = 0,24 мм — толщина слоя теплоизоляции; $\lambda_{сл}$ = 2,85 Вт/(м·К) — теплопроводность слоя теплоизоляции.

Следует заметить, что использование выражения (1) не позволяет учесть в расчете динамический эффект теплоизоляции. Это означает, что реальный уровень теплонапряженности конструкции будет ниже расчетного.

Сравнительное расчетное исследование выполнено для четырех уровней форсирования двигателя, представленных в табл. 1. Здесь уровень форсирования по мощности, равной 715 кВт, рассматривался как исходный. При нем надежно работает поршень конструкции, представленной на рис. 4. Уровень форсирования до мощности 750 кВт рассматривается как желаемый, а 915 кВт — как перспективный. Результаты определения граничных условий по днищу поршня для выбранных уровней форсирования приведены в табл. 1.

Таблица 1

Граничные условия 3-го рода по днищу поршня

Особенность поверхности КС	Мощность дизеля, кВт							
	715		750		895		915	
	α кВт/м²·К	*T*, К	α кВт/м²·К	*T*, К	α кВт/м²·К	*T*, К	α кВт/м²·К	*T*, К
Без теплоизоляции	0,482	1054	0,493	1060	0,538	1087	0,545	1090
С корундовым слоем	0,463	1054	0,474	1060	0,515	1087	0,521	1090

Сравнение эффективности снижения тепловой напряженности конструкций за счет применения галерейного охлаждения и корундирования огневой поверхности поршня осуществлялось для контрольных точек, представленных на рис. 5. В табл. 2 приведены результаты численного эксперимента применительно к поршню из алюминиевого сплава АК12М2МгН (АЛ25).

Анализ результатов показывает, что поршень с галерейным масляным охлаждением при мощности двигателя 715 кВт имеет приемлемый уровень теплонапряженности (см. рис. 5). В зоне кромки КС (точка *4*) температура достигает 323 °С, в зоне верхнего поршневого кольца (ПК), в точке *6* — 225 °С, а в кольцевой галерее (точка *9*) — 223 °С. На представленном этапе работ данный уровень теплонапряженности был принят за исходный и желаемый для поддержания при дальнейшем форсировании двигателя.

Результаты расчетов показывают (табл. 2), что поршень с корундовым поверхностным слоем без полости охлаждения при уроне форсирования 715 кВт в рассматриваемых точках *4* и *6* имеет, соответственно, температуры 328 °С и 230 °С. При мощности двигателя 750 кВт и применении конструкции поршня с галерейным масляным охлаждением и корундированием поверхности КС температурное состояние поршня в рассматриваемых точках соответствует 325 °С и 229 °С. Полученный результат свидетельствует, что применение технологии оксидно-керамической модификации поверхности КС в перспективе может позволить отказаться от применения конструктивных мероприятий, например, представленных на рис. 1, 2, которые в большей степени повышают производственные затраты на изготовление поршней.

Более весомый результат получен в случае применения полости охлаждения специально разработанной формы (конструкция полости в поршне патентуется). При этом для новой конструкции изучен эффект увеличения теплового потока от поверхности КС к поверхности полости и учтен

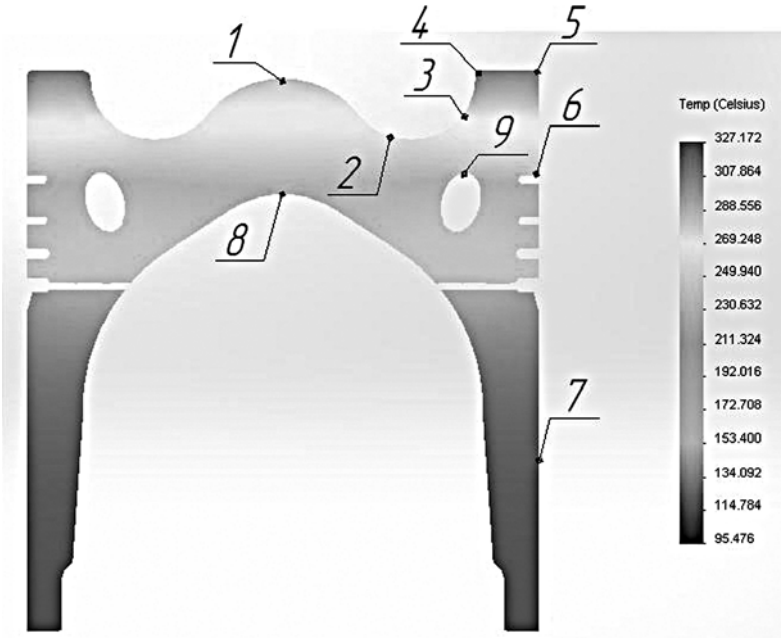


Рис. 5. Температурное состояние поршня при уровне форсирования дизеля 715 кВт и размещение точек контроля температуры на 3D модели

Таблица 2

Сравнительный уровень температур в характерных точках поршня, °С

№ контрольной точки	Мощность дизеля, кВт							
	715	750	895	915	715	750	895	915
	Без галереи				Без галереи с корундированием			
1	312	318	340	344	307	313	334	338
2	268	273	292	294	265	269	287	290
3	280	285	305	308	277	282	301	304
4	332	339	362	366	328	335	358	361
5	331	337	360	364	327	333	356	359
6	231	235	251	253	230	234	250	252
7	105	105	107	107	105	105	106	107
8	223	226	240	243	220	224	237	239
№ контрольной точки	Мощность дизеля, кВт							
	715	750	895	915	715	750	895	915
	С галерей (α = 2,2 кВт/(м^2·К))				С галерей (α = 2,2 кВт/(м^2·К)) и корундированием			
1	296	302	323	326	291	297	317	320
2	250	254	271	273	246	251	267	269
3	266	270	288	291	263	267	285	288
4	323	329	352	355	319	325	347	351
5	321	328	350	354	318	324	346	350
6	225	229	244	247	224	229	244	246
7	103	103	104	104	103	103	104	104
8	208	211	223	225	205	208	220	222
9	223	226	240	242	221	224	238	240
№ контрольной точки	Мощность дизеля, кВт							
	715	750	895	915	715	750	895	915
	С галерей специальной формы (α = 2,2 кВт/(м^2·К))				С галерей специальной формы (α = 2,2 кВт/(м^2·К)) и корундированием			
1	291	296	317	320	286	291	311	314
2	242	246	262	264	239	243	258	260
3	251	256	272	275	248	253	269	271
4	311	317	339	342	307	313	334	337
5	310	316	338	342	307	313	334	338
6	217	221	236	238	216	221	235	237
7	103	103	104	104	103	103	104	104
8	203	206	217	219	200	203	214	216
9	226	230	244	246	224	228	242	244
№ контрольной точки	Мощность дизеля, кВт							
	715	750	895	915	715	750	895	915
	С галерей специальной формы (α = 4,0 кВт/(м^2·К))				С галерей специальной формы (α = 4,0 кВт/(м^2·К)) и корундированием			
1	279	284	304	307	274	279	298	301
2	227	230	245	247	224	227	241	243
3	230	234	248	251	227	231	245	247
4	295	300	321	325	291	297	317	320
5	296	302	323	326	293	298	319	322
6	210	214	227	229	209	213	227	229
7	102	102	103	103	102	102	103	103
8	192	195	205	207	190	192	202	204
9	205	208	220	222	204	207	219	220

известный эффект интенсификация теплообмена в кольцевой галерее [11].

Здесь в первом исследовании выполнено моделирование температурного состояния конструкции при неизменном уровне теплоотдачи в масло (α = 2,2 кВт/(м^2·К)). Установлено (см. табл. 2), что для этого расчетного случая в точках *4* и *6* температура поршня с галереей специальной формы при уровне форсирования двигателя до мощности 750 кВт имеет более низкие значения, чем для поршня с галереей исходной конструкции при мощности 715 кВт (соответственно, 317 °С против 325 °С и 221 °С против 225 °С). С другой стороны, интенсификация теплообмена в полости специальной формы при увеличении коэффициента теплоотдачи в масло до 4,0 кВт/(м^2·К) с одновременным корундировнием поверхности КС даже при форсировании двигателя до мощности 915 кВт приводит к следующему результату. В зоне кромки КС (точка *4*) температура составляет 320 °С, в зоне верхнего поршневого кольца (ПК), в точке *6*, — 229 °С, а в кольцевой галерее (точка 9) — 220°С. Таким образом, показано, что перспективы снижения теплонапряженности поршней при использовании галерейного масляного охлаждения еще полностью не исчерпаны.

Выводы

Проведенные исследования показывают, что применение галерейного масляного охлаждения поршня в комплексе с образованием на поверхности его камеры сгорания теплоизолирующего слоя с хорошими адгезионными свойствами позволяет существенно форсировать дизель и отказаться от применения составного поршня либо системы циркуляционного масляного охлаждения. При этом степень форсирования тепловозного дизеля по мощности может достигать 20−25 % при разумной интенсификации масляного охлаждения и неизменном уровне теплонапряженности поршня.

Дальнейшее направление работ связано с учетом динамического эффекта поверхностной теплоизоляции камеры сгорания, оптимизацией формы и положения кольцевой полости, а также исследованием пределов повышения уровня теплонапряженности конструкции, при которых обеспечивается заданный уровень ее ресурсной прочности в условиях эксплуатации промышленного дизеля с учетом минимизации производственных затрат.

Литература

1. *Звонов В.А. Козлов А.В., Теренченко А.С.* Оценка жизненного цикла — основа совершенствования АТС // Автомобильная промышленность. — 2003. — № 11. — С. 9−12.

2. *Белогуб А.В.* Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства // Восточно-европейский журнал передовых технологий. — 2010. — № 3. — С. 27−40.

3. *Белогуб А.В.* Научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС // дис. ... докт. техн. наук. — Харьков, НТУ ХПИ, 2011. − 468 с.

4. *Костин А.К. Ларионов В.В., Михайлов Л.И.* Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. — Л. : Машиностроение, 1979. — 222 с.

5. *Shpakovsky V. Shpakovsky I., Beleske A.* Patent Application Publication United States. Metod of producing corundum layer on metal parts, // № US 2006/0207884 A1, Sep. 21, 2006.

6. *Шпаковский В.В.* Повышение ресурса и снижение расхода топлива ДВС путем применения частично-динамической теплоизоляции камеры сгорания: учеб. пособие — Харьков: НТУ ХПИ, 2012. — 132 с.

7. *Белогуб А.В. Гусев Ю.А., Зотов А.А., Щербина А.Г.* Исследование температурного поля поршня // Авиационно-космическая техника и технология. — Харьков : Нац. аэрокосм. ун-т ХАИ. — 2002. — Вып. 31. — С. 120−123.

8. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: алгоритмы прикладных программ / Р.М. Петриченко, С.А. Батурин, Ю.Н. Исаков и др.; под общ. ред. Р.М. Петриченко. — Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1990. — 328 с.

9. *Пильов В.О.* Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. — Харків: НТУ ХПІ, 2001. — 332с.

10. *Дьяченко Н.Х. Костин А.К., Бурин М.М.* К определению граничных условий при моделировании температурных полей в поршнях ДВС // Энергомашиностроение. — 1968. — № 4. — С. 18−21.

11. An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in diesel engines. Hidehiko Kajiwara, Yukihiro Fujioka, Tatsuya Suzuki, Hideo Negishi, Proceedigs. JSAE Annual Congress, 23/2002.

УДК 621.433

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

А.К. Лимонов, главный конструктор; А.В. Сеземин, инженер .
ОАО РУМО, г. Нижний Новгород

Представлены результаты работ, направленные на повышение экономичности и надежности работы газового двигателя ОАО РУМО 8ГЧН22/28 с форкамерно-факельным зажиганием. Показано влияние конструктивных и регулировочных параметров форкамеры на энергетические параметры факела, что оказывает существенное влияние на характер протекания рабочего процесса. Разработаны рекомендации по организации эффективного малотоксичного процесса газового двигателя.

Топливно-энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в мире, свидетельствует о том, что природный газ, как моторное топливо, является реальной альтернативой жидким углеводородным топливам. Однако природный газ только тогда может считаться экологически безопасным топливом, когда решены проблемы оптимальной организации рабочего процесса газового двигателя (ГД) [2].

В настоящее время на ОАО РУМО проводятся работы, направленные на повышение экономических и экологических показателей газового двигателя 8ГЧН22/28 (рис. 1) с форкамерно-факельным зажиганием (ФФЗ). Основные технические характеристики приведены в табл. 1.

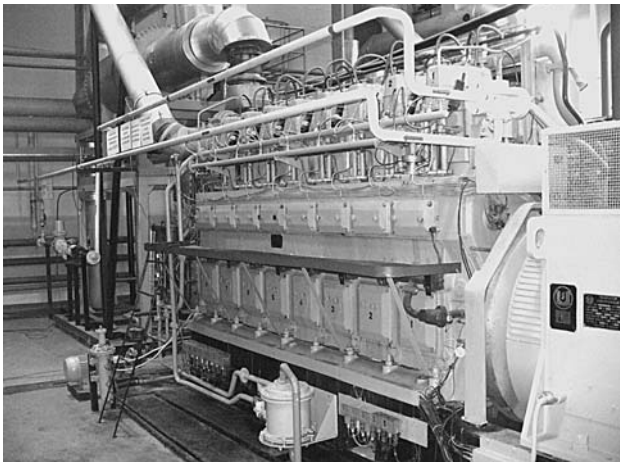


Рис. 1. Электроагрегат на базе газового двигателя 8ГЧН22/28 производства ОАО РУМО на электростанции в г. Строитель, Белгородская область

В процессе эксплуатации двигателей 8ГЧН22/28 в составе электроагрегата были выявлены значительные резервы повышения эффективности организации процесса сгорания топлива, связанные с исключением пропуска вспышек и детонации, в результате чего коэффициент полезного действия двигателя может быть значительно улучшен.

Поэтому основная цель настоящего исследования может быть сформулирована как разработка эффективного рабочего процесса двигателя 8ГЧН22/28, при котором будут обеспечены: приемлемый уровень экономических и экологических показателей; допустимый уровень теплового состояния и механической напряженности деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ); приемлемый уровень степени нарастания давления в цилиндре двигателя.

Возможный комплекс мероприятий, направленных на совершенствование рабочего процесса газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием, приведен на рис. 2.

При конструировании ГД или доводке рабочего процесса ГД с ФФЗ к основному направлению его совершенствования следует отнести конструктивные мероприятия, связанные с эффективностью работы форкамеры. При выборе конструктивных параметров форкамеры необходимо учитывать, что ее главная функция — обеспечить эффективное сгорание обедненной смеси в цилиндре двигателя на всех режимах работы от пуска и холостого хода до номинальной мощности и 15 % перегрузки. Поэтому основным критерием конструктивного совершенства форкамеры является получение на выходе из форкамеры факела с необходимой энергией E, величина кото-

Таблица 1

Технические характеристики газового двигателя 8ГЧН 22/28

Номинальная мощность, кВт	1052
Частота вращения, об/мин	1000
Степень сжатия (геометрическая)	10,5
Часовой расход газа*, нм^3/ч	310
Среднее эффективное давление, МПа	1,48

* Расход указан при теплотворной способности газа 7950 ккал/нм^3.



Рис. 2. Пути совершенствования рабочего процесса газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием

рой пропорциональна весу смеси $G_ф$, сгорающей в форкамере и коэффициенту тепловыделения ξ [8]:

$$E = G_ф \cdot H_{u\,ф}\xi,$$

где $H_{u\,ф}$ — теплота, полученная от сгорания газовоздушной смеси в форкамере.

С учетом того, что

$$G_ф = V_ф\rho_ф \text{ и } H_{u\,ф} = \frac{H_u}{1+\alpha_ф l_0},$$

где $V_ф$ — объем форкамеры; $\rho_ф$ — плотность смеси в форкамере; H_u — низшая теплота сгорания газа; l_0 — теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания; $\alpha_ф$ — коэффициент избытка воздуха в форкамере, окончательно энергию факела можно определить по формуле

$$E = \xi V_ф\rho_ф \frac{H_u}{1+\alpha_ф l_0}. \qquad (1)$$

В соответствии с формулой (1) энергия факела возрастает с увеличением объема форкамеры и плотности смеси в ней, т. е. с увеличением степени сжатия. Однако физическое увеличение объема форкамеры приводит не только к увеличению индикаторного КПД, но и к повышению теплонапряженного состояния деталей камеры сгорания и, как следствие, к увеличению выбросов NO_x и возникновению детонации. Поэтому совершенствование рабочего процесса должно идти по пути оптимизации конструкции форкамеры, суть которого состоит в нахождении оптимального компромисса между снижением энергии пламенных струй (за счет снижения объема форкамеры) и реализацией соотношения между индикаторным КПД, детонационной стойкостью и необходимым уровнем выбросов вредных веществ с отработавшими газами [9].

Энергия факела, выходящего из форкамеры, должна быть достаточной для надежного воспламенения газовоздушной смеси в камере сгорания. Исходя из этого условия, можно определить минимальный объем форкамеры и основные конструктивные параметры, влияющие на него. Из теории воспламенения Зельдовича Я.Б. [4] известно, что необходимая энергия воспламенения $E_в$ зависит от теплопроводности рабочей смеси λ, теплоемкости смеси c_p, низшей теплоты сгорания H_u, плотности газовоздушной смеси в цилиндре $\rho_ц$ и нормальной скорости распространения пламени $u_н$:

$$E_в = a\frac{\lambda^2 H_u}{c_p u_н \rho_ц}, \qquad (2)$$

где a — постоянная величина.

Приравнивая выражения (1) и (2), получаем формулу для расчета минимального объема форкамеры:

$$_{ф\ min} = a\frac{\lambda^2}{c_p u_н \rho_ц}\cdot\frac{1+\alpha_ф l_0}{\xi\rho_ф} = \Phi_ц \cdot \Phi_ф, \qquad (3)$$

где $\Phi_ц$ — фактор влияния параметров цилиндра; $\Phi_ф$ — фактор влияния параметров форкамеры.

Из формулы (3) следует, что минимальный объем форкамеры должен снижаться с увеличением плотности газовоздушной смеси, т. е. с увеличением степени сжатия. Обычно объем форкамеры составляет 2–7 % от объема камеры сжатия [1, 3, 6].

Эффективное использование располагаемой энергии для воспламенения смеси зависит в значительной степени от размеров факела и дальнобойности его проникновения в сжатую рабочую смесь, что определяется размерами, конфигурацией и ориентацией выходного сопла форкамеры в объеме камеры сгорания.

Дальнобойность факела — важнейший параметр, непосредственно влияющий на распределение топлива по объему камеры сгорания, способствуя более полному использованию воздуха в цилиндре двигателя. При этом длина факела должна согласовываться с выбранной фор-

мой камеры сгорания. Дальнобойность факела зависит от противодавления среды и скорости истечения газовоздушной смеси, эффективного сечения сопловых отверстий и величины цикловой подачи. Диаметр сопловых отверстий и их количество влияют на объем топливного газа, поступающего как в полость цилиндра, так и в полость форкамеры для получения в ней к моменту подачи искры требуемого состава смеси.

Повышение дальнобойности факела и эффективность горения смеси (за счет турбулизирующего действия на заряд) в камере сгорания в значительной степени определяется отношением объема форкамеры $V_ф$ к суммарной площади сечения сопловых отверстий f_c. У существующих ГД с ФФЗ это отношение $V_ф/f_c = 15–70$ [1] и, как правило, уточняется при доводке рабочего процесса. При слишком больших отношениях $V_ф/f_c$ факел быстро пронизывает объем камеры сгорания ГД и может вызвать перегрев противолежащей стенки. При слишком малом отношении $V_ф/f_c$ (т. е. при большом сечении сопловых отверстий) эффективность факельного зажигания снижается [3].

Уменьшение суммарной площади сечения сопловых отверстий приводит к задержке воспламенения в основной камере, но ускоряет последующий процесс основного турбулентного сгорания, что приводит к росту скорости нарастания давления и более жесткому сгоранию [7]. Это негативно сказывается на работе деталей ЦПГ и кривошипно-шатунного механизма. Скорость истечения из сопла форкамеры определяется плотностью смеси, температурой и перепадом давления в форкамере. Повышение перепада давления и скорости струи при уменьшении диаметра сопловых отверстий может вызвать слишком большие задержки воспламенения, вплоть до его прекращения [6, 7].

Количество сопловых отверстий определяет количество направленных факелов, выбрасываемых из форкамеры в основную камеру сгорания. При наличии одного соплового отверстия оптимального сечения можно предположить, что факел будет достаточно мощным, чтобы создать эффективные очаги горения бедной цилиндровой смеси. Однако центральное расположение форкамеры и одно сопловое отверстие не является оптимальным из-за возможности перегрева поршня или втулки цилиндра [1, 3]. Боковое расположение форкамеры и наличие одного соплового отверстия ухудшают условия сгорания основного заряда в связи с увеличением пути, проходимого пламенем от места зажигания [6]. Особенно нерационально боковое расположение форкамеры для больших ГД из-за наиболее благоприятных условий возникновения детонации, а для ее предотвращения необходимо сокращать путь прохождения пламени.

При разделении оптимального сечения на несколько отдельных сечений энергия отдельных факелов уменьшается в связи с увеличением гидродинамических сопротивлений. Оптимальное количество сопловых отверстий зависит от объема камеры сгорания ГД, а также ее формы. При этом следует отметить, что увеличение числа отверстий малого диаметра не дает положительных результатов [6].

Наибольшая энергия факела требуется для устойчивой работы при наибольшем обеднении смеси в цилиндре, особенно это касается ГД с качественным регулированием. Воспламенение богатых смесей от мощного факела может вызвать нежелательное увеличение давления сгорания и жесткую работу двигателя.

Поэтому в ГД с ФФЗ целесообразно осуществлять регулировку энергии факела. При выбранных конструктивных параметрах форкамеры это возможно за счет реализации регулировочных мероприятий, таких как корректировка угла опережения зажигания, коэффициентов избытка воздуха и продувки форкамеры, регулирование давления перед автоматическим клапаном подачи газа в форкамеру.

При заданном ограничении максимального давления сгорания первоочередной задачей является обеспечение оптимальных параметров рабочего процесса. Одно из наиболее простых и эффективных способов решений поставленной задачи — регулирование угла опережения зажигания (УОЗ). При определении оптимальных параметров рабочего процесса за счет регулировки УОЗ необходимо учитывать изменение теплового состояния деталей ЦПГ. Анализ полученных индикаторных диаграмм ГД показывает, что увеличение УОЗ приводит к росту максимальных давлений сгорания и температур цикла. Одновременно возрастает время взаимодействия горячих

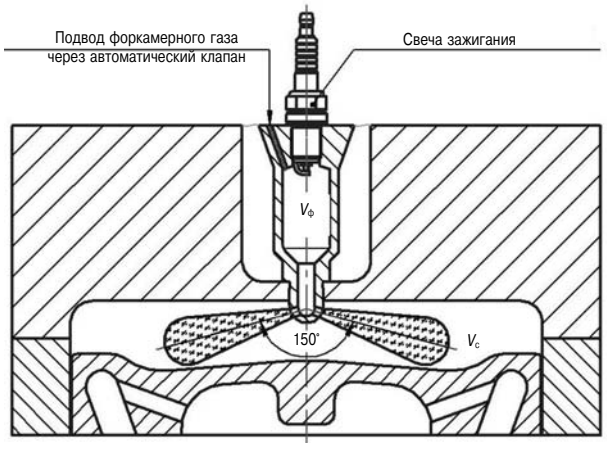


Рис. 3. Схема ФФЗ газового двигателя 8ГЧН 22/28

газов с поверхностями деталей ЦПГ, что приводит к их перегреву. Уменьшение УОЗ вызывает повышение температуры отработавших газов, что может вызвать прогорание выпускных клапанов и седел.

Величина УОЗ для каждого двигателя в большинстве случаев подбирается опытным путем и зависит от частоты вращения коленчатого вала, химического состава газа, нагрузки, а также от состава рабочей смеси.

Таким образом, определяющими факторами эффективного протекания рабочего процесса в цилиндре ГД с ФФЗ являются: объем форкамеры; количество, диаметр и расположение сопловых отверстий; фазы газораспределения и угол опережения зажигания.

В результате проведенных работ по доводке рабочего процесса газового двигателя 8ГЧН22/28 получено, что оптимальное соотношение объемов форкамеры и камеры сгорания составляет $V_ф/V_c$ = = 1,36 % ($V_ф$ = 15,88 см^3). Форкамера имеет шесть сопловых отверстий диаметром 4 мм и углом между ними 150 ° (рис. 3) При значении угла опережения зажигания в диапазоне 26–28 град ПКВ до ВМТ и давлении форкамерного газа 0,18 МПа, часовой расход газа на номинальной мощности составляет 290 нм^3/ч.

При этих условиях КПД двигателя достигает 40%, а уровень выбросов NO_x не превышает 250 мг/нм^3 при 5 % O_2, что соответствует нормам, принятым Экономической Комиссией ООН для Европы [5].

В результате выполненной оптимизации сохраняется условие конвертируемости дизельного двигателя указанной размерности в его газовую модификацию при сохранении фаз газораспределения с большим перекрытием впускных и выпускных клапанов с целью снижения температуры отработавших газов.

Литература

1. *Васильев Ю.Н., Гриценко А.И., Золоторевский Л.С.* Транспорт на газе. — М. : Недра, 1992. — 342с.

2. *Гайворонский А.И. Марков В.А., Илатовский Ю.В.* Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. — М. : ООО «ИРЦ Газпром», 2007. — 480 с.

3. *Генкин, К.И.* Газовые двигатели. — М. : Машиностроение, 1977. — 196 с.

4. Математическая теория горения и взрыва / Я.Б. Зельдович, Г.И. Баренблатт и др. — М. : Наука, 1980. — 478 с.

5. *Мельник Г.В.* Нормирование выбросов двигателей внедорожного применения: точка зрения двигателестроителей // Двигателестроение. — 2008. — № 2 (232). — С. 50–56.

6. *Равкинд А.А.* Унифицированные газовые дизельные двигатели. — М. : Недра, 1967. — 196 с.

7. *Соколик А.С. Карпов В.П.* Форкамерно-факельное зажигание как основа нового класса двигателей / Сб. «Сгорание и смесеобразование в дизелях». — М. : АН СССР, 1960. — С. 125–142.

8. *Шевцов Г.Е.* Факельное зажигание в 2-тактном газовом двигателе // Труды ЦНИДИ. —1964. — № 50. — С. 116–138.

9. Combustion concept for improvement of knocking limit and application to high performance gas engine / T. Takemoto, T. Nakazono, H. Nishizawa, T. Abe, K. Nishida // CIMAC Congress 2001, Hamburg. — P. 1073–1088.

НОВОСТИ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

ЕВРО-4 В ДЕЙСТВИИ

31 декабря 2012 г. в соответствии с Техническим регламентом «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ», закончился срок действия одобрений типов транспортных средств и сертификатов соответствия автомобильной техники экологического класса 3 (Евро-3).

Таким образом, начало 2013 г. ознаменовало полноценное вступление в действие на территории Российской Федерации требований к выбросам вредных веществ автомобилями Евро-4. Новый уровень требований особо значим для отечественных производителей ватомобильных двигателей и коммерческих транспортных средств (грузовых автомобилей и автобусов), так как именно в этом сегменте автомобильной техники потребуются наиболее существенные изменения в конструкции и технологии производства, что объективно скажется на увеличении их стоимости. Базовые слагаемые технологий снижения вредных выбросов, освоенных в производстве двигателей и транспортных средств экологического класса 4, при дальнейшем их усовершенствовании (как показывает зарубежный опыт) смогут обеспечить выполнение требований следующих этапов снижения выбросов вредных веществ до уровня Евро-5 и Евро-6.

В связи с этим реализация мероприятий, предложенных «Стратегией развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года» и, в первую очередь, по инновационному обновлению и модернизации производства автомобильных двигателей и автомобилей — необходимое условие сохранения российского рынка для российского автопроизводителя.

Итак, Евро-4 в России в действии... Ближайшие три года покажут насколько чище станут российские мегаполисы и регионы, станут ли реальностью сформулированные в «Стратегии» ожидаемые конечные результаты и насколько эффективными окажутся механизмы модернизации отрасли автомобилестроения, предложенные вышеуказанной стратегией в условиях вступления России в ВТО.

УДК 621.436

СНИЖЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ПОТОКА ВО ВПУСКНОЙ СИСТЕМЕ ПОРШНЕВОГО ДВС С НАДДУВОМ

Д.С. Шестаков, ст. преп., Л.В. Плотников, к.т.н., доц.,
Б.П. Жилкин, д-р. физ.-мат.н., проф., Н.И. Григорьев, асп.
Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина

Представлены результаты экспериментальных исследований процессов газодинамики и теплообмена во впускной системе поршневого ДВС с наддувом. Исследования проводились на натурной одноцилиндровой модели двигателя с наддувом. Получены мгновенные значения скорости, статического давления и локального коэффициента теплоотдачи во впускном канале поршневого ДВС, работающего на разных скоростных режимах. Предложен способ снижения пульсаций потока во впускной системе за счет сброса избыточного воздуха после турбокомпрессора. Показано, что стабилизация потока во впускной системе поршневого ДВС позволит уменьшить различие в работе цилиндров многоцилиндрового дизеля, снизить уровень шума, повысить моторесурс двигателя в целом, а также увеличить КПД компрессора.

Одна из основных тенденций развития современных двигателей внутреннего сгорания — повышение их мощности и экономичности без существенного увеличения габаритов и массы двигателей. Возможным решением этой задачи является форсирование двигателя турбонаддувом. В настоящее время практически все высокофорсированные двигатели оборудуются системой наддува того или иного типа. Исследованию, оценке и оптимизации газовоздушных трактов двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с наддувом посвящены труды многих авторов [1–4]. Однако эти исследования проводились в основном экспериментальными методами в статическом режиме. Вместе с тем изучение процесса в динамике [5] показало существенное различие в аэродинамических и теплообменных характеристиках потока во впускной системе атмосферных ДВС и двигателях с наддувом. Поэтому одной из актуальных задач двигателестроения является дальнейшее изучение газодинамических и теплообменных характеристик во впускном тракте ДВС с наддувом, а также совершенствование этого процесса.

Для исследования газодинамики и теплообмена процессов впуска при наддуве поршневого ДВС была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, которая представляет собой натурную модель одноцилиндрового двигателя с наддувом размерности 8,2/7,1. Коленчатый вал установки приводится во вращение асинхронным двигателем, частота вращения которого регулируется преобразователем частоты в диапазоне от 600 до 3000 об/мин с точностью ±0,1 %. Фазы газораспределения и подъем клапанов соответствуют штатным регулировкам двигателя автомобиля ВАЗ-ОКА. Наддув осуществляется турбокомпрессором размерности ТКР6, турбина которого приводится во вращение сжатым воздухом из заводской магистрали. Более подробно экспериментальная установка описана в [5].

Для регистрации параметров нестационарного потока создана автоматизированная система сбора данных на базе аналого-цифрового преобразователя (АЦП) фирмы L-Card. В ней для определения средней по сечению скорости потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры оригинальной конструкции [6], содержащей блок защиты нити от перегрева. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра в обоих случаях была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Отличие состояло в том, что для измерения скорости потока воздуха использовался зонд со свободной нитью, размещенной по оси впускного канала, тогда как для определения α_x применялся датчик с нитью, лежащей на фторопластовой подложке, закрепленной на внутренней стенке впускного трубопровода. Систематическая ошибка измерения w_x составила 5,4 %, а локального коэффициента теплоотдачи — 10 %. Измерение частоты вращения и индикация прохождения поршнем ВМТ и НМТ производится тахометром, состоящим из закрепленного на валу зубчатого диска и индуктивного датчика, установленного на опорной плите. Для измерения частоты вращения ротора турбокомпрессора используется цифровой бесконтактный тахометр. Давление наддува регистрируется датчиком давления фирмы WIKA модели S-10 с верхним пределом измерений до 2,5 бар, с погрешностью 0,5 %. Сигналы всех датчиков (кроме цифрового тахометра) поступа-

ют в АЦП и далее передаются в персональный компьютер для дальнейшей обработки.

Датчики термоанемометра и давления установлены в измерительный канал длиной 250 мм и внутренним диаметром 32 мм, который присоединен к впускной трубе длиной 150 мм того же диаметра, закрепленной на головке цилиндра экспериментальной установки.

Изменение давления p_x и скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ при постоянной частоте вращения ротора ТК $n_{тк}$ и различных частотах вращения коленчатого вала двигателя n показаны на рис. 1. Было установлено, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала ДВС, при постоянной частоте вращения ротора турбокомпрессора максимальные значения давления и скорости потока воздуха возрастают. При этом во впускном трубопроводе были зафиксированы существенные пульсации скорости и давления в течение всего рабочего цикла двигателя. С ростом частоты вращения ротора турбокомпрессора происходит уменьшение амплитуды и частоты пульсаций скорости и давления. Следует отметить, что в безнаддувной установке наблюдался противоположный эффект: с ростом частоты вращения коленчатого вала пульсации скорости и давления во впускном трубопроводе увеличивались [7]. При этом на всех режимах работы двигателя и турбокомпрессора в интервале углов ПКВ от 180 до 360 град (период открытого впускного клапана) флуктуации давления значительно уменьшаются по сравнению с периодом работы экспериментальной модели при закрытых клапанах (рис. 1).

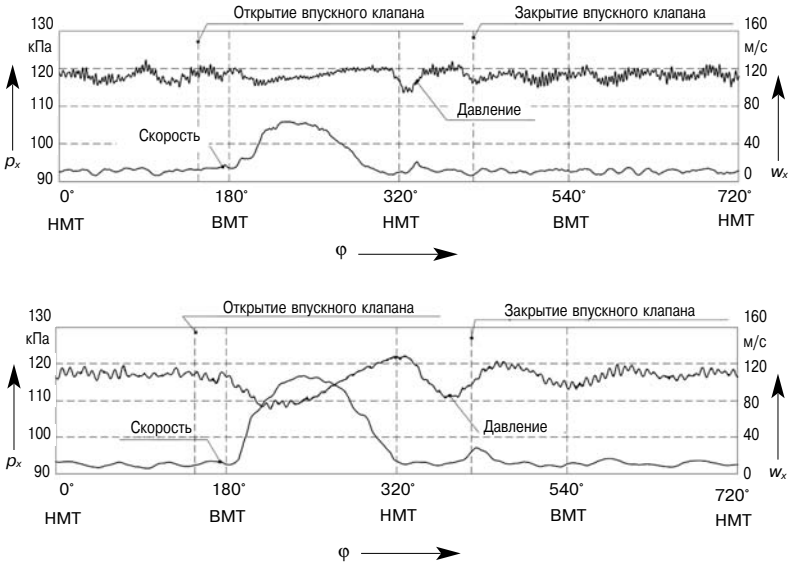


Рис. 1. Изменение локальных значений давления p_x (l_x = 150 мм от выходного патрубка ТК) и скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом по углу поворота коленчатого вала двигателя φ при $n_{тк}$ = 42 000 об/мин:

а — n = 600 об/мин; *б* — n = 1500 об/мин

Обнаруженные пульсации p_x, наблюдаемые на всех режимах, и особенно проявляющиеся при низких и средних частотах вращения коленчатого вала и ротора ТК, могут приводить: к уменьшению наполнения цилиндра воздухом, к неидентичному наполнению цилиндров в многоцилиндровом двигателе, увеличению уровня шума и уменьшению моторесурса ДВС в целом. Следовательно, необходимо решать проблему стабилизации течения потока воздуха во впускном канале поршневого ДВС.

Анализ опубликованных результатов проведенных исследований позволил сделать вывод о том, что причиной интенсивных пульсаций потока во впускном трубопроводе поршневых ДВС может служить избыточная производительность ТК на некоторых режимах работы двигателя. Таким образом, стабилизация потока воздуха (снижение пульсаций скорости и давления) может быть достигнута сбросом определенной доли воздуха $G^* = G_{вып} / (G_{вып} + G_{двиг})$ из впускного трубопровода, где $G_{вып}$ — средний расход сбрасываемого воздуха; $G_{двиг}$ — расход воздуха, попавшего в цилиндр двигателя. Для этого был использован электромагнитный клапан, позволяющий сбрасывать от 5 до 50 % общего объема воздуха, подаваемого нагнетателем.

Было установлено, что при дозированном сбросе воздуха после ТК пульсации давления и скорости значительно уменьшаются (рис. 2 и 3). Так, при определенной доле сброса воздуха на частоте вращения ротора $n_{тк}$ = 42 000 об/мин и

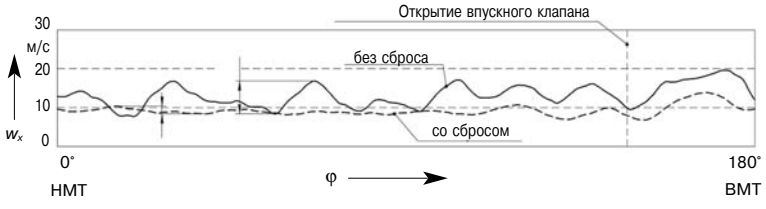


Рис. 2. Изменение локальной (l_x = 150 мм) скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом перед открытием впускного клапана без сброса и со сбросом (G^* = 0,34) при $n_{тк}$ = 35 000 об/мин и n = 600 об/мин

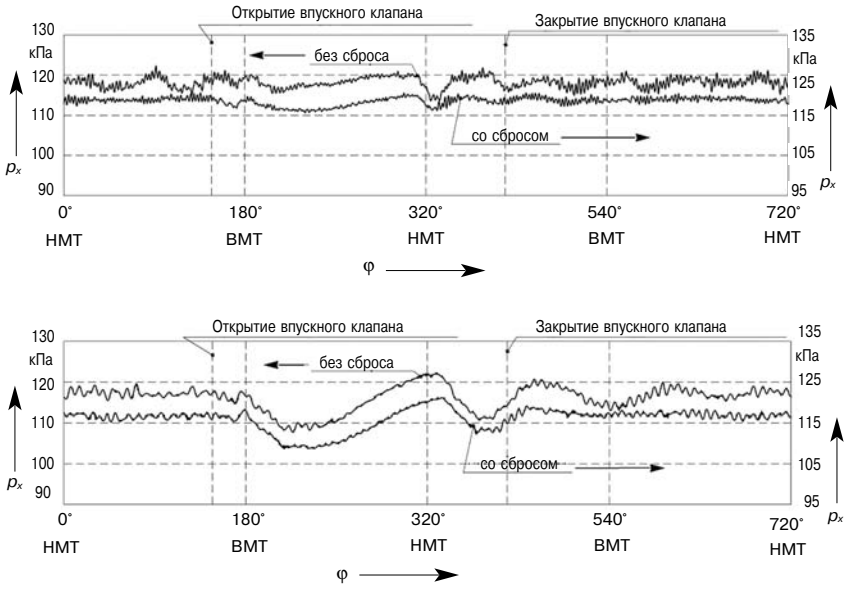


Рис. 3. Сравнение пульсаций локального давления p_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом без сброса и со сбросом воздуха ($G^* = 0{,}34$) при $n_{тк} = 42\,000$ об/мин (оси смещены):

а — $n = 600$ об/мин; *б* — $n = 1500$ об/мин

средних оборотах коленчатого вала амплитуда пульсаций давления уменьшается в 3 с лишним раза, а при $n = 3000$ об/мин — в 4 с лишним раза (рис. 3).

Следует отметить, что при низких частотах вращения ротора ТК ($n_{тк} = 35\,000$ об/мин) и $n = 600$ об/мин имеется незначительное падение среднего давления в трубопроводе, оно невелико и составляет 2–3 кПа (то есть не более 1,6 %). Вместе с тем при сбросе общий расход воздуха через компрессор повышается, а частота вращения ротора остается неизменной, поэтому можно утверждать, что на характеристике компрессора рабочая точка смещается по нисходящей ветви вправо, удаляясь от границы помпажа. На средних и высоких частотах вращения ротора ТК осредненное значение давления p_x не изменилось (рис. 3). Таким образом, небольшое снижение давления в коллекторе на малых оборотах при сбросе воздуха вызвано лишь особенностями профилирования проточной части данного компрессора.

Следует подчеркнуть, что дозированный сброс сжатого воздуха после компрессора не приводит к существенному изменению массового расхода через двигатель. Это подтверждается тем, что средняя скорость потока воздуха во впускном тракте (после электромагнитного клапана) не изменилась. Небольшие отклонения расхода $G_{двиг}$ при подобранных долях сброса находятся в пределах погрешности эксперимента.

Для расчета величины подогрева свежего заряда и определения температурных напряжений во впускном трубопроводе необходимы данные о мгновенном локальном коэффициенте теплоотдачи α_x в этом канале.

В данной работе было установлено, что во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом в отличие от безнаддувного при всех частотах вращения ротора ТК возрастают как максимальные значения α_x, так и средние его значения (рис. 4). Также установлено, что при наличии наддува по сравнению с атмосферным двигателем максимальное значение коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе достигается раньше на угол $\Delta\varphi = 100$ град ПКВ при $n = 1500$ об/мин, потепенно снижаясь с ростом частоты вращения ($\Delta\varphi = 40°$ при $n = 3000$ об/мин).

Как и следовало ожидать, во впускном трубопроводе ДВС с наддувом на всех скоростных режимах наблюдаются пульсации локального коэффициента теплоотдачи (рис. 5), значения которых по амплитуде больше, чем в ДВС без наддува. При этом интенсивность колебаний локального коэффициента теплоотдачи с увеличением частоты вращения ротора турбокомпрессора уменьшается, а с ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя α_x увеличивается.

Сравнивая закономерности изменения скорости потока воздуха и локального коэффициента теплоотдачи (рис. 5), можно сделать следующие выводы.

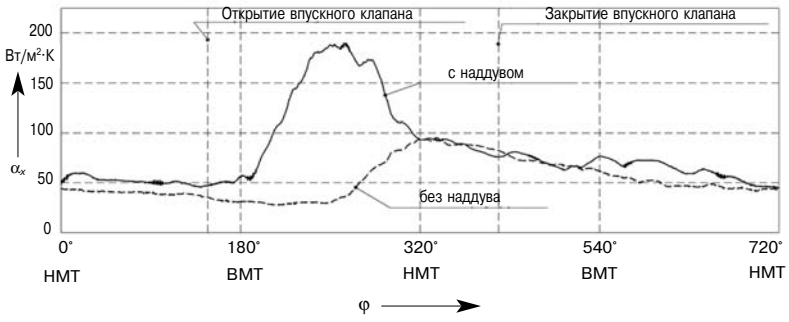


Рис. 4. Зависимость локального ($l_x = 150$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом ($n_{тк} = 35\,000$ об/мин) и без наддува при $n = 1500$ об/мин

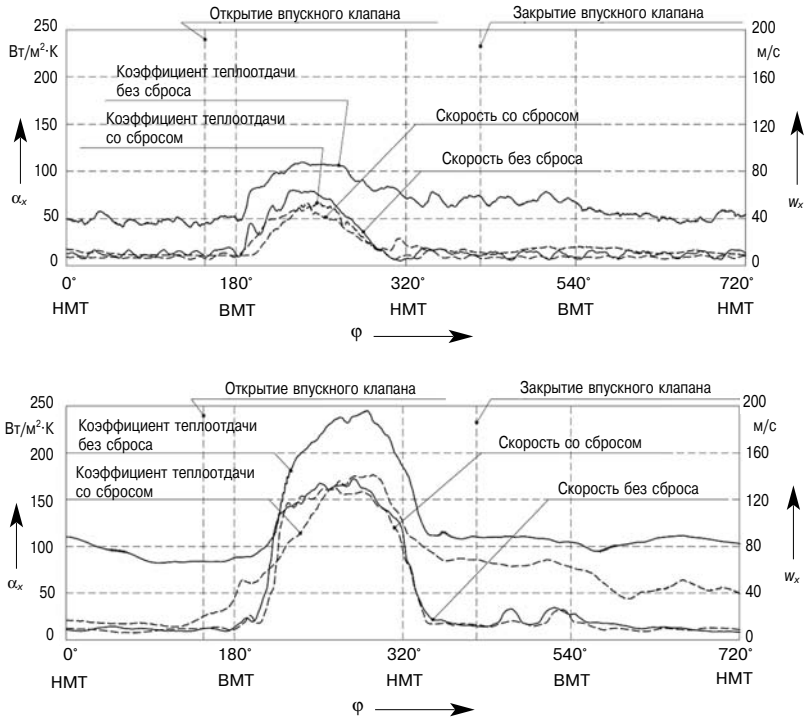


Рис. 5. Сравнение пульсаций локальных значений (l_x = 150 мм) скорости потока воздуха w_x и коэффициента теплоотдачи α_x от угла φ во впускном трубопроводе поршневого ДВС с наддувом при разном сбросе и $n_{тк}$ = = 35 000 об/мин:

а — n = 600 об/мин, G^* = 0,34; *б* — n = 3000 об/мин, G^* = 0,12

Величина скорости потока при регламентированном сбросе воздуха меняется незначительно. Так, при $n_{тк}$ = 35 000 об/мин и n = 600 об/мин максимальная величина скорости потока снизилась примерно на 6 %, тогда как амплитуда колебаний скорости упала примерно в 5 раз (см. рис. 2). При этом можно отметить, что при дозированном сбросе сжатого воздуха существенно снижается уровень локального коэффициента теплоотдачи (до 50 %) во впускном трубопроводе, что характерно для всех режимов работы ТК и двигателя.

Таким образом, было установлено, что при сбросе из впускного трубопровода определенной части сжатого в компрессоре воздуха происходит снижение пульсаций скорости и давления потока, а также уменьшение локального коэффициента теплоотдачи при сохранении массового расхода воздуха, поступающего в двигатель. Достигнутый эффект сглаживания пульсаций во впускном трубопроводе позволят уменьшить различие в работе цилиндров многоцилиндрового дизеля, снизить уровень шума, повысить моторесурс двигателя в целом, а также увеличить КПД компрессора. Для получения максимального эффекта гашения пульсаций были составлены режимные карты, позволяющие определить оптимальную величину G^* в зависимости от n и $n_{тк}$, а также разработан алгоритм автоматического управления клапаном сброса воздуха, где в качестве контрольного параметра используется среднеквадратичная величина пульсаций давления потока во впускном трубопроводе после ТК. На описанную впускную систему поршневого двигателя с наддувом был получен патент РФ [8]. Также выполнена конструктивная проработка установки клапана сброса воздуха для дизеля 8ДМ-21ЛМ производства ООО «Уральский дизель-моторный завод».

Литература

1. *Eisele E., Hiereth H., Binder K.* Betriebsorientierte Ausiegung von Einlassvenyilen und — kanalen fur Viertakt — Saugmotoren von Fahrzeugen. MTZ. — 1975, 36 — № 5. — P. 141–143.

2. *Zimmer G.* Stationare Stromungsuntersuchungen an Einlabkanalmodellen fur Viertakt — Diesel motoren // Kraftfahrzeugtechnik. — 1961, 11. — № 6. — P. 228–233.

3. *Vornholt Franz J.* Ein neuer absolute messender Luftmengenmesser — Prufstand // MTZ. — 1977, 38. — № 4. P. 137–142.

4. *Драганов Б.Х. Круглов М.Г., Обухова В.С.* Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. — Киев : Вища шк. Головное изд-во, 1987. — 175 с.

5. *Жилкин Б.П. Шестаков Д.С., Плотников Л.В.* Некоторые особенности газодинамики процесса впуска при наддуве поршневых ДВС // Тяжелое машиностроение. — 2012. — № 2. — С. 8–51.

6. Пат. 81338 RU, МПК G01P5/12. Термоанемометр постоянной температуры / Плохов С.Н., Плотников Л.В., Жилкин Б.П. № 2008135775/22; заявл. 03.09.2008; опубл. 10.03.2009, Бюл. №7.

7. *Жилкин Б.П., Плотников Л.В., Корж С.А., Ларионов И.Д.* Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС // Двигателестроение. — 2009. — № 1. — С. 24–27.

8. Пат. 118363 RU, МПК F02B 33/44. Впускная система поршневого двигателя с наддувом / Жилкин Б. П., Плотников Л. В., Шестаков Д. С. № 2012105249; заявл. 14.02.2012; опубл. 20.07.2012, Бюл. № 20.

УДК 622.684;621.436

УЛЬТРАЗВУКОВАЯ ДИАГНОСТИКА РАБОТЫ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ

В.А. Медведев, к.э.н., В.А. Янчеленко, к.т.н.
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный» (Санкт-Петербург)

Рассмотрены вопросы ультразвукового мониторинга качества впрыска топлива в дизелях карьерных автосамосвалов. Данные бортовой диагностики используются при создании интеллектуальной системы управления, позволяющей выбирать оптимальные по экономичности режимы работы большегрузных автосамосвалов, выполняющих перевозки горной массы на открытых горных работах.

Снижение расхода топлив технологическим автомобильным транспортом (автосамосвалами), выполняющими на открытых горных работах перевозки горной массы — одна из приоритетных задач в инвестиционных программах горнодобывающих предприятий России, так как является существенным фактором снижения себестоимости производства.

В настоящее время на указанных работах в качестве технологического транспорта в основном используются карьерные автосамосвалы БелАЗ грузоподъемностью 45–360 т с дизельными двигателями мощностью 900–2800 кВт фирм «Cummins» и MTU, дизельными двигателями ЧН21/21 Уральского дизель-моторного завода и 12ЧН26/26 ОАО «Коломенский завод».

Всего в России в 2012 году эксплуатировалось около 500 большегрузных автосамосвалов БелАЗ. По существующим соглашениям Белорусский автомобильный завод в следующие 10 лет поставит горнодобывающим предприятия России еще более 1000 большегрузных карьерных автосамосвалов. При этом имеет место заметное смещение структуры поставляемого парка автосамосвалов в сторону более тяжелых моделей грузоподъемностью 130–360 т. Доля других марок автомобилей этого класса (Caterpillar, Komatsu, Unit Rig, Liebherr и так далее) по-прежнему останется существенно меньшей

Таким образом, на близкую и среднесрочную перспективу дизельные силовые агрегаты остаются основным приводом рассматриваемого технологического транспорта, а вопросы улучшения топливной экономичности двигателей автосамосвалов занимают важное место в рассматриваемой проблеме совершенствования производства на горнодобывающих предприятиях.

Карьерные автосамосвалы эксплуатируются в условиях специально подготовленных дорог, с разными дорожными покрытиями, разными уклонами и радиусами кривых проезжих частей дорог, на спусках и подъемах, при различных скоростях движения, давления воздуха в шинах, в загруженных и порожних состояниях, большей частью в сложных условиях климата севера России, часто меняющих состояние дорожного полотна.

Вследствие этого к особенностям эксплуатации большегрузных автосамосвалов относится работа двигателей на динамично меняющихся неустановившихся режимах с изменением нагрузки двигателей от нулевой до максимально допустимой. Время работы на долевых режимах при этом составляет более половины общего времени работы автосамосвалов. Время работы на наиболее экономичных режимах ограничено условиями эксплуатации.

Экономичность двигателей автосамосвалов во многом определяется качеством впрыска топлива в цилиндры двигателей. Обеспечение качественной работы топливной системы при всем разнообразии долевых режимов работы двигателей в условиях эксплуатации является сложной технической задачей.

Регулировки топливной аппаратуры на стендах не могут гарантировать в полной мере качественную работу в эксплуатации. Это связано с техническими различиями установки компонентов топливной системы после технических обслуживаний и ремонтов, а также с возникающими на отдельных долевых режимах работы двигателей в высоконапорной части топливных систем волновыми резонансными явлениям и колебаниями элементов конструкции топливной системы, ухудшающими процесс впрыска топлива в эксплуатации.

Для обеспечения экономичности дизелей автосамосвалов за счет контроля качественного впрыска топлива, используется технология мониторинга качества работы топливной аппаратуры по ультразвуковым колебаниям конструкций, вызываемых процессом распыливания топлива в цилиндрах дизелей [1]. При этом измерение ультразвуковых колебаний выполняется с исполь-

зованием миниатюрных пьезокварцевых вибропреобразователей.

Указанные вибропреобразователи размещаются в съемных измерительных головках и имеют высокую надежность (рабочая температура от −60 до +100 °С, допустимые величины виброускорений до $5 \cdot 10^5$ м/с^2) при небольших габаритах и массе (около 1 г).

Крепление измерительных головок к поверхностям элементов топливной системы осуществляется вблизи распылителей форсунок путем прижатия легкими болтовыми соединениями. Количество измерительных головок в комплекте до 12 штук (по желанию заказчика).

Преимущество использования ультразвука для контроля впрыска топлива определяется следующими факторами.

➢ Возможность непосредственного получения от контролируемых топливных распылителей локальных, «чистых» от помех соседних источников, вибрационных сигналов. Это является следствием благоприятного комплекса воздействия таких факторов, как длина волн упругих колебаний, скорости их распространения, величины демпфирования конструкций, линейных расстояний в двигателях между контролируемыми источниками вибраций и расстояния от источников вибраций до точек их измерений.

➢ Возможность использования миниатюрных (0,2−1,0 г), высоконадежных вибропреобразователей для контроля и измерений вибраций.

➢ Конструктивная простота, небольшие габариты, масса и высокая надежность узлов обработки вибрационных сигналов.

На рис. 1 представлены характерные виды ультразвуковых колебаний при впрыске топлива в дизельных двигателях автосамосвалов БелАЗ, в процессе эксплуатации на долевых режимах работы двигателей.

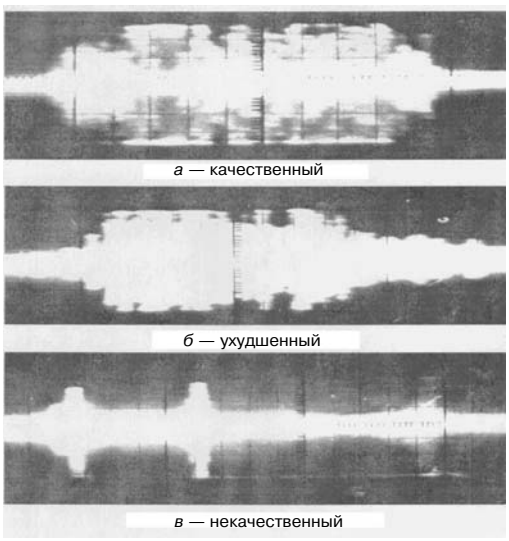


Рис. 1. Характерные виды процесса впрыска топлива

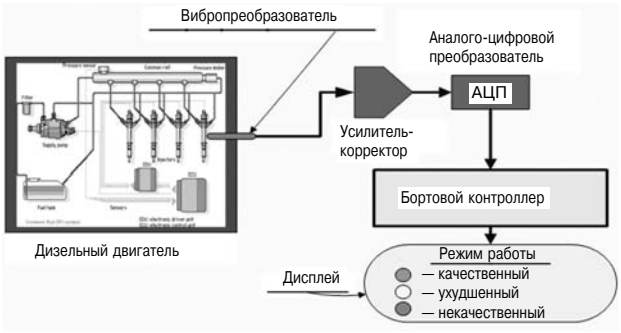


Рис. 2. Схема электронной системы ультразвукового контроля впрыска топлива

Режим «а» соответствует качественному впрыску топлива, когда имеет место резкое начало и окончание (отсечка) подачи топлива, равномерная подача по продолжительности впрыска. Процесс подачи по углу поворота коленчатого вала соответствует оптимальному для данного режима работы двигателя.

Режим «б» — вторая половина процесса впрыска затянута, начало и окончание впрыска топлива нечеткие, подача топлива неравномерна по продолжительности и превышает оптимальное значение. Имеет место ухудшение качества впрыска топлива.

Режим «в» соответствует некачественному (существенно ухудшенному) впрыску топлива. Имеет место «рваный» впрыск, распылитель «льет» топливо, длина подачи выходит за оптимальное значение.

Ультразвуковые колебания источников вибраций, как это показано на рис. 2, преобразуются в формализованный цифровой сигнал и поступают на штатный бортовой контроллер, который осуществляет формирование навигационного управления (маршрутизация), электронный контроль качества впрыска топлива, контроль расхода топлива и оптимизацию давления в шинах. Предложенный метод контроля позволяет оптимизировать управление технологическим процессом перевозок и повышает экономическую эффективность автотранспорта [2].

Внедрение ультразвуковой технологии мониторинга впрыска топлива увеличивает перечень получаемых в системе управления перевозками фактических данных по транспортному процессу, повышает качество управления режимами работы автосамосвалов и расширяет возможности их оптимизации.

Управление технологическими автотранспортными системами рассматриваемой сложности при динамически изменяющихся условиях работы автосамосвалов, временных ограничениях на принятие управленческих решений и их много вариантности относится к классу трудно формализуемых задач.

Качественное решение таких задач с использованием традиционных технологий на базе автоматизированных систем диспетчерского управления (АСУ, АСДУ), в которых применяются математические методы решений с использованием составленных человеком и им же запрограммированных алгоритмов, практически невозможно.

Для их решения требуются использование методов математической (символической) логики, переход на интеллектуальные системы диспетчерского управления и внедрение экспертных систем реального времени.

Разработка интеллектуальной системы управления режимами работы автосамосвалов — это многомесячная опытно-конструкторская работа, выполняемая группой специалистов (эксперты, инженер по знаниям, специалист по информационным системам, программист). Экспертная система является ее главной частью.

Получаемые по системам мониторинга транспортных процессов фактические данные и правила (алгоритмы) манипуляций с ними позволяют сформировать базу данных и систему управления базой данных экспертной системы (СУБД). Далее разрабатывается база знаний экспертной системы. При этом используется продукционная модель представления знаний. В общем виде продукционная модель имеет вид:

$$N;\ Q;\ P;\ A \rightarrow B;\ R,$$

где N — имя продукции; Q — сфера применения продукции; P — условие применения (значения «истина» или «ложно»); R — постусловие продукции; $A \rightarrow B$ — запись продукционных правил (A — сложное условие, B — утверждение истинности нового факта, выводимого из A).

Находящаяся в СУБД информация, база продукционных правил или база знаний, рабочая память базы знаний, интерпретатор правил (решатель), реализующий механизм логического вывода, образуют продукционную экспертную систему.

В базе знаний находятся несколько сотен продукционных правил, образующих семантическую сеть, имитирующую сознание человека. Вершины сети (информационные единицы) связаны семантическими (смысловыми) связями.

Интерпретатор (решатель) представляет собой программу, которая работает с базой данных и знаний. В программе используются объектно-ориентированные языки (C#). Интерпретатор имитирует рассуждения человека-эксперта в данной предметной области, строит цепочки логических рассуждений и осуществляет логический вывод (предлагает решение задачи).

Наиболее сложная часть деятельности интерпретатора — это управление логическим выводом. При этом могут использоваться цепочки прямого или обратного вывода. Все множество продукционных правил и данных в базе знаний экспертной системы хранится в виде древовидной структуры, называемой И-ИЛИ-графом.

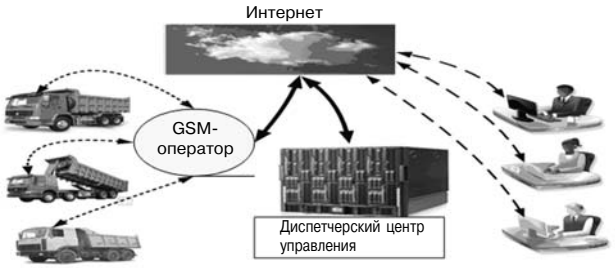


Рис. 3. Виртуальная информационная сеть контроля работы автосамосвалов

Существует несколько стратегий управления логическим выводом — поиск в глубину, в ширину и другие.

Рассматриваемая экспертная система работает следующим образом. Из внешней среды в базу знаний системы в режиме реального времени поступают данные. Интерпретатор убеждается, что содержащиеся в правилах факты имеют место в действительности. Происходит стимуляция узла семантической сети, образуемой продукционными правилами.

Активизируются связи этого узла с другими узлами, активность распространяется по всей семантической сети. Решение вырабатывается в результате логического вывода.

Информация по решению поступает на бортовые компьютеры. Управляющие команды от экспертной системы поступают в блок реализации команд. При наличии в интеллектуальной машине управления компоненты, реализующей управляющие команды, автосамосвал автономно переводится на экономичный режим работы.

Возможен вариант делегирования принятия решения от бортового контроллера в диспетчерский центр управления с использованием GSM канала связи. Но в любом случае существует возможность оперативного он-лайн — контроля работы автотранспорта всеми заинтересованными лицами в виртуальном информационном облаке, как это приведено на рис. 3.

Литература

1. *Янчеленко В.А.* Создание ультразвуковых глобальных систем мониторинга технического состояния тяжелых автомобильных двигателей // Сб. «Проблемы теории и практики автомобильного транспорта». — СПб. : Изд-во СЗТУ, 2011. — Вып. 4. — С. 29–32.

2. *Бачевский С.В., Медведев В.А.* Принципы использования искусственного интеллекта в логистических транспортных системах // Сб. «Радиоэлектроника интеллектуальных транспортных систем». — СПб. : Изд-во СЗТУ, 2009. — Вып. 1. — С. 109–113.

УДК 621.431

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ — ОСНОВНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ ИХ РАЗВИТИЯ

И.Ф. Гумеров, к.т.н., Р.Х. Хафизов, Е.Р. Борисенков; ОАО «КамАЗ», Н.А. Гатауллин, к.т.н.; КНИТУ-КАИ им. Туполева, В.В. Румянцев, к.т.н.; филиал К(П)ФУ, г. Набережные Челны

Одной из основных задач «Стратегии развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 г.» является создание конкурентоспособной автомобильной техники, отвечающей международным требованиям по безопасности. В свою очередь, уровень экологических показателей двигателей внутреннего сгорания, в том числе автомобильных дизелей, должен соответствовать национальным и международным законодательным требованиям. В статье приведены результаты работ по повышению экологических показателей качества двигателей КамАЗ, улучшению их топливной экономичности. Исследование вышеуказанных свойств двигателей, во взаимосвязи с изменением конструктивного параметра — степени сжатия, проведены в стендовых условиях по циклам ESC, ETC Правил ЕЭК ООН № 49-05.

Действующий в России технический регламент «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ» (далее — технический регламент) [1] устанавливает законодательное введение в РФ требований экологических классов 4 и 5 соответственно в период с 2013 и 2016 годов. Для нормирования экологических показателей автомобильных дизелей технический регламент применяет требования Женевского Соглашения 1958 г. — Правила ЕЭК ООН № 49 (Коммерческие автомобили). Начало нормирования Правилами ЕЭК ООН № 49 выбросов вредных веществ автомобильных дизелей, применяемых на коммерческих автомобилях, относится к 1990 г. Уровень технических нормативов выбросов или максимально допустимые массы выбросов в атмосферу вредных веществ на единицу произведенной ДВС работы (г/кВт·ч), специалисты стали называть — «Евро». Таким образом, были установлены технические нормы на выбросы вредных веществ: оксид углерода (CO), углеводороды (CH), оксиды азота (NO_x) и дисперсные частицы (PT). Выражение «Евро» («Euro») в странах западной Европы или «Экологический класс» в России являются техническими синонимами, отражающими этапы развития экологических показателей качества ДВС или транспортного средства.

В первом десятилетии XXI века Правила ЕЭК ООН № 49 подверглись существенному пересмотру в части технических нормативов выбросов и испытательных циклов. Поправки серии 04 и 05 установили окончательную редакцию Правил ЕЭК ООН № 49 [2]. В табл. 1, 2 представлены значения технических нормативов Правил ЕЭК ООН № 49 в период 2000–2013 гг.

Из табл. 1, 2 следует, что ужесточение требований к экологическим показателям в части нормативных значений, на этапе Евро-5 в сравнении с этапом Евро-3, составило: CO — в 1, 4 раза; CH — в 1, 4 раза; NO_x — в 2, 5 раза; PT — в 5, 0 раз. С введением в действие в 2000 г. в странах Европейского Сообщества требований Евро-3 количественно и качественно изменились объемы сертификационных испытаний двигателей. Для подтверждения соответствия автомобильных дизелей нормативам Евро-3 был принят новый

Таблица 1

Этапы развития нормативов экологических показателей автомобильных дизелей — Правила ЕЭК ООН № 49 — испытательные циклы: ESC, ELR

Номер Правил ЕЭК ООН	Этап ЕВРО (год введения в действие)	Масса оксида углерода (CO)	Масса углеводородов (CH)	Масса оксидов азота (NO_x)	Масса дисперсных частиц (PT)	Дымность (K)
		г/(кВт·ч)				$м^{-1}$
49-04A	Евро-3 (2000 г.)	2,1	0,66	5,0	0,10/0,13*	0,8
49-04B1	Евро-4 (2005 г.)	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5
49-05B2	Евро-5 (2008 г.)	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5

* Для двигателей с рабочим объемом менее 0,75 $дм^3$ на цилиндр и номинальной частотой вращения более 3000 об/мин.

Таблица 2

Этапы развития нормативов экологических показателей автомобильных дизелей — Правила ЕЭК ООН № 49 — испытательный цикл ETC

Номер Правил ЕЭК ООН	Этап ЕВРО (год введения в действие)	Масса оксида углерода (CO)	Масса несодержащих метан углеводородов (NMHC)	Масса метана (CH_4)[a)]	Масса оксидов азота (NO_x)	Масса дисперсных частиц (ТЧ)[b)]
		г/(кВт·ч)				
49-04A	Евро-3 (2000 г.)	5,45	0,78	1,6	5,0	0,16/0,21[c)]
49-04B1	Евро-4 (2005 г.)	4,0	0,55	1,1	3,5	0,03
49-05B2	Евро-5 (2008 г.)	4,0	0,55	1,1	2,0	0,03

[a)] Только для двигателей, работающих на природном газе.
[b)] Не применяется для двигателей, работающих на природном газе на стадиях B1 и B2.
[c)] Для двигателей с рабочим объемом менее 0,75 дм^3 на цилиндр и частотой вращения при номинальной мощности более 3000 об/мин.

13-ступенчатый цикл (ESC) — европейский стационарный цикл, предписывающий проведение испытаний двигателей на трех установившихся частотах вращения коленчатого вала: *a*, *b*, *c*. Согласно новым предписаниям Правил № 49 автомобильные дизели стали испытываться по циклу ELR — европейской нагрузочной характеристике с определением дымности ОГ. На этапах Евро-4, 5 в дополнение к циклам ESC и ELR был принят цикл ETC — европейский переходный (транзиентный) цикл, предписывающий проведение испытаний двигателей по переменному графику работы. Таким образом, создание в ОАО «КамАЗ» испытательных стендов на базе современных тормозных систем и газоаналитической аппаратуры, по методам испытаний и точности измерения выбросов вредных веществ, соответствующих требованиям Правил ЕЭК ООН № 49-05, — стало необходимым условием реализации программы повышения экологических показателей качества двигателей. На основе проведенного тендера поставщиком стендового оборудования для испытания двигателей КамАЗ была выбрана фирма «Schenk» (Германия) и ее партнер — фирма «Horiba» (Япония).

Развитие конструкции дизелей КамАЗ на основе партнерства с зарубежными лидерами в сфере производства компонентов

Плодотворное сотрудничество ОАО «КамАЗ» и фирмы «Bosch» (Германия) в части внедрения в систему топливоподачи дизелей КамАЗ компонентов «Bosch» началось в 1996 г. В серийном производстве пройдены этапы: двигателей Евро-2 и Евро-3 с вариантами рядных ТНВД «Bosch» типа PE 7100 соответственно с механическим и электронным регуляторами частоты вращения; двигателей Евро-3 с аккумуляторной системой топливоподачи типа «Common Rail» («CR»). С начала текущего года ОАО «КамАЗ» приступил к серийному выпуску семейства дизелей уровня Евро-4 с аккумуляторной системой топливоподачи типа «CR» на базе компонентов «Бош» [3]. Система топливоподачи типа «CR», главным преимуществом которой является широкий диапазон изменений давлений и моментов начала впрыскивания топлива, позволяет впрыскиваемую в камеру сгорания порцию топлива дозировать как предварительную, основную и последующую части, что является потенциалом снижения выбросов вредных веществ с ОГ дизелей [4, 5]. Управление рабочим процессом системы топливоподачи осуществляется электронным блоком управления — типа EDC7UC31-14J0. На дизелях КамАЗ электронный блок устанавливается спереди двигателя — на корпусе водяных каналов, охлаждается топливом. Регулируемая подача топлива в аккумуляторы (рэйлы) обеспечивается радиально-плунжерным ТНВД. Непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания осуществляется электромагнитными инжекторами с семью сопловыми отверстиями распылителя.

В системе турбонаддува дизелей КамАЗ экологического класса 4 применяется установка одного турбокомпрессора (ТКР) на два полублока. Принятая схема, в сравнении с установкой двух ТКР (по одному на каждый полублок), обеспечивает существенные преимущества в компоновке конструкции системы выпуска ОГ, способствует повышению эффективности работы системы обработки отработавших газов. В настоящее время в конструкции двигателей на основе принципа «модульности» могут устанавливаться ТКР с перепуском ОГ: типа S300G «Borg Warner Turbo Systems» (Англия) или типа HE400WG «Holset» (Англия). Суммарный КПД компрессора и турбины указанных ТКР превышает 50 %. Охлаждение наддувочного воздуха (ОНВ) осуществляется теплообменником типа воздух—воздух, эффективность которого составляет 88 %. Экологические показатели качества автомобильного дизеля, его долговечность, надежность и ресурс, а также эксплуатационные расходы топлива и смазочного масла в существенной мере определяются конструкцией и технологией производства деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). Указанная особенность — общая черта всех современных дизелей. В ОАО «КамАЗ» (в рамках совместного предприятия) проблема качества изготовления гильзы цилиндров, поршня, порш-

невых колец решена использованием технического потенциала фирмы «Federal Mogul» (США). Адаптация в конструкции автомобильного дизеля компонентов ведущих зарубежных фирм, формирующих экологические показатели качества (система топливоподачи, ТКР, детали ЦПГ) позволяет значительно сократить затраты времени на достижение целевых значений по выбросам вредных веществ, топливной экономичности, надежности и долговечности и, таким образом, создать успешный продукт для рынка ВТО.

Исследование влияния степени сжатия на выбросы вредных веществ и топливную экономичность автомобильных дизелей

Известно, что формирование рабочего процесса дизеля при степени сжатия выше 17 обеспечивает улучшение его пусковых качеств, повышает качество смесеобразования и тепловыделения, способствует росту индикаторного КПД. В качестве обоснования роли степени сжатия, как управляющего фактора, вполне уместно сослаться на определение значения степени сжатия, данное В.Н. Иноземцевым в середине прошлого столетия [6]. Ученый — классик отечественной школы рабочего процесса дизелей — отмечал, что «..высокие степени сжатия не только не приводят к взрывному характеру процесса и жесткой работе двигателя, а, наоборот, обеспечивают при правильном выборе остальных параметров (давление впрыскивания, закон подачи топлива, правильное смесеобразование и др.) умеренные скорости нарастания давления, невысокие P_z и плавное протекание сгорания». Широко применяемые в настоящее время электронно-управляемые аккумуляторные системы топливоподачи типа «CR» с максимальным давлением впрыскивания топлива 1500–2000 бар, гибко управляющие началом, давлением и продолжительностью впрыскивания топлива, значительно расширяют целевые функции оптимизации рабочего процесса, в том числе по конструктивному параметру дизеля — степени сжатия. Кроме этого при использовании повышенных степеней сжатия облегчается поиск компромисса между выбросами дисперсных частиц и оксидов азота.

Расчет степени сжатия дизеля с учетом допусков на детали ЦПГ

Разработка новых, а также совершенствование серийно выпускаемых автомобильных дизелей в жесткие сроки невозможны без применения эффективной инженерной компьютерной программы-методики расчета объема элементов камеры сгорания, «вредных» объемов пространства сжатия в цилиндре двигателя и степени сжатия — одного из важнейших факторов, влияющего на качество процесса сгорания и тепловыделения дизеля [7, 8].

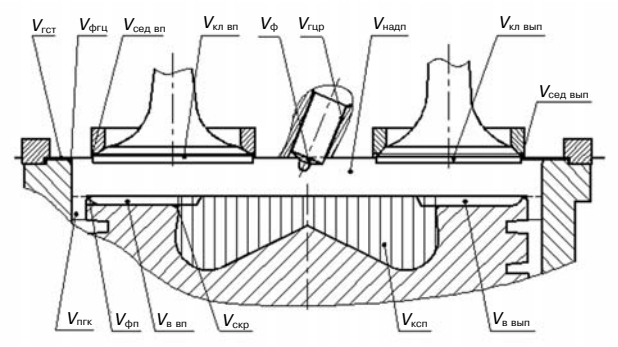


Рис. 1. Схема объемов пространства сжатия автомобильного дизеля

Степень сжатия двигателя представляет отношение полного объема цилиндра (поршень в НМТ) к объему сжатия (поршень в ВМТ). На рис. 1 представлена схема объемов пространства сжатия в цилиндре автомобильного дизеля, которые учитываются в программе расчета степени сжатия, применяемой на КамАЗе [9].

Представленные на схеме объемы сначала вычисляются по номинальным размерам, а затем по размерам, полученным с учетом верхнего и нижнего допусков на детали, составляющих пространство сжатия и полный объем цилиндра, что, соответственно, позволяет рассчитать значение степени сжатия: номинальное, минимальное, максимальное. Объем камеры сгорания (КС) в поршне может рассчитываться для различных положений боковой стенки и для различных вариантов исполнения верхней кромки КС (фаска, одно- и трехрадиусное); учитывается форма днища КС: с вытеснителем или без него. Также программа позволяет выполнить расчеты по объему и степени сжатия для двух- и четырехклапанного исполнения головки цилиндра. На рис. 2 в качестве примера представлено «окно» расчета объема КС и объема скругления на

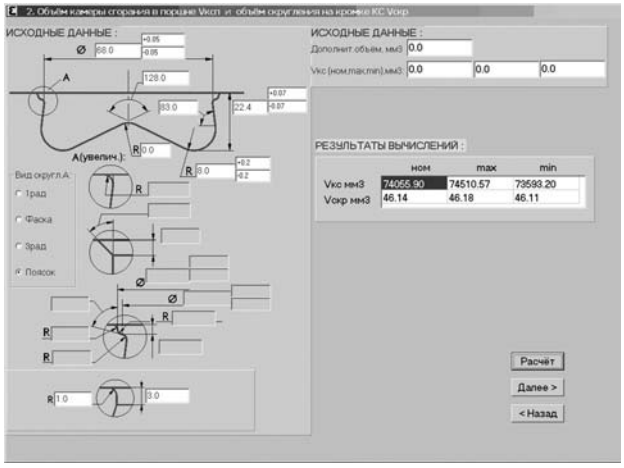


Рис. 2. Окно расчета объема КС и объема скругления на кромке КС

кромке КС. Программа реализована в среде Windows, имеет наглядный интерфейс, позволяет удобно и быстро рассчитывать степень сжатия автомобильного дизеля.

Результаты предварительных испытаний автомобильного дизеля типа V-8 с вариантами степени сжатия

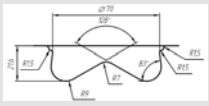
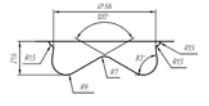
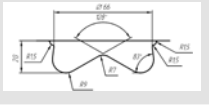
Исследование влияния степени сжатия на уровень выбросов вредных веществ и топливную экономичность двигателя проводилось на испытательном стенде, укомплектованном тормозным устройством на базе асинхронной электрической машины «Dynas HD 460» фирмы «Schenk». Система управления тормозом позволят проводить испытания двигателей по циклам ESC, ELR, ETC в автоматизированном режиме с установкой стандартных значений частот вращения и нагрузок двигателя в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН № 49-05. Измерение расхода дизельного топлива проводится гравиометрическим прибором модели KMA-4000 фирмы «Pierburg», а расход воздуха измеряется анимотрического типа прибором модели «Sensyflow». Оба прибора позволяют измерять расходы как на установившихся режимах, так и мгновенные расходы в переходных циклах. Для измерения концентрации вредных газообразных веществ стенд укомплектован газоанализаторами фирмы «Horiba» модели «MEXA-7400DEGR» с обогреваемыми пробоотборными линиями. Концентрации вредных газообразных веществ измеряются до и после системы обработки отработавших газов. Выбросы твердых частиц в ОГ определяются микротоннелем фирмы «Nova» модели Microtrol-5. Оптическая плотность (дымность) отработавших газов измеряется установкой фирмы AVL модели 439. В составе исследовательского оборудования используется восьмиканальная система индицирования давлений модели COMBI-USB. Автоматизированная система STARS с помощью компьютера и пакета программ управляет всем комплексом стендового оборудования. Для стабилизации условий испытания двигателей в комплект стендового оборудования входят климатические установки: для кондиционирования воздуха, поступающего в двигатель, и стабилизации температуры фильтров, используемых для отбора дисперсных частиц. Весь комплект газоаналитического и измерительного оборудования, а также калибровочные и рабочие газовые смеси на испытательном стенде размещаются в отдельных помещениях, защищены от воздействия шума и вибраций, чем в немалой степени обеспечивается стабильность и воспроизводимость результатов испытаний.

В исходном варианте испытуемый двигатель был укомплектован аккумуляторной системой топливоподачи на основе компонентов фирмы «Bosch»: топливный насос высокого давления типа CP 3. 4, топливные инжекторы типа CRIN2 с семью сопловыми отверстиями ($d_{с.о}$ = 0,197 мм) модели DLLA 147P 1814. Максимальное давление впрыскивания топлива в приведенной комплектации по согласованию с фирмой «Bosch» ограничивается значением 1600 бар. В системе турбонаддува использовались: один турбокомпрессор фирмы «Holset» модели HE400WG и охладитель надувочного воздуха типа воздух–воздух фирмы «Behr» модели DB838001. Температура воздуха после ОНВ не превышала значение 60 °С.

В исходном варианте двигатель модели 740.75-440 комплектовался поршнями со степенью сжатии 16,8, которые применялись в серийном производстве двигателей КамАЗ уровня Евро-3. Эскизы исходной КС со степенью сжатия 16,8 и двух вариантов со степенями сжатия 18 и 19 представлены в табл. 3. Объемы КС, их геометрические размеры рассчитывались по вышеописанной программе Eps.exe. Положение инжектора в головке цилиндров дизелей КамАЗ уровня Евро-4, ориентация сопловых отверстий в КС со степенью сжатия 18, показаны на рис. 3. Серия предварительных сравнительных испытаний двигателя с вариантами диаметров горловины КС 66–72 мм и степенями сжатия: 16,8–19, при неизменных: конструктивном исполнении распылителя; давлениях и характеристиках впрыс-

Таблица 3

Этапы развития нормативов экологических показателей автомобильных дизелей – Правила ЕЭК ООН № 49 – испытательный цикл ETC

Вариант степени сжатия	Испытательный цикл	CO	CH	NO_x	PT
		г/(кВт·ч)			
	ESC	0,58	0,24	10,9	0,018
	ETC	0,23	0,26	8,58	0,05
	ESC	0,24	0,22	11,5	0,013
	ETC	1,46	0,26	9,29	0,03
	ESC	0,8	0,18	10,82	0,018
	ETC	2,98	0,2	8,68	0,085
Нормативы Правил ЕЭК ООН № 49-05В1 (ЕВРО-4)	ESC	1,5	0,46	3,5	0,02
	ETC	4,0	0,55	3,5	0,03

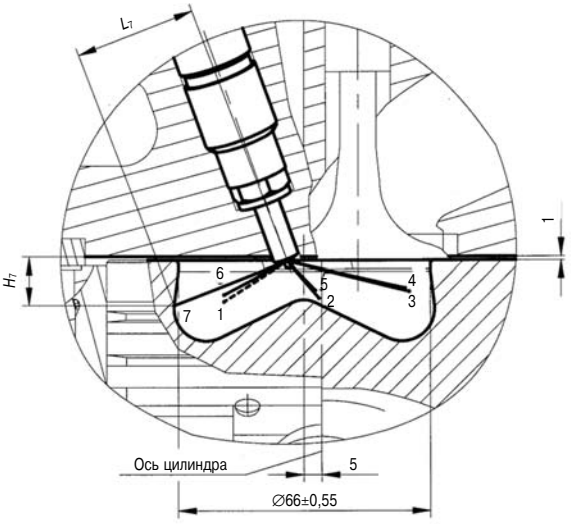


Рис. 3. Положение инжектора в головке цилиндров и ориентация семисоплового распылителя в камере сгорания автомобильного дизеля КамАЗ экологического класса 4

кивания топлива; интенсивности закрутки воздушного заряда определили преимущество КС с диаметром горловины 66 мм, обеспечивающей «минимизацию» удельных выбросов дисперсных частиц. При проведении предварительных сравнительных испытаний двигателей с вариантами степеней сжатия снимались серии нагрузочных и внешних скоростных характеристик, циклы ESC, ETC.

Из анализа данных, представленных на рис. 4, следует, что автомобильный дизель с вариантом степени сжатия 18 в сравнении с вариантом $\varepsilon = 16{,}8$ обеспечивает по внешней скоростной характеристике снижение на 3–5 г/(л.с.·ч) удельного эффективного расхода топлива. Двигатель с вариантом степени сжатия 19 по удельному расходу топлива уступает варианту со степенью сжатия 18. Анализ экспериментальных результатов, представленных в табл. 3, выявляет существенное преимущество двигателя со степенью сжатия 18 по удельным выбросам дисперсных частиц. Результаты предварительных испытаний двигателя показывают, что при ограничении давления впрыскивания топлива до 1600 бар, неизменных значениях углов опережения впрыскивания топлива рациональный выбор величины степени сжатия автомобильного дизеля позволяет не только выполнить технические нормативы по выбросам уровня Евро-4, но и формировать рабочий процесс со сниженным расходом топлива. Следует отметить, что удельные выбросы вредных веществ (табл. 3): CO, CH, NO_x, PT определены без комплектации двигателя системой последующей обработки ОГ. Согласно терминологии, принятой специалистами, выбросы вредных веществ, определенные в ОГ до системы последующей обработки или без нее, называют необработанными или «сырыми».

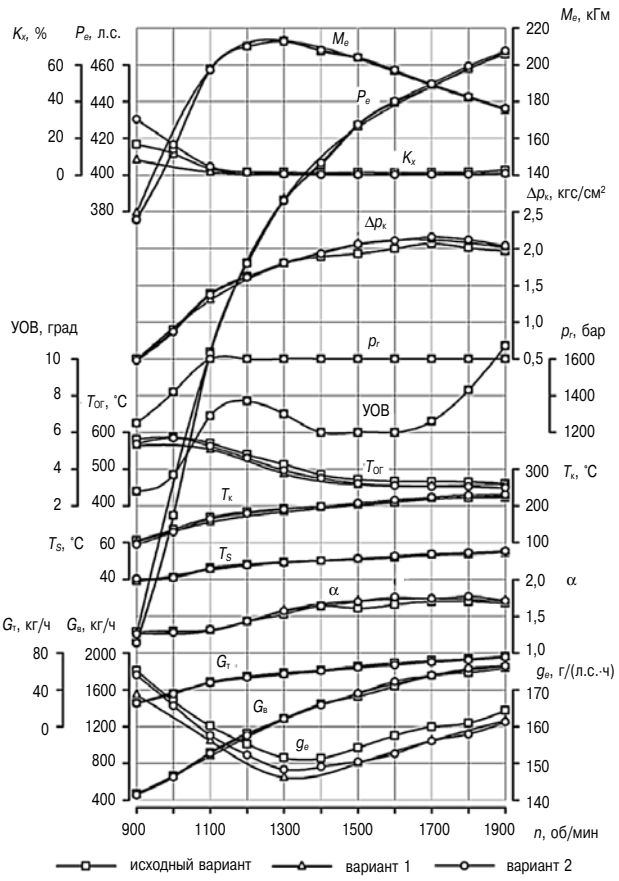


Рис. 4. Внешние скоростные характеристики двигателя с вариантами степени сжатия:
M_e, P_e — крутящий момент, эффективная мощность двигателя в комплектации брутто; K_x — оптическая плотность отработавших газов (дымность); $p_к$, $T_к$ — давление и температура надувочного воздуха после компрессора; T_s — температура надувочного воздуха после ОНВ; $T_{ог}$ — температура ОГ после турбины; p_r — давление топлива в аккумуляторе; УОВ — угол опережения впрыскивания топлива; $G_т$, $G_в$ — часовые расходы топлива и воздуха; α — коэффициент избытка воздуха; g_e — удельный эффективный расход топлива

Результаты контрольных испытаний автомобильного дизеля с системой последующей обработки ОГ по циклам ESC и ETC

В системе последующей обработки отработавших газов автомобильных дизелей КамАЗ уровня Евро-4 используется система «deNO_x» — технология селективного каталитического восстановления оксидов азота (SCR), применяемая практически всеми зарубежными производителями коммерческих автомобилей, включая уровни Евро-5, 6. Технология SCR основывается на дозированной подаче водного раствора мочевины с концентрацией 32,5 % по массе на вход в каталитический нейтрализатор. Благодаря высокой

Таблица 4

Удельные выбросы вредных веществ двигателя модели 740.75-440, определенные по циклу ESC Правил ЕЭК ООН № 49-05

Определенные по циклу ESC	CO	CH	NO_x	PT
	г/(кВт·ч)			
Двигатель с вариантами: ε = 16,8	0,56	0,02	3,28	0,018
ε = 18	0,37	0,03	2,37	0,012
Предельные значения по циклу ESC (ЕВРО-4)	1,50	0,46	3,5	0,02

Таблица 5

Удельные выбросы вредных веществ, расход топлива двигателя модели 740.75-440, определенные по циклу ETC Правил ЕЭК ООН № 49-05

Определенные по циклу ETC	CO	CH	NO_x	PT	g_{ETC}
	г/(кВт·ч)				
Двигатель с вариантами: ε = 16,8	2,23	0,03	2,52	0,027	229,3
ε = 18	0,784	0,03	2,37	0,019	219,0
Предельные значения по циклу ETC (ЕВРО-4)	4,0	0,55	3,5	0,03	—

эффективности процесса (до 90 %) удельные значения NO_x снижаются со значения 11–12 г/(кВт·ч) до значений ниже 3,5 г/(кВт·ч) (уровень Евро-4), при этом обеспечивается аппликация двигателя с выгодным расходом топлива. Для дополнительного подтверждения преимущества двигателя с вариантом степени сжатия 18 проведены его сравнительные испытания с исходным вариантом (ε = 16,8) по циклам ESC и ETC в комплектации системой SCR. При проведении сравнительных испытаний двигатели комплектовались системой SCR фирмы «Bosch» — Denoxtronic 2. В табл. 4, 5 представлены результаты испытаний двигателей по вышеуказанным циклам. Необходимо отметить, что и по обработанным выбросам вредных веществ двигатель со степенью сжатия 18 имеет существенное преимущество в сравнении с вариантом ε = 16,8 — особенно по выбросам дисперсных частиц, которые достигают 30–33 %. Отдельное внимание необходимо уделить результатам испытаний по циклу ETC. На рис. 5 представлена схема программы задания режимов работы двигателя в ходе испытаний по циклу ETC. Продолжительность цикла составляет 1800 с. В течение этого периода времени по строго заданной Правилами ЕЭК ООН № 49-05 программе посекундно изменяются нагрузка и частота вращения двигателя. На рис. 5 верхний переходный процесс иллюстрирует изменение частоты вращения в процентах, а нижний — крутящего момента двигателя за цикл. Кроме выбросов вредных веществ за период цикла определяется фактическая работа, интегрируется расход топлива, по которым рассчитывается удельный расход топлива за период цикла. Учитывая, что в цикле ETC эмитируются различные дорожные условия и имеется возможность определения удельного расхода топлива двигателем, он является эффективным инструментом обоснования изменений вносимых в конструкцию двигателей. Из анализа данных, представленных в табл. 5, следует, что удельный расход топлива автомобильного дизеля с вариантом степени сжатия 18 по циклу ETC на 4 % ниже исходного варианта (ε = 16,8).

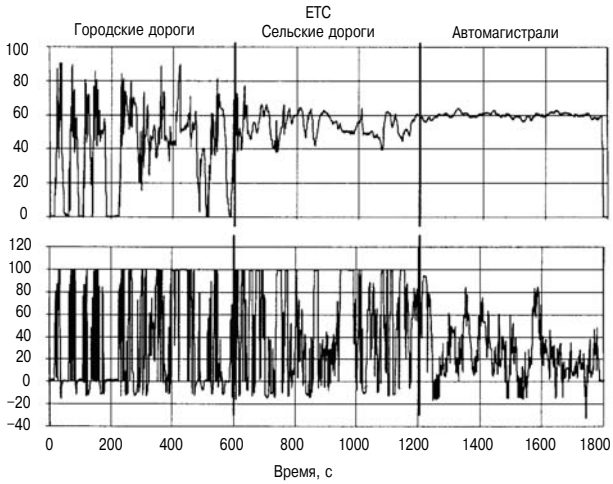


Рис. 5. Схема задания режимов работы двигателя в ходе испытаний по циклу ETC

Таким образом, проведенные исследования по повышению экологических показателей качества двигателей КамАЗ легли в основу разработки конструкторской документации на семейство двигателей, соответствующих требованиям Евро-4, обеспечили успешное проведение их сертификационных испытаний. В табл. 6 приведены технические характеристики серийно выпускаемых дизелей КамАЗ экологического

Таблица 6

Технические характеристики серийно выпускаемых дизелей КамАЗ, соответствующих предписаниям Правил ЕЭК ООН № 49-05В1 (экологический класс 4)

Модель двигателя	Параметры					
	Тип	$D \times S$, мм	iV_h, л	n_N, об/мин	P_e, кВт	$M_{кр\ max}$
740.75-440	V-8	120130	11,76	1900	440	210
740.74-420					420	190
740.73-400					400	180
740.72-360					360	160
740.71-320					320	140
740.70-280					280	120

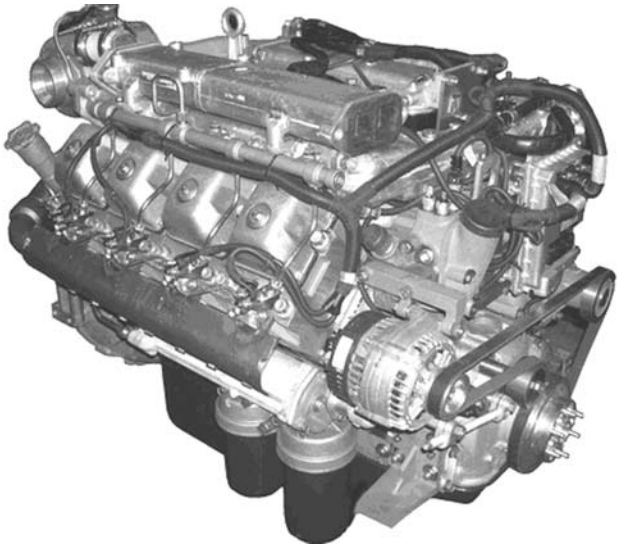


Рис. 6. Общий вид автомобильного дизеля КамАЗ модели 740.75-440 (Евро-4) с системой топливоподачи типа «CR»

класса 4. Заявленные мощность и крутящий момент, определяемые в соответствии с Правилами ЕЭК ООН № 85-00 в комплектации нетто, являются «полезными». Минимальный удельный расход топлива автомобильных дизелей КамАЗ экологического класса 4 по внешней скоростной характеристике, по результатам контрольных испытаний в комплектации нетто составляет 143 г/(л.с.·ч).

Выводы

1. Развитие в ОАО «КамАЗ» экспериментальной базы на основе современного стендового оборудования для исследования экологических показателей качества двигателей создало необходимые условия для разработки конструкции и создания семейства автомобильных дизелей экологического класса 4, серийный выпуск которых начат с января текущего года.

2. Применение в конструкции двигателей КамАЗ компонентов, производимых мировыми лидерами, позволяет повысить качество выполнения научно-исследовательских работ, способствует усилению позиций продукции КамАЗа на рынке ВТО.

3. Предложенный в статье метод повышения экологических показателей качества автомобильных двигателей в сочетании с улучшением их топливной экономичности через исследование взаимосвязи указанных свойств по циклам ESC, ETC Правил ЕЭК ООН № 49-05 — эффективный способ обоснования изменений, вносимых в конструкцию автомобильных двигателей при их модернизации.

Литература

1. Технический регламент «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации вредных (загрязняющих веществ), утвержденный Постановлением Правительства Российской Федерации от 12.10.2005 г. № 609 с изменениями, внесенными от 26.11.2009 г. 956 и от 20.01.2012 г. № 2 пункт 8в (Правила ЕЭК ООН 3 24-03, 49-05В1) Экологический класс 4.

2. Правила ЕЭК ООН № 49. Включая поправки серии 05 — Дата вступления в силу 3 февраля 2008 года. E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505; Rev.1/Add.48/Rev.4 /13.08.2008 г.

3. Основные этапы развития конструкции двигателей КамАЗ в соответствии с требованиями технического регламента / И.Ф. Гумеров и др. // Журнал автомобильных инженеров. — 2011. — № 5 (70) — С. 23–27.

4. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. С40. — 1-е русское изд. — М. : ЗАО «КЖИ За рулем», 2004. — 480 с.

5. Optimierung von Arbeits — und Brennverfahren fur grobere Dieselmotoren mit Common-Rail — Einspritzung (2) // MTZ. — 2000. — № 5. — С. 340–344.

6. *Иноземцев Н.В.* Курс тепловых двигателей // Государственное издательство оборонной промышленности. — 2-е изд. 1952. — 471 с.

7. *Гальговский В.Р., Чернышов Г.Д., Бессонов Н.И.* Взаимосвязь индикаторного КПД с процессом тепловыделения и параметрами внутрицилиндрового пространства дизеля // Двигателестроение. — 1987. — № 7. — С. 3–8.

8. *Григорьев М.А., Долецкий В.А., Желтяков В.Т., Субботин Ю.Г.* Обеспечение качества транспортных двигателей. — М. : ИПК Издательство стандартов. — 1998. — Т. 1. — 630 с.

9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010617661 EPS.exe/ Драчева И.П., Енилин Р.Н., Кучев С.М., Хафизов Р.Х. и др. // Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 19 ноября 2010 г.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 1 полугодие 2013 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 621.436.001

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ РЕЖИМОВ МАЛЫХ НАГРУЗОК СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ВИНТ РЕГУЛИРУЕМОГО ШАГА

Н.Н. Патрахальцев, д.т.н, проф., И.С. Мельник, магистр, И.А. Петруня, магистр
Российский университет дружбы народов

С использованием универсальных характеристик судового дизеля 12ДН23/30 (40ДМ), в координатах «удельная работа двигателя–частота вращения», выполнен анализ ожидаемого повышения экономичности дизеля, работающего на винт регулируемого шага. Повышение экономичности на малых нагрузках достигается за счет отключения части цилиндров. Показано, что снижение удельного эффективного расхода топлива на режимах малой нагрузки может составить около 18%.

В условиях эксплуатации дизели практически всех назначений длительное время работают на режимах малых нагрузок (МН), на которых топливная экономичность двигателя существенно снижается. Исключение могут составить только линейные крупные суда, в то время как для балкеров, буксиров, большинства речных судов и т. д. характерна длительная работа с нагрузками ниже 40–50 % от полной [1]. Для обеспечения эффективной работы в условиях маневров, движения в узкостях, швартовках, прохождении шлюзов и т. д. в качестве движителя применяется винт регулируемого шага (ВРШ). Режимы малой нагрузки в этом случае реализуются уменьшением шагового отношения винта (H/D), что конечно удобно с точки зрения управляемости судна, но дизель при этом работает на режимах низкой удельной экономичности. В ограниченном количестве случаев нагрузка может быть несколько повышена увеличением H/D, но при снижении частоты вращения двигателя для сохранения исходной скорости судна проблему повышения экономичности решить удается не всегда.

Известно [2], что снижение индикаторного КПД (η_i) дизеля на режимах МН и ХХ можно проиллюстрировать характером регулировочной характеристики дизеля по составу смеси ($\eta_i = f(\alpha)$). А одним из методов повышения экономичности таких режимов является метод отключения цилиндров или циклов, называемый также методом регулирования двигателя изменением его рабочего объема [3]. В простейших случаях метод реализуется выключением подачи топлива в часть цилиндров, причем на время вплоть до времени реализации одного цикла (без изменения фаз газообмена, что повышает эффективность метода, но усложняет конструктивно его реализацию). При отключении части цилиндров увеличивается подача топлива в активные (работающие) цилиндры для поддержания заданного нагрузочного режима, вследствие чего наблюдается рост (до определенного уровня) индикаторных КПД (η_i) циклов.

Применение метода предполагает решение ряда задач, а именно: определение рационального количества цилиндров, которые должны оставаться активными (не выключенными) для поддержания заданного режима; оценка ожидаемого выигрыша в расходе топлива, который можно получить, применяя данный метод. Следует отметить, что обычно отключению подвергается одно и то же количество одних и тех же цилиндров. Это определяется конструкцией топливной системы и устройств для отключения цилиндров. Но поскольку уже существуют электронные системы и средства для отключения произвольного числа разных цилиндров, причем на время вплоть до одного цикла и в любой последовательности [4], то возникает вопрос о целесообразности управления работой дизеля изменением числа активных цилиндров или циклов.

Для оценки возможного повышения экономичности двигателя на малых нагрузках путем отключения части цилиндров или циклов, иначе говоря, для оценки ожидаемого выигрыша в расходе топлива при применении того или иного метода, используется универсальная характеристика двигателя по удельному расходу топлива, перестроенная в координаты: «удельная работа двигателя–частота вращения».

Существо метода такой оценки заключается в следующем. Традиционная универсальная характеристика двигателя строится в координатах: среднее эффективное давление p_e (или эффективный момент M_e)–n и в этом поле наносятся параметрические кривые постоянных значений $g_e = \text{const}$, $N_e = \text{const}$ и т. д. При этом показатель M_e является функцией положения рейки ($h_\text{р}$, при данном n) и относится ко всему полноразмерному двигателю, а показатель среднего эффективного давления p_e — как ко всему полноразмер-

ному двигателю, так и к каждому цилиндру полноразмерного двигателя, причем $p_e = f(h_р)$ при данном n. По этой характеристике невозможно оценить экономичность двигателя, который регулируется изменением числа активных цилиндров, т. е. изменением рабочего объема двигателя. Тогда может быть применен следующий подход.

Полноразмерный двигатель, т. е работающий на всех k цилиндрах (рабочий объем равен $k{\cdot}V_h$), и тот же двигатель, но с уменьшенным рабочим объемом ($z{\cdot}V_h$), реализуют заданный нагрузочный режим (МН), выполняя одинаковую для этих случаев полезную работу ($L_{полн}$). Изменение числа активных цилиндров меняет величину удельной работы, которая равна $L_{уд} = L_{полн}/(k{\cdot}V_h)$ для полноразмерного двигателя или $L_{уд} = L_{полн}/(z{\cdot}V_h)$ — для двигателя с числом активных цилиндров z. Поскольку традиционная универсальная характеристика приведена в координатах $M_e{-}n$ или $p_e{-}n$, то ее нужно перестроить в координаты $L_{уд}{-}n$, так как регулируемым параметром является уже не только положение рейки, но и рабочий объем двигателя (рис. 1).

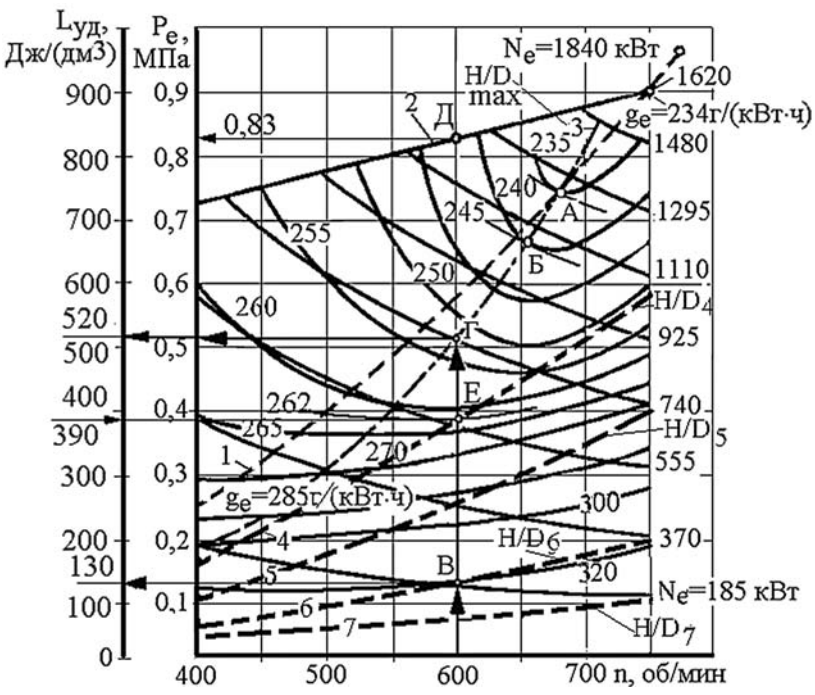


Рис. 1. Универсальная (комбинированная) характеристика судового двухтактного дизеля 12ДН23/30 (40 ДМ):
1 — винтовая характеристика с полным (максимальным) шаговым отношением, равным шаговому отношению ВФШ ($H/D_{вфш}$); *2* — ограничительная характеристика; *3* — экономическая характеристика; *4*, *5*, *6*, *7* — винтовые характеристики при шаговых отношениях соответственно $H/D_4 > H/D_5 > H/D_6 > H/D_7$

Пусть известен момент M_e [Н·м] полноразмерного дизеля (двухтактного в данном исследовании), работающего с некоторой пониженной нагрузкой. При этом полная работа, совершаемая двигателем, равна

$$L_{полн} = 2{\cdot}\pi{\cdot}M_e \text{ [Дж]}. \quad (1)$$

Тогда при полном рабочем объеме двигателя $k{\cdot}V_h$ [дм^3] его удельная работа равна

$$L_{уд} = 2{\cdot}\pi{\cdot}M_e/(k{\cdot}V_h) \text{ [Дж/(дм}^3\text{)]}. \quad (2)$$

Если число активных цилиндров равно z, то удельная работа такого дизеля при выполнении той же полной работы равна

$$L_{уд} = 2{\cdot}\pi{\cdot}M_e/(z{\cdot}V_h). \quad (3)$$

Пусть режим полноразмерного дизеля задан через среднее эффективное давление p_e [МПа]. Тогда (для двухтактного двигателя)

$$L_{полн} = 1000{\cdot}p_e{\cdot}k{\cdot}V_h. \quad (4)$$

Для полноразмерного двухтактного дизеля

$$L_{уд} = 1000{\cdot}p_e. \quad (5)$$

Для дизеля с числом активных цилиндров z получаем

$$L_{уд} = 1000{\cdot}p_e{\cdot}k/z \text{ [Дж/(дм}^3\text{)]}. \quad (6)$$

Проанализируем эту методику с использованием универсальной характеристики дизеля 12ДН23/30 (40ДМ) [2], на которую дополнительно нанесены винтовые характеристики двигателя с ВРШ с разным шаговым отношением H/D (рис. 1).

Точками А и Б показаны примеры минимальных расходов топлива при данных постоянных мощностях (точки касания кривых g_e = const и N_e = const). Точками В и Г показаны соответственно режимы малой нагрузки при работе полноразмерного дизеля ($z = k$) и дизеля с z работающими цилиндрами (при $z<k$). Причем это число z пока нам не известно. Известно только условие, что нужно получить минимальный индикаторный и эффективный расходы топлива. На режиме, обозначенном точкой В, т. е. при n = = 600 об/мин и p_e = 0,13 МПа полноразмерный дизель выполняет полную работу $L_{полн}$ = = $1000{\cdot}p_e{\cdot}k{\cdot}V_h = 1000{\cdot}0{,}13{\cdot}12{\cdot}12{,}458 = 19\,434$ Дж. При этом его удельная работа равна $L_{уд} = 1000{\cdot}p_e$ = = $1000{\cdot}0{,}13 = 130$ Дж/(дм^3). Для того чтобы выйти на режим максимальной экономичности, выполняя ту же нагрузку и при той же частоте вращения, дизель должен выполнять удельную эффективную работу, равную $L'_{уд} = 520$ Дж/(дм^3) (см. рис. 1). Следовательно, число работающих цилиндров должно составлять $z = L_{уд}{\cdot}k/L'_{уд}$ =

= 130·12/520 ≈ 3 цилиндра. Полноразмерный дизель на исходном режиме имел g_e = 320 г/(кВт·ч), а после изменения рабочего объема — ~253 г/(кВт·ч). Следовательно повышение экономичности (выигрыш в расходе топлива) может составить

$$\Delta g_e = [(g_{e.k} - g_{e.z}) / g_{e.k}] \, 100 \approx 21\%. \quad (7)$$

Очевидно, что удельный расход топлива определяется не только индикаторным КПД, но и механическим, который при снижении нагрузки существенно снижается. Поэтому возникает вопрос, а может ли данный дизель работать на трех цилиндрах, как соотнесутся его механические потери с учетом выключенных цилиндров, с развиваемым индикаторным моментом, мощностью.

Отметим, что все приведенные рассуждения выполнены при допущении, что абсолютные значения механических потерь сохраняют свои значения как для полноразмерного, так и для дизеля с выключением части цилиндров, и зависят только от частоты вращения (при условии поддержания теплового состояния, примерного сохранения параметров наддува, что вполне вероятно для пониженных нагрузок), но без изменения фаз газообмена. Такое допущение представляется приемлемым в связи с тем, что надежными методами определения, например, момента механических потерь, являются методы прокрутки вала от постороннего источника при выключенных подачах топлива во все цилиндры, поочередного отключения отдельных цилиндров, а также выбега после отключения всех цилиндров [4]. Зная экспериментальную характеристику изменения $p_м$, получим, например, для случая работы по винтовой характеристике H/D_6 следующие показатели (рис. 2).

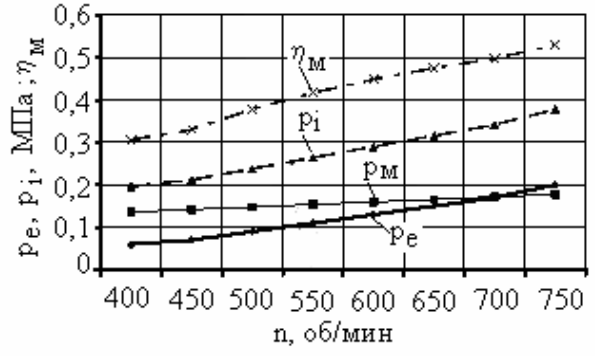


Рис. 2. Среднее эффективное и индикаторное давления (p_e и p_i), среднее давление механических потерь ($p_м$) и механический КПД ($\eta_м$) при работе дизеля по винтовой характеристик с шаговым отношением H/D_6 (см. рис.1)

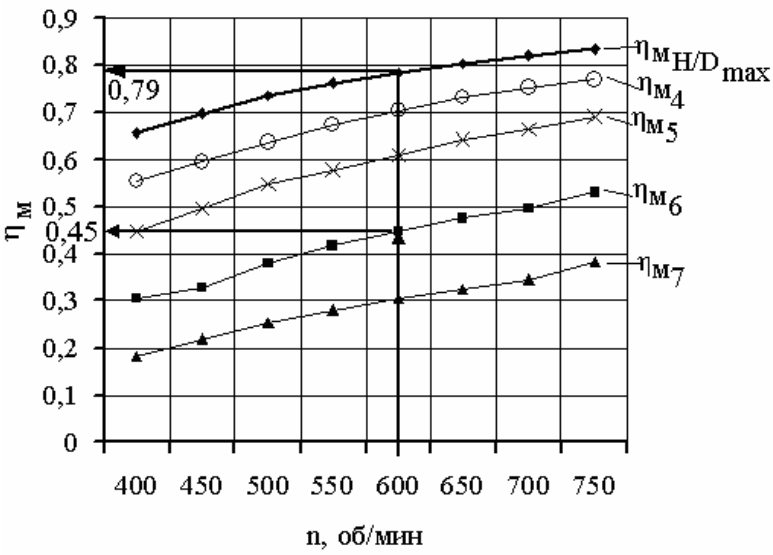


Рис. 3. Изменение механического КПД ($\eta_{мех}$) дизеля при работе с разными нагрузками, определяемыми шаговыми отношениями винта регулируемого шага (ВРШ) в соответствии с рис. 1:

H/D_{max} — максимальное шаговое отношение винта

Известно, что механический КПД ($\eta_м$) изменяется с изменением нагрузки (рис. 3).

Так, на рассмотренном исходном режиме малой нагрузки он составлял $\eta_м$ = ~0,45 (рис. 3). При этом индикаторные показатели активных цилиндров соответственно должны быть повышенными. С учетом принятых допущений на том же нагрузочном режиме и той же частоте вращения, но с числом работающих цилиндров z = 3 механический КПД не изменяется. Поскольку очевидно, что $L_{уд.i} = L_{уд}/\eta_м$ ($L_{уд.i}$ — удельная индикаторная работа) и, следовательно, для активного цилиндра дизеля получаем p_i = 520/(0,45·1000) = ~1,16 МПа. Однако в соответствии с ограничительной характеристикой *2* (см. рис. 1) (p_e = 0,83, точка Д на рис. 1) и при $\eta_м$ = 0,79 (рис. 3) среднее индикаторное давление активного цилиндра p_i не может составить более 0,83/0,79 = = 1,05 МПа. Следовательно на данном режиме отключать можно не более восьми цилиндров ($z \geq 4$). Тогда удельная работа $L_{уд}$ будет равна 390 Дж/(дм^3), g_e составит 262 г/(кВт·ч) (точка Е на рис. 1), а выигрыш в удельном расходе топлива будет составлять около 18 %.

Следует отметить, что данный анализ проводится при допущении, что отключение (а затем включение) цилиндров происходят мгновенно. Реально существуют различные ограничения на проведение таких операций, например, ограничения, связанные с неравномерностью вращения вала, условиями возникновения крутильных колебаний и т. д. Для автомобильного дизеля (где важным показателем является комфортность поездки) считается, что с учетом ограничений на реализацию метода регулирования нагрузки за

счет изменения рабочего объема дизеля ожидаемый результат может быть на 25–50 % ниже расчетного. Кроме того, важна доля режимов малых нагрузок в реальном эксплуатационном цикле режимов работы двигателя. Очевидно, что чем эта доля ниже, т. е. чем выше коэффициент загрузки двигателя, тем меньше будет и выигрыш в расходе топлива.

Однако для оперативной оценки возможностей повышения экономичности дизеля при работе на малых нагрузках, рассмотренный метод анализа эффективности регулирования рабочего объема может быть достаточно эффективен, не трудоемок и не требует значительных затрат времени.

Литература

1. *Николаев Н.И., Гинда О.П., Зиненко Н.Н.* Повышение эксплуатационной топливной экономичности главных двигателей на частичных нагрузках // Двигателестроение. — 2010. — № 4 (242). — С. 22–24.

2. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1983. — 372 с.

3. *Патрахальцев Н.Н., Страшнов С.В., Корнев Б.А., Мельник И.С.* Регулирование дизеля методом отключения–включения цилиндров или циклов // Двигателестроение. — 2011. — № 3 (245). — С. 7–12.

4. *Сороко-Новицкий В.И.* Испытания автотракторных двигателей. — М. : МАШГИЗ. — 1995. — 542 с.

ПАМЯТИ В.И. СУРКИНА

15 марта 2013 г. на 75 году жизни скоропостижно скончался заслуженный работник высшей школы РФ, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» Челябинской государственной агроинженерной академии



Суркин Вячеслав Иванович

В.И. Суркин родился 16.06.1938 г. После окончания Куйбышевского сельскохозяйственного института в 1962 г. работал старшим инженером совхоза Ростовского отделения сельскохозяйственной техники, а уже 1963 г. стал главным инженером совхоза Бектышево Ярославской области. В 1964 г. Вячеслав Иванович продолжил трудовую деятельность в качестве преподавателя Бугурусланского сельскохозяйственного техникума и в 1970 г. после окончания аспирантуры успешно защитил кандидатскую диссертацию на тему «Исследование параметров масляного слоя коренных подшипников тракторных дизелей» в ЧИМЭСХ, г. Челябинск. Вся дальнейшая научно-техническая и педагогическая деятельность В.И. Суркина была связана с кафедрой «Тракторы и автомобили» ЧИМЭСХ (ЧГАУ, ЧГАА). В 1989 г. Вячеслав Иванович защитил докторскую диссертацию на тему «Повышение технического уровня тракторных дизелей оптимизацией пар трения» в ЛПИ (Ленинград), а в 1991 г. ему присвоили ученое звание профессора. Начиная с 1995 г. Вячеслав Иванович был бессменным заведующим кафедрой «Тракторы и автомобили».

В.И. Суркин был талантливым ученым и педагогом. Он внес значительный вклад в развитие научной школы по повышению технического уровня тракторных дизелей. Им было подготовлено 12 кандидатов наук и 1 доктор наук.

Вячеслав Иванович известен как автор монографии «Смазка пар трения дизелей», более 180 научных работ, 12 свидетельств на изобретение.

Долгие годы Вячеслав Иванович активно участвовал в различных научных, профессиональных и общественных организациях. Был действительным членом академии аграрного образования (Москва), членом научно-технического совета ЧТЗ, членом диссертационного совета Д212.298.09 при Южно-Уральском госуниверситете.

За многолетнюю деятельность в подготовке высококвалифицированных специалистов В.И. Суркин был награжден грамотой Министерства сельского хозяйства и продовольствия РФ (1999 г.), орденом Дружбы (2001 г.) и премией Губернатора Челябинской области.

Коллективы кафедр «Тракторы и автомобили» (ЧГАА) и «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» (ЮУрГУ), друзья и коллеги приносят свои соболезнования семье и близким.

Светлая память о нем останется в наших сердцах.

УДК 621.436

ДЕТОНАЦИЯ В ГАЗОДИЗЕЛЕ: СОПОСТАВЛЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ ОБНАРУЖЕНИЯ И КОНТРОЛЯ (материалы конгресса CIMAC 2010)

Ф. Милло, Г. Лаврино; Politecnico di Torino, Италия
А. Кафари; Wartsila, Италия

Опасность детонации является одним из ключевых факторов, ограничивающих возможность улучшения показателей газового двигателя (газодизеля). Поэтому столь важно выработать стратегию управления рабочим процессом, которая позволила бы оптимизировать экологические и экономические показатели двигателя, обеспечив в то же время надежную защиту от детонации. Для решения этой проблемы необходимо научиться определять момент возникновения детонации с достаточной точностью.

В докладе описаны алгоритмы диагностики детонации по сигналу датчика давления в цилиндре и по сигналу датчиков вибрации. В обоих случаях определение детонации возможно как путем сравнения выбранного параметра с постоянным пороговым значением, так и с помощью метода статистического анализа. На основании теоретического анализа и экспериментов, проведенных на двигателе типа Wartsila W50DF, выполнено сравнение различных методов и источников сигнала, определены оптимальные критерии детонации и области применения каждого метода.

Перевод доклада выполнен Г. Мельником.

Одним из главных препятствий для дальнейшего повышения КПД и улучшения параметров рабочего процесса газодизеля после перехода на газ является детонация, не позволяющая поднять степень сжатия и давление цилиндре сверх определенных значений. Поэтому необходимы средства для определения момента начала аномального сгорания и оценки интенсивности детонации.

Данная работа посвящена экспериментальному сравнению двух методов обнаружения детонации, основанных на спектральном анализе сигналов по давлению в цилиндре, а также по вибрации головки цилиндра. Эксперимент проводился на двигателе типа Wartsila W50DF.

По результатам подробного анализа опубликованных результатов исследований для экспериментального сравнения были выбраны методы, основанные на следующих трех критериях оценки развития детонации:

- максимальная разность пиковых значений сигнала от датчиков давления или вибрации, пропущенных через полосовый фильтр;
- среднее квадратичное значение сигналов от датчиков давления или вибрации, пропущенных через полосовый фильтр;
- интеграл абсолютного значения первой производной сигналов от датчиков давления или вибрации, пропущенных через полосовый фильтр.

Была выполнена оценка различных критериев выявления детонации, основанных соответственно на сравнении сигналов показателя детонации в одном цилиндре с некоторым (постоянным) пороговым значением, и на статистическом анализе.

Показано, что метод постоянного порогового значения дает лучшие результаты для двигателей, работающих при постоянных значениях скорости и нагрузки (например, в генераторных агрегатах), тогда как статистический метод незаменим для главных судовых двигателей, работающих на винт фиксированного шага.

Установлено также, что статистический подход дает более надежные и стабильные результаты при использовании вибросигнала и, следовательно, больше подходит для серийных двигателей.

Наконец, за счет правильного выбора места установки акселерометра и параметров частотного фильтра удалось существенно снизить влияние передаточной функции двигателя на вибросигнал, что значительно облегчило и повысило надежность обнаружения детонации, а также позволило ранжировать детонационные циклы по интенсивности, создав тем самым основу для разработки новых, более тонких методов управления рабочим процессом.

Введение

В последние годы наблюдался заметный рост относительной доли рынка, занимаемой газовыми двигателями, что объясняется, в первую очередь, более низким уровнем вредных выбросов по сравнению с дизелями. Газовые двигатели превосходят также паровые и газовые турбины как по экологическим показателям (меньший уровень вредных выбросов), так и по КПД. Именно поэтому газодизели с недавних пор стали находить применение в качестве главных судовых дви-

гателей. В частности, фирма Wartsila в 2001 г. начала выпуск двигателей типа W50DF, предназначенных для газовозов. Ожидается, что в ближайшем будущем газодизели начнут вытеснять дизели в качестве главных двигателей буксиров и круизных судов, а также станут постепенно заменять дизель-генераторы на контейнеровозах с целью снижения выбросов в прибрежных зонах.

Одним из главных препятствий для дальнейшего повышения КПД и улучшения параметров рабочего процесса газодизеля при его работе на газе является детонация, поскольку опасность ее возникновения ограничивает температуру и давление рабочей смеси. Поэтому одна из важнейших задач для создателей газовых двигателей — научиться обнаруживать момент начала аномального сгорания и оценивать интенсивность детонации.

Известно несколько методов решения этой задачи. Один из них предусматривает использование физических характеристик элементов конструкции, которые в момент возникновения детонации изменяются наиболее сильно. Наиболее распространенные методы обнаружения детонации, в зависимости от измеряемых параметров, могут быть отнесены к методам, основанным на анализе изменения давления в цилиндре и на анализе вибрации блока цилиндров или головки цилиндра.

Для газовых двигателей с искровым зажиганием предлагались также методы, основанные на анализе ионизации газа, однако они обычно требуют использования в качестве датчика ионизации свечи зажигания, куда после зажигания подается постоянное напряжение и измеряется соответствующая величина тока. Это позволяет обнаружить аномальный характер сгорания по резкому росту тока ионизации. Но в газодизелях используется зажигание бедной газовоздушной смеси по технологии «Micro Pilot», т. е. путем впрыскивания в цилиндр небольшого количества жидкого, пилотного топлива. Это означает, что методы контроля детонации, основанные на анализе ионизации газа, применить в газодизеле достаточно сложно, поэтому в рамках данного исследования они не рассматривались.

Целью настоящей работы было сравнение эффективности двух методов обнаружения детонации, основанных на частотном анализе сигнала по давлению в цилиндре и сигнала по вибрации головки цилиндра. К первой категории, предусматривающей прямое измерение основных детонационных эффектов и подробное исследование процессов аномального сгорания, относится безусловное большинство методов, используемых в настоящее время в лабораторных исследованиях двигателей при их работе на новых видах топлива. Поэтому в технической литературе можно встретить описание самых различных методов, основанных на анализе сигнала давления.

В настоящей работе предпочтение было отдано методам, основанным на частотном анализе сигнала давления в цилиндре и/или его производных. Такой выбор был продиктован тем, что высокочастотные пульсации давления, характерные для детонационного сгорания, могут быть источником полезной информации об интенсивности аномального сгорания, поскольку их амплитуда зависит от количества источников самовоспламенившейся рабочей смеси. Однако из-за высокой стоимости и малого ресурса датчиков давления область применения методов анализа сигнала давления ограничена лабораторными исследованиями. Для серийно выпускаемых двигателей, как правило, используются методы, основанные на анализе вибрации головки или блока цилиндров. В автомобильном двигателе для контроля детонации в каждом цилиндре достаточно иметь один или два акселерометра на блок. Поскольку главные судовые двигатели и двигатели генераторных установок по своей размерности, как правило, значительно превосходят автомобильные, для них обычно требуется установка индивидуального акселерометра в головке каждого цилиндра. Высокочастотные пульсации давления в цилиндре, возникающие в результате самовоспламенения рабочей смеси, вызывают вибрацию элементов конструкции двигателя, измеряемую акселерометром. Поскольку акселерометр устанавливается в головке цилиндра, чистое запаздывание между моментами возникновения пульсаций давления и вибрации головки цилиндра пренебрежимо мало (рис. 1). Акселерометры являются относительно дешевыми приборами, что позволяет успешно их использовать в серийных двигателях. В то же время необходимо провести четкое различие между вибрацией, возникающей вследствие детонации, и вибрацией, вызываемой механическими воздействиями, которая может иметь место и при нормальной работе двигателя. На рис. 2 приведен сигнал вибрации головки цилиндра, вызываемой закрытием впускных (IVC) и выпускных (EVC) клапанов. Поэтому столь важное значение имеет правильный выбор точек установки датчиков и методов обработки сигналов.

Использование методов частотного анализа предполагает идентификацию частотных диапазонов, возникающих под воздействием детонации пульсаций давления и/или механических вибраций. При этом необходимо обеспечить такую фильтрацию сигнала, которая позволила бы выделить из него составляющие, вызываемые детонацией. После выбора наиболее репрезентативных показателей детонации можно было

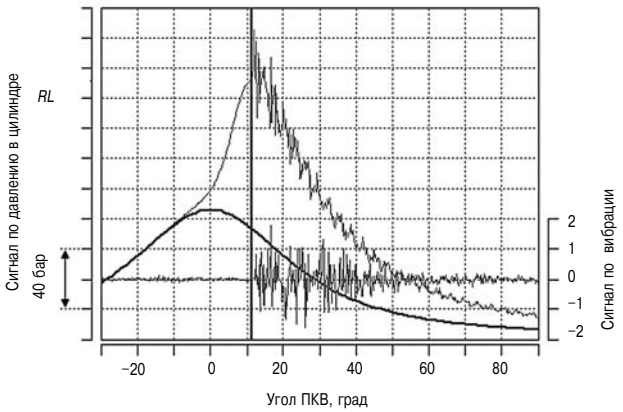


Рис. 1. Сигналы по давлению в цилиндре и вибрации при сильной детонации

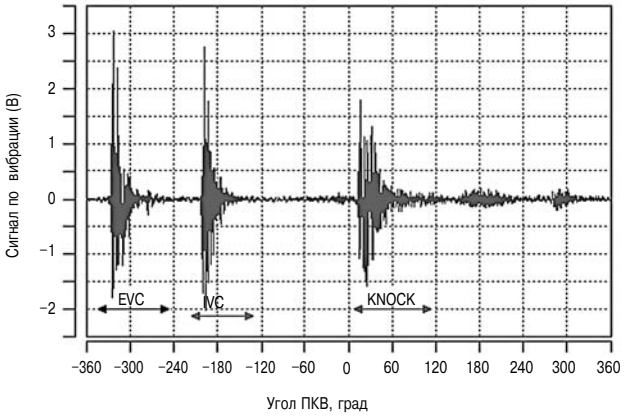


Рис. 2. Сигнал по вибрации головки цилиндра при сильной детонации (KNOCK)

перейти к экспериментам на двигателе Wartsila W50DF, проводимых с целью выработки критериев наиболее адекватных и надежных методов диагностики детонации.

Экспериментальная установка

Эксперименты проводились на двигателе Wartsila типа W50DF. Это четырехтактный газодизель, способный работать на природном газе и легком топливе (LFO — Light Fuel Oil) или тяжелом топливе (HFO — Heavy Fuel Oil). Двигатель работает по циклу Отто на обедненной смеси природного газа и воздуха. Значения коэффициента избытка воздуха достаточно велики ($2{,}0<\lambda<2{,}2$); газ подается во впускные окна всех цилиндров на такте всасывания (рис. 3). Для зажигания обедненной топливовоздушной смеси в цилиндр подается небольшое количество пилотного топлива (LFO), которое представляет собой источник воспламенения основного заряда, обладающий высоким энергетическим потенциалом. Доля пилотного топлива достаточно мала, чтобы не происходил рост выбросов NO_x. Поэтому для впрыска пилотного топлива используется специальный микроклапан.

Основные параметры экспериментального двигателя представлены в табл. 1.

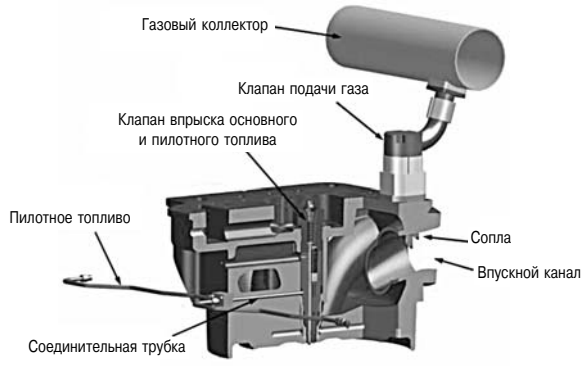


Рис. 3. Системы подачи газа и пилотного топлива

Единственным отличием экспериментального двигателя от серийного был датчик давления, использовавшийся для измерения интенсивности детонации. Пьезоэлектрический датчик давления типа Kistler 6013CQ02 был установлен в первом (считая от маховика) цилиндре рядом с выпускным клапаном (рис. 4). Место установки датчика выбиралось как можно ближе к ожидаемой точке самовоспламенения.

Таблица 1

Основные параметры стендового двигателя

Компоновка	Рядный 6-цилиндровый
Диаметр цилиндра, мм	500
Ход поршня, мм	580
Номинальная скорость, об/мин	500
Средняя скорость поршня, м/с	9,7
Максимальная мощность, кВт	5700
Среднее эффективное давление, бар	20,0

Хотя на каждом цилиндре серийного двигателя W50DF установлен акселерометр для измерения вибраций, возникающих в результате аномального сгорания, в настоящем исследовании сигналы от этих датчиков не регистрировались, а подавались в систему управления Wartsila (WECS) только для контроля работы двигателя. В дополнение к серийному в головке первого цилиндра был установлен еще один акселерометр (датчик типа KS-P фирмы «Bosch») для измерения вибрации головки. Штатные акселерометры, устанавливаемые на серийных двигателях, и дополнительные акселерометры показаны на рис. 5.

Обработка сигналов

Выбор параметров полосового фильтра сигнала по давлению

Оценка значений ожидаемых резонансных частот при детонации была выполнена на основании аналитического решения волнового уравнения для замкнутого цилиндрического объема с плоскими торцами. Резонансная частота

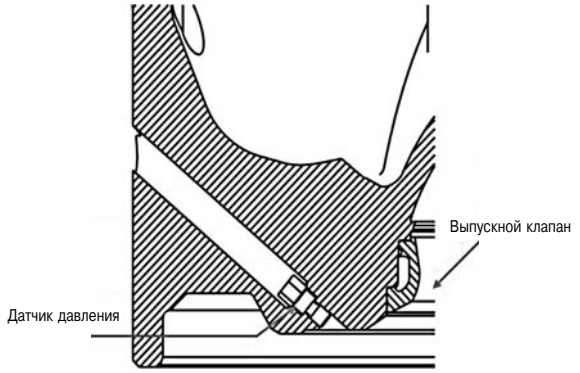


Рис. 4. Установка датчика давления

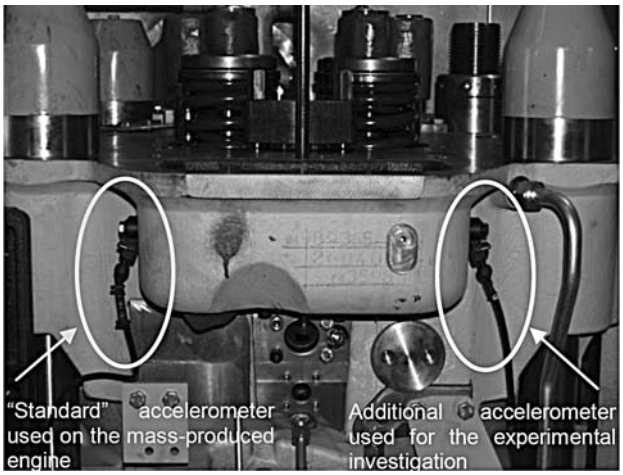


Рис. 5. Установка двух акселерометров в головке цилиндра 1:
слева — штатный акселерометр серийного двигателя, справа — дополнительный акселерометр для эксперимента

формы колебаний m, n может быть вычислена по формуле

$$f_{m,n} = \alpha_{m,n} \frac{c_s}{\pi B}, \qquad (1)$$

где $\alpha_{m,n}$ — соответствующее волновое число (находится из уравнений Бесселя); m и n — номера радиального и тангенциального узлов давления соответственно; c_s — скорость звука в камере сгорания (порядка 830 м/с); B — диаметр цилиндра.

Первые шесть гармоник показаны на рис. 6, а расчетные значения их резонансных частот сведены в табл. 2.

Расчетные значения резонансных частот сравнивались с экспериментальными результатами, полученными путем обработки сигнала давления с помощью преобразования Фурье. На рис. 7 в качестве примера показаны два варианта спектра давления в цилиндре — для типичного цикла с сильно выраженной детонацией и для нормального цикла. Для большей наглядности сравнения на обоих графиках приведены расчетные значения первых пяти частот. Из приведенных данных следует, что первая расчетная гармоника хорошо

Таблица 2

Расчетные значения резонансных частот

Резонансная частота, кГц	f_{10}	f_{20}	f_{01}	f_{30}	f_{40}	f_{11}
Теоретическое значение	1	1,6	2	2,2	2,8	2,8

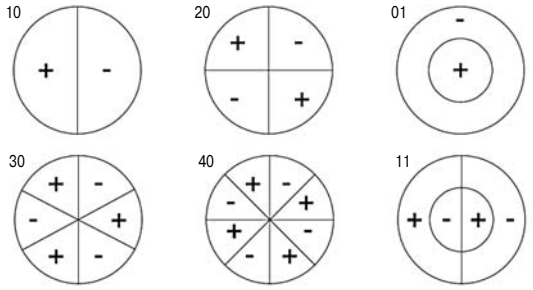


Рис. 6. Первые шесть форм вибрации

аппроксимирует измеренное значение первой резонансной частоты, тогда как корреляция между другими соответствующими частотами, теоретически рассчитанными и экспериментально измеренными, выражена слабее. На основании предварительного расчета теоретических частот и последующего анализа измеренных спектров давления был выбран фильтр с полосой пропускания 900−3500 Гц. Указанный диапазон охватывает частоты основных форм вибрации. Это позволяет снизить влияние высокочастотного шума, который может присутствовать при работе

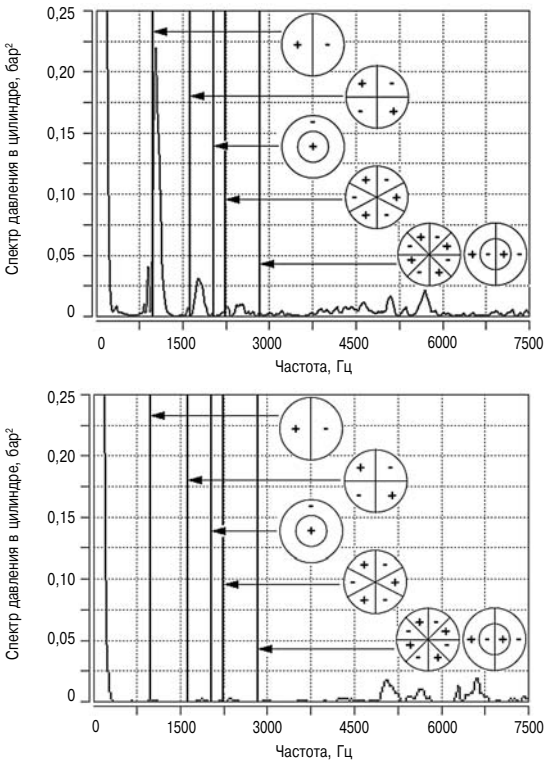


Рис. 7. Спектр давления в цилиндре для типичных циклов с сильной детонацией (сверху) и без детонации (снизу)

двигателя на любых режимах, независимо от наличия или отсутствия детонации (см. рис. 7).

Выбор параметров полосового фильтра для сигнала акселерометра

Методы фильтрации выбирались по результатам гармонического анализа вибросигнала. Анализируя различные спектры вибрации при отсутствии детонации, можно увидеть два разных источника шума, один из которых находится в диапазоне низких частот (менее 850 Гц), а другой — в диапазоне высоких частот (более 4500 Гц) (рис. 8). Кроме того, сигнал зависит от передаточной функции двигателя, которая может усиливать или ослаблять определенные частоты (рис. 9). Поскольку подробный анализ передаточной функции двигателя выходит далеко за рамки настоящей работы, для сигнала акселерометра был выбран фильтр с полосой пропускания 850–4500 кГц.

Выбор признаков детонации

Частотные методы анализа требуются фильтрации сигнала для выделения той его составляющей, которая связана только с детонацией. В предыдущих работах было показано, что простейшим показателем детонации может стать максимальная амплитуда сигнала или максимальная относительная разность амплитуд сигнала после фильтрации. Для того чтобы подчеркнуть влияние усталостной составляющей износа двигателя, был предложен ряд альтернативных показателей, в том числе интеграл абсолютного значения первой производной сигнала, интеграл абсолютного значения сигнала и среднеквадратическое значение сигнала.

С учетом детального анализа известных литературных источников для последующей экспериментальной проверки были выбраны следующие показатели (далее каждый показатель обозначен соответствующим символом в скобках):

- максимальная разность пиковых значений фильтрованного сигнала давления или вибрации (*PPMax*);
- среднеквадратичное значение фильтрованного сигнала давления или вибрации (*MSV*);
- интеграл абсолютного значения фильтрованного сигнала давления или вибрации (*ID*).

Теоретически показатель *PPMax* хорошо коррелирует с интенсивностью детонации, поскольку, чем больше количество самовоспламенившегося газа, тем сильнее должны быть пульсации давления. Амплитуда вибрации головки цилиндра под действием детонации зависит (с учетом передаточной функции двигателя) от диапазона пульсаций давления в цилиндре, зависящего от количества самовоспламенившегося газа.

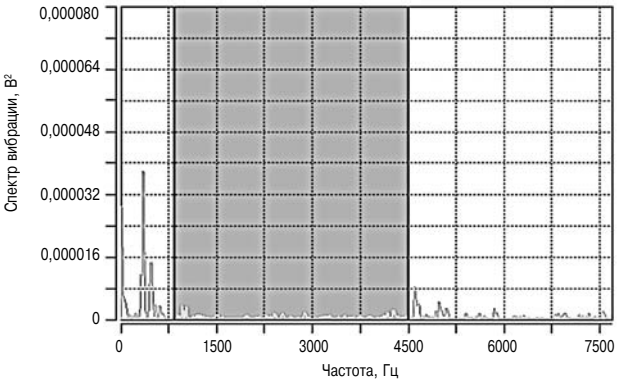


Рис. 8. Спектр вибрации при отсутствии детонации

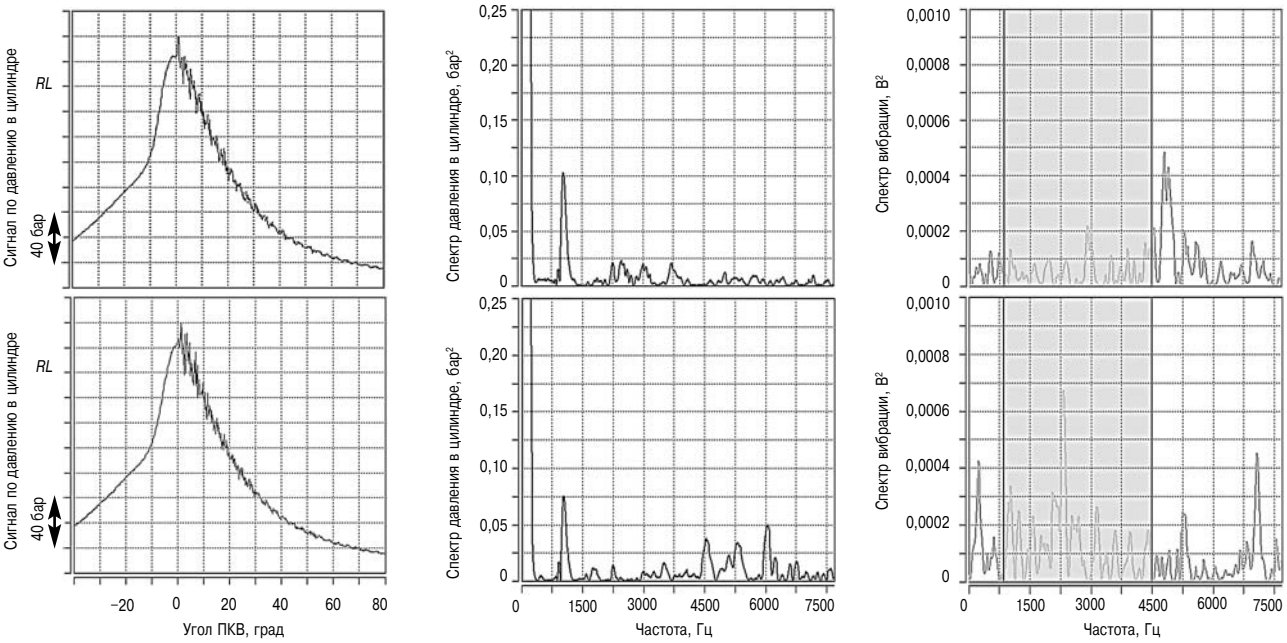


Рис. 9. Сигналы по давлению в цилиндре (слева), спектры давления в цилиндре (в середине) и вибрации (справа) для двух различных циклов с сильной вибрацией. На спектре вибрации выделена полоса фильтрации (850–4500 Гц)

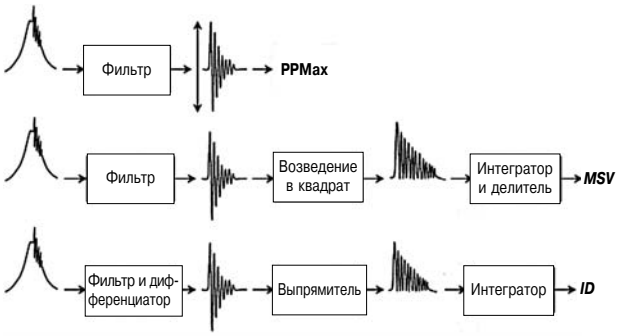


Рис. 10. Схема определения показателей вибрации: *PPMax* (сверху), *MSV* (посредине) и *ID* (снизу)

Показатель *MSV* представляет собой среднее значение энергии сигнала, выделяющегося на протяжении той части рабочего цикла, во время которой происходит детонация. Поэтому он хорошо коррелирует с усредненными значениями показателей, характеризующих воздействие аномального сгорания на прочность конструкции двигателя.

Показатель *ID* может быть определен следующим образом:

$$ID = \int \mathrm{d}x_{b.p.f}; \qquad (2)$$

$$ID = \int \left| \frac{\mathrm{d}x_{b.p.f}}{\mathrm{d}t} \right| \mathrm{d}t, \qquad (3)$$

где $x_{b.p.f}$ — сигнал по давлению или вибрации после фильтра.

Как видно из уравнения (2), показатель *ID* пропорционален числу и амплитуде пульсаций сигнала, и, следовательно, характеризует усталостные напряжения, вызываемые детонацией (для упрощения математической обработки сигнала при расчете *ID* обычно используют уравнение 3).

Выбор сектора поворота коленчатого вала для снятия фильтрованного сигнала

Правильный выбор сектора ПКВ позволяет увеличить соотношение сигнал–шум (*s/n*) при использовании не только акселерометров, но и датчиков давления, которые не столь чувствительны к фоновым шумам.

На рис. 10 показаны типичные кривые изменения давления и вибросигнала при наличии детонации. Высокочастотные пульсации давления, вызванные самовозгоранием, и соответствующие вибрации головки цилиндра возникают вскоре после прохождения верхней мертвой точки (ВМТ). Почти сразу достигая максимальной амплитуды, вибрация постепенно ослабевает, падая почти до нуля при достижении угла ПКВ порядка 90° после ВМТ.

Влияние выбранного сектора ПКВ на изменение показателей *ID* и *MSV* приведено на рис. 11. Результаты получены при двух разных

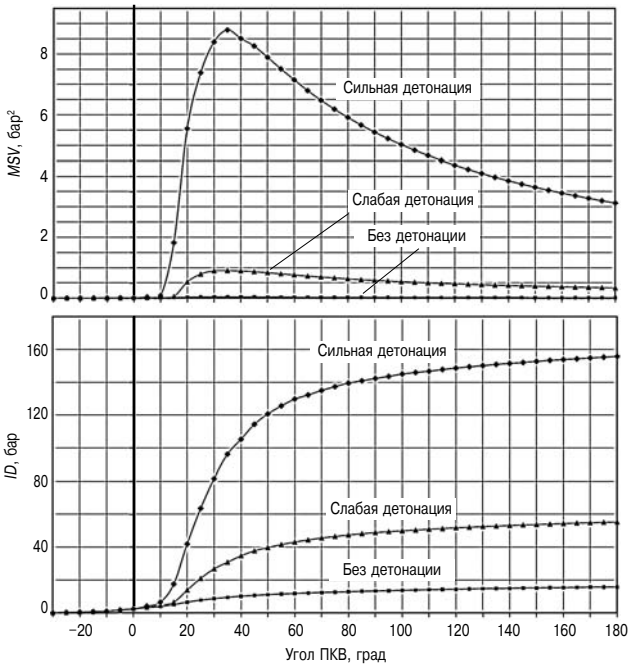


Рис. 11. Значения *MSV* (сверху) и *ID* (снизу) для типичного цикла с тяжелой детонацией: сравнение результатов, полученных с использованием различных значений сектора ПКВ

величинах секторов ПКВ для двух типов детонационных циклов (тяжелая и легкая детонация), а также для нормального цикла. Из приведенных данных следует, что для показателя *ID* оптимальным является сектор ПКВ 10–90° за ВМТ, а для показателя *MSV* — более короткий сектор 10–50° за ВМТ. При обработке сигнала акселерометра были получены аналогичные результаты. Поэтому для обоих сигналов были выбраны одинаковые значения сектора ПКВ. Это стало возможным, поскольку двигатель W50DF оборудован акселерометрами, установленными на каждом цилиндре, благодаря чему интерференция между детонационной вибрацией каждого цилиндра и механической вибрацией других цилиндров отсутствует (рис. 2).

Критерии определения детонационных рабочих циклов

Как отмечено в предыдущем разделе, после выбора оптимального метода обработки сигнала необходимо установить критерии определения детонационных рабочих циклов. Как показано на рис. 11, даже в нормальных рабочих циклах индекс детонации не равен нулю, поэтому реально подтвердить возникновение детонации можно только путем сравнения индекса детонации с некоторым пороговым значением. Однако надежность такого критерия зависит от точности выбора порогового значения, которое, с одной стороны, должно быть достаточно велико для предотвращения ложных обнаружений из-за фонового шума (например, из-за вибрации

головки другого цилиндра), с другой стороны, не должно быть настолько высоким, чтобы циклы со слабой детонацией могли оставаться незамеченными. Именно по этой причине методы, использующие постоянное пороговое значение, не получили распространения в автомобильных двигателях, где из-за большого диапазона изменения скорости и нагрузки разброс интенсивности фонового шума настолько велик, что выбрать нужное пороговое значение практически невозможно.

Ничто, однако, не мешает использовать данные методы в главных судовых двигателях и генераторных установках, где двигатели чаще всего работают при постоянной скорости, а в ряде случаев — и при практически постоянной нагрузке. К тому же в судовых двигателях каждый цилиндр обычно оборудован акселерометром, что позволяет резко снизить уровень фонового шума. Наконец, датчики давления, обычно применяемые в лабораторных исследованиях, к фоновому шуму практически нечувствительны, что в принципе позволяет их использовать и в серийных машинах. Однако калибровка порогового уровня может оказаться непростой задачей, поскольку из-за нестабильности процесса сгорания (даже при неизменных параметрах работы двигателя) вариации от цикла к циклу большинства физических параметров, на которых основаны показатели детонации, оказываются достаточно велики.

В ряде исследований показано, что для выбора оптимального порогового уровня может быть использован статистический анализ. Данный метод основан на изучении спектра интенсивности детонации на следующих трех режимах:

- ➢ нормальная работа без детонации;
- ➢ начало детонации;
- ➢ сильная детонация.

Как показывает частотный анализ распределения интенсивности детонации по записи достаточного количества последовательных циклов, при отсутствии детонации (рис. 12 и 13, вверху) отношение *X/Xm* (где *X* — интенсивность детонации на протяжении определенного цикла, а *Xm* — величина интенсивности детонации, усредненная по достаточно большому количеству последовательных циклов) распределено в рассматриваемом диапазоне таким образом, что его максимальная амплитуда связана со средним значением *Xm* через коэффициент пропорциональности *k*. Этот коэффициент зависит от индекса детонации и может изменяться в диапазоне от 1,5 до 3, в зависимости от вида обрабатываемого сигнала и принятого показателя детонации. При достижении условий начала детонации (рис. 12 и 13, в середине) поведение всех рассматриваемых показателей детонации было одинаковым, т. е. разброс их резко возрастал, а

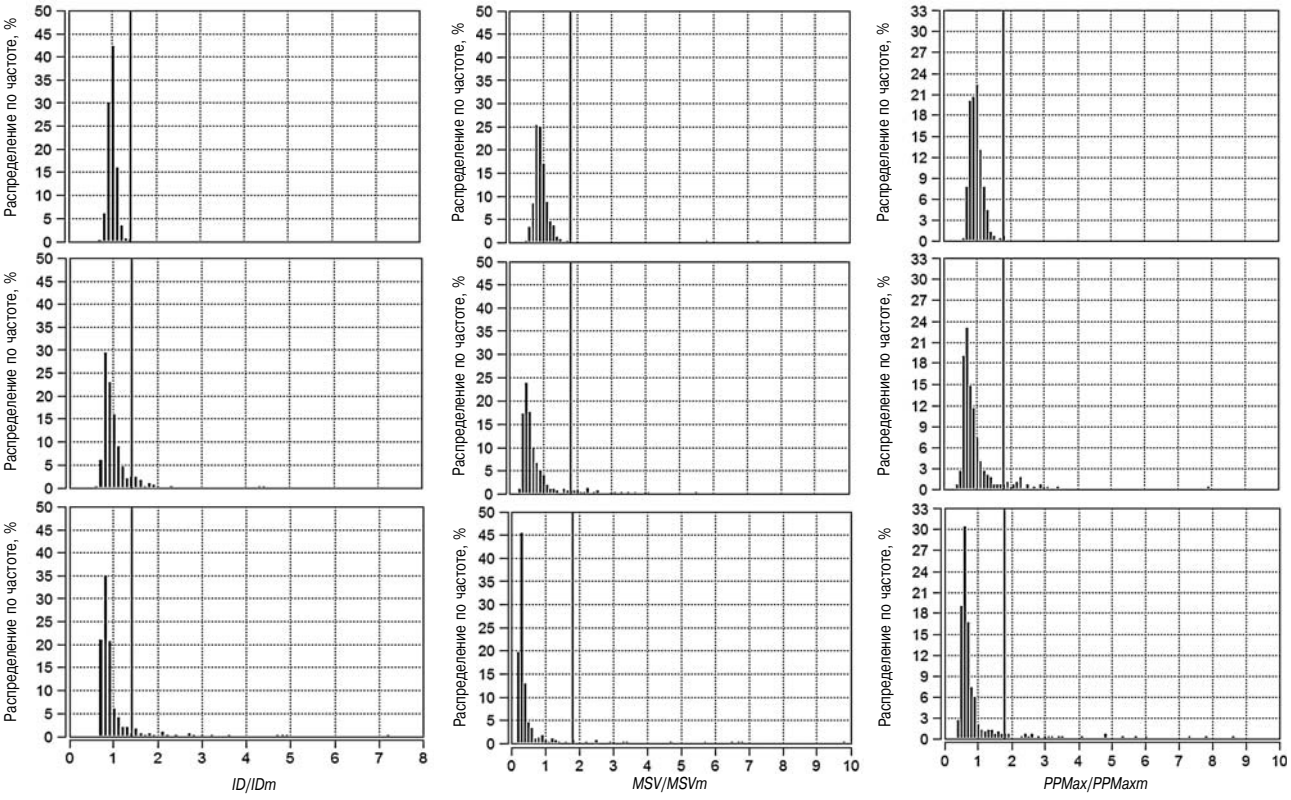


Рис. 12. Сравнение распределений относительных частот *X/Xm* в трех различных рабочих режимах (без детонации — сверху, начало детонация — посредине и сильная детонация — внизу), полученных с использованием показателей ID, MSV и PPMax (по сигналу давления)

для небольшой части (1–2 %) от общего числа исследуемых циклов наблюдался выход за пределы зоны вариаций *kXm*, зафиксированной в условиях нормального сгорания. Таким образом, все распределения частот получили небольшую положительную асимметрию, возрастающую по мере усиления детонации (рис. 12 и 13, внизу), а детонационные циклы можно отличить по тому, что они попадают в правую часть кривой распределения, за пределами порогового значения, определяемого зоной вариаций при нормальном сгорании, т. е. *kXm*. При сильной детонации диапазон вариаций всех распределений заметно увеличивается, при этом большое число циклов попадает в правую часть распределения. Стоит, однако, заметить, что значительный рост средней величины интенсивности детонации вызывает соответствующий рост пороговых значений для условий сильной детонации. Следовательно, если циклы, в которых интенсивность детонации выходит за пределы пороговых значений, могут быть однозначно определены как детонационные, то циклы, в которых интенсивность детонации находится в пределах пороговых значений *kXm*, не могут столь же однозначно считаться бездетонационными.

Это позволяет сформулировать следующий принцип идентификации детонационных циклов в реальном времени. Цикл двигателя может быть определен как детонационный, если интенсивность детонации (*X*) на протяжении этого цикла выходит за пределы порогового значения *kXm*, где *Xm* — средняя величина интенсивности детонации предыдущих циклов, рассчитанная системой управления двигателем. Число предыдущих циклов, используемых для оценки порогового значения, будет зависеть от применения двигателя. Более широкий диапазон измерений (двести циклов) рекомендуется для двигатель-генераторов, работающих почти всегда с постоянной скоростью и нагрузкой. Для судовых силовых установок с винтом постоянного шага предпочтительнее использовать более узкий диапазон (порядка пятидесяти циклов), чтобы повысить быстродействие системы управления в переходных процессах по скорости или нагрузке.

Анализ полученных результатов

Для сравнения результатов, полученных разными методами (с использованием сигналов от датчиков давления в цилиндре или от акселерометров) и с помощью различных критериев (основанных как на постоянных пороговых значениях, так и статистическом анализе) были выбраны несколько режимов работы двигателя. Исследовалась область рабочих режимов, показанная на рис. 14. При этом задавались режимы, характеризуемые постоянными значениями скорости и нагрузки, затем для каждого такого ре-

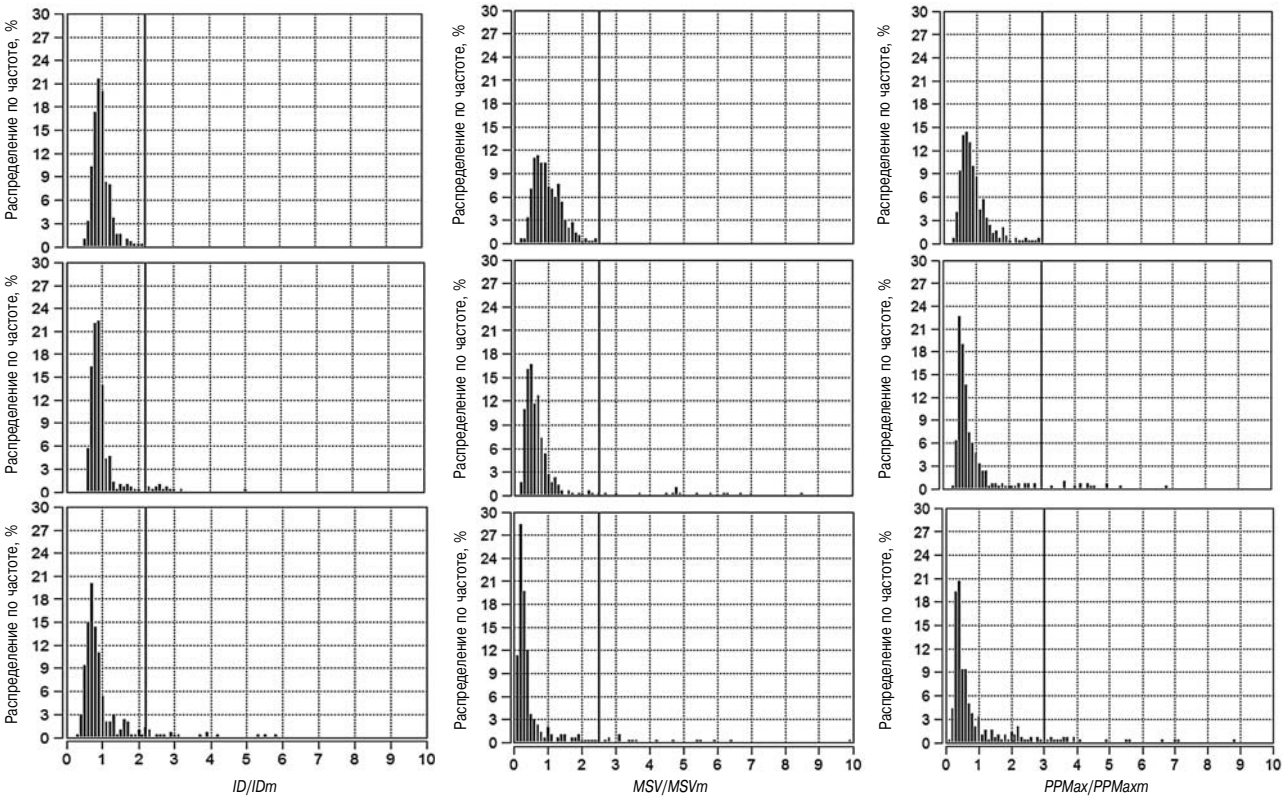


Рис. 13. Сравнение распределений относительных частот *X/Xm* в трех различных рабочих режимах (без детонации — сверху, начало детонация — посредине и сильная детонация — внизу), полученных с использованием показателей *ID*, *MSV* и *PP*Max (по сигналу акселерометра)

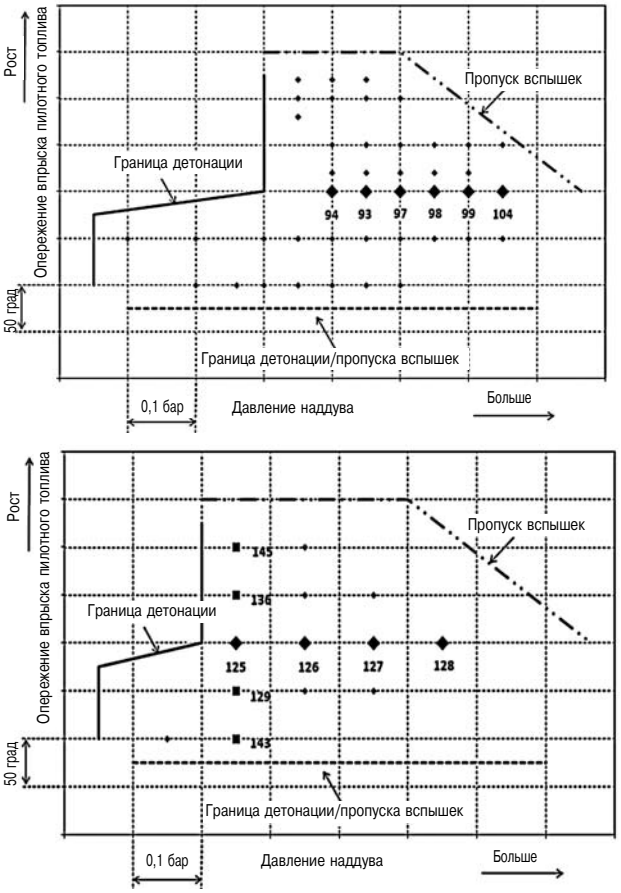


Рис. 14. Область рабочих режимов двигателя W50DF при различных значениях температуры воздуха на всасывании: 45 °С (вверху) и 40 °С (внизу)

жима изменялись следующие параметры: давление наддува, температура воздуха на всасывании и угол впрыска пилотного топлива. Всего было изучено более 60 режимов. Основные результаты приведены ниже. Если при постоянном значении угла впрыска пилотного топлива давление наддува растет, как, например, в точках 125–128 (см. рис. 14), коэффициент избытка воздуха увеличивается, т. е. происходит обеднение смеси. При этом риск возникновения детонации уменьшается, а средняя интенсивность детонации (при усреднении по более чем 300 рабочим циклам) по мере роста давления наддува снижается. Все показатели детонации демонстрируют одну и ту же тенденцию, без сколько-нибудь существенных отличий между результатами, полученными с помощью датчика давления и акселерометра. Аналогичные результаты были получены при изменении температуры воздуха на всасывании в точках 93, 94, 97, 98, 99 и 104. На рис. 16 показана кривая изменения показателя *ID*, полученная при измерении давления в цилиндре. Остальные показатели вели себя практически аналогично.

По критерию средней интенсивности детонации точки 94 (см. рис. 16) и 125 (см. рис. 15) можно классифицировать как режимы с сильной детонацией, в то время как точки 126 и 93 могут быть охарактеризованы как режимы с начинающейся детонацией. Остальные режимы (точки 97–99, 104, 127 и 128) представляют собой примеры нормального (бездетонационного) сгорания. В точках 125, 129, 136, 143 и 145 было проанализировано влияние угла впрыска пилотного топлива на развитие детонации. Поскольку различные показатели детонации вели себя практически одинаково, на рис. 17 показана только кривая показателя *ID*, полученная с помощью измерения давления в цилиндре. Хотя можно было ожидать, что с увеличением угла опережения впрыска пилотного топлива склонность к детонации будет расти, фактически полученная кривая имеет колоколообразную форму. Это объясняется тем, что во время экспериментов штатная система управления и контроля WECS оставалась включенной (из соображений безопасности). Как видно из рис. 17, при увеличении угла опережения впрыска эта система ограничивала развитие детонации, снижая цикловую подачу газа и обедняя тем самым рабочую смесь. Вместе с тем, хотя при использовании усредненной интенсивности детонации все ее показатели вели себя практически одинаково, разброс значений индекса детонации по отдельным циклам был весьма значителен, что указывает на другие возможности метода, такие, как, например, обнаружение отдельных детонационных циклов в условиях начинающейся детонации, или установление корреляции между индексом детонации и ее интенсивностью.

Для каждой точки рабочего режима сигнал по давлению в цилиндре, усредненный по 300 циклам, сначала оценивался оператором визуально, после чего анализировался математически. При этом рассчитывалось количество энергии, содержащейся в несгоревшей части газовоздушной смеси в момент самовоспламенения. Затем выбирались пороговые значения индекса детонации, чтобы по ним можно было идентифицировать все рабочие циклы, которые оператор предварительно определил как детонационные.

В табл. 4 и 5 приведены результаты сравнения детонационных циклов, определенных с использованием различных показателей детонации по каждому критерию всеми рассмотренными выше методами. Данные расположены в порядке возрастания частоты детонационных циклов. В первом столбце этих таблиц находятся номера точек рабочих режимов, а во втором — число детонационных циклов, определенных оператором с помощью анализа кривых изменения давления в цилиндре. В следующем столбце для каждого показателя детонации приводится число дето-

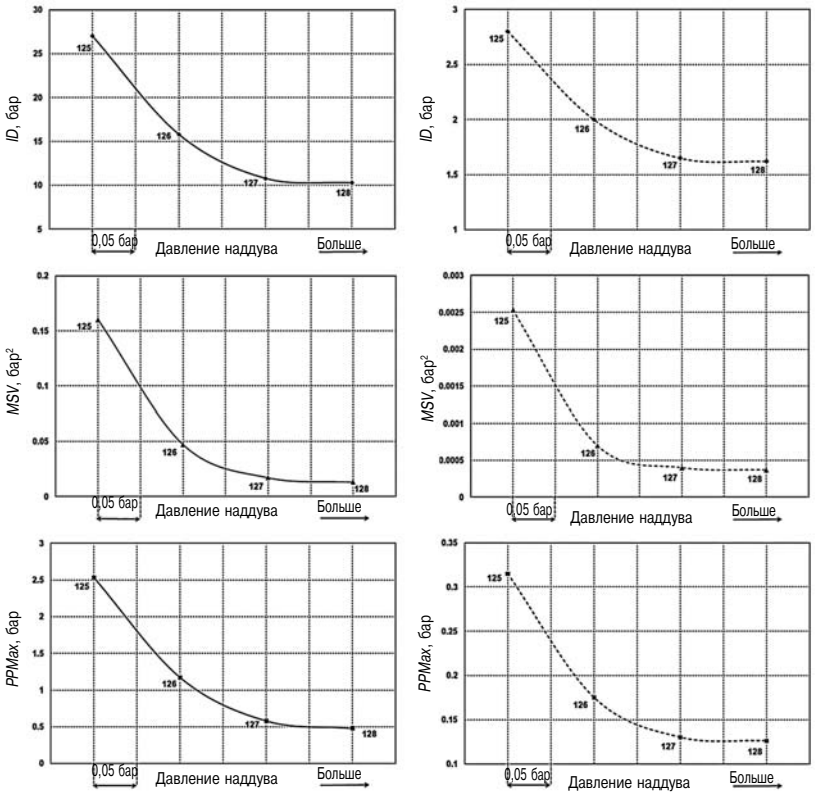


Рис. 15. Сравнение индексов детонации, полученных на основе сигналов давления (слева) и вибрации (справа): средние значения интенсивности детонации в зависимости от давления наддува (нагрузка 100 %, температура воздуха на всасывании 40 °С)

национных циклов, определенных с использованием сигналов давления в цилиндре и вибрации.

В табл. 4 приведены результаты, полученные с использованием постоянного порогового значения и двух различных видов сигналов. При использовании сигнала по давлению все показатели детонации оказались достаточно эффективными с точки зрения способности отличать детонационные циклы от нормальных. Наибольшую эффективность в этом смысле продемонстрировал показатель *ID*, показавший почти идеальное совпадение с результатами «эталонных» обнаружений, сделанных оператором. При использовании вибросигнала, напротив, ни один показатель удовлетворительных результатов не продемонстрировал. Все три показателя дали большое число ложных обнаружений, особенно в режимах, соответствующих началу детонации (например, точки 126 и 143), где расхождение между числом обнаруженных и фактических детонационных циклов превысило 50. Это объясняется, в первую очередь, влиянием передаточной функции двигателя. В указанных точках наблюдалось множество недетонационных циклов, для которых характерны слабые возмущения со специфическим частотным спектром. Эти возмущения усиливаются передаточной функцией двигателя, в результате чего уровень фонового шума превышает пороговое значение (рис. 18). Повышение порогового значения, может, очевидно, ослабить данный эффект, но при этом часть детонационных циклов будет пропускаться.

Статистический анализ дает совсем другую картину (табл. 5). В этом случае оказывается, что

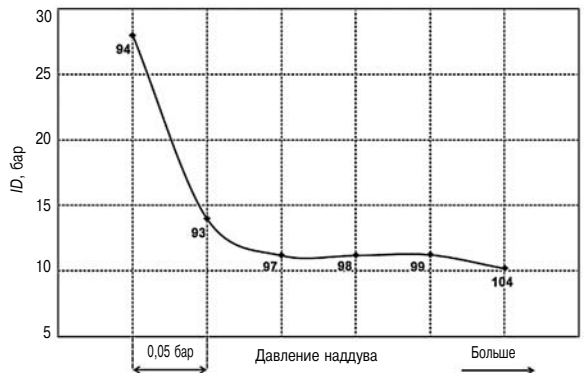


Рис. 16. Средние значения *ID* в функции от температуры воздуха в ресивере (нагрузка 100 %, температура воздуха на всасывании 45 °С)

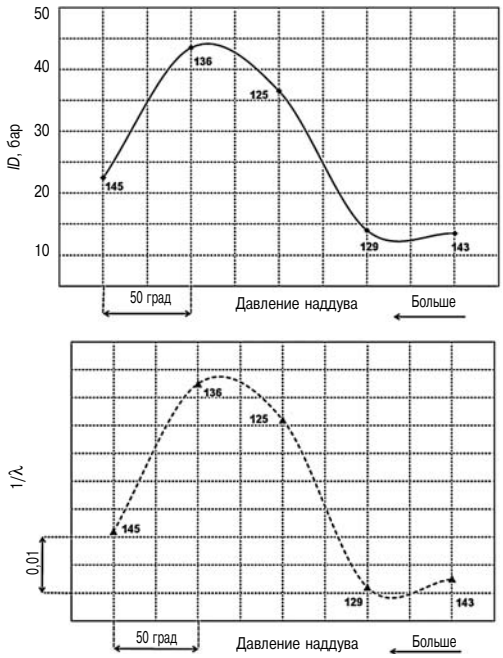


Рис. 17. Средние значения *ID* (сверху) и коэффициента избытка горючего (внизу) в функции от угла опережения впрыска пилотного топлива (нагрузка 100 %, температура воздуха на всасывании 40 °С)

Таблица 4

Сравнительное количество детонационных циклов, обнаруженных методом постоянного порогового значения с использованием различных показателей детонации и различных источников сигнала

Метод постоянного порогового значения													
		Сигнал по давлению в цилиндре						Сигнал по вибрации					
		ID		*MSV*		*PPMax*		*ID*		*MSV*		*PPMax*	
Точка	КС	КС	Δ	КС	Δ	КС	Δ	КС	Δ	КС	Δ	КС	Δ
97	0	0	=	0	=	0	=	0	=	0	=	0	=
98	0	0	=	0	=	0	=	0	=	0	=	0	=
99	0	0	=	0	=	0	=	0	=	0	=	0	=
128	0	0	=	1	+1	1	+1	2	+2	3	+3	7	+7
127	1	1	=	1	=	1	=	2	+1	3	+2	7	+6
104	2	2	=	2	=	2	=	4	+2	5	+3	10	+8
136	2	2	=	3	+1	3	+1	24	+22	41	+39	39	+37
145	5	5	=	5	=	5	=	37	+32	53	+48	62	+57
93	6	6	=	8	+2	9	+3	15	+9	17	+11	23	+17
126	14	14	=	20	+6	18	+4	65	+51	80	+66	77	+63
143	14	15	+1	16	+2	12	−2	95	+81	125	+111	103	+89

Таблица 5

Сравнительное количество детонационных циклов, обнаруженных статистическим методом с использованием различных показателей детонации и различных источников сигнала

Частотное распределение интенсивности детонации													
		Сигнал по давлению в цилиндре						Сигнал по вибрации					
		ID		*MSV*		*PPMax*		*ID*		*MSV*		*PPMax*	
Точка	КС	КС	Δ	КС	Δ	КС	Δ	КС	Δ	КС	Δ	КС	Δ
97	0	1	+1	2	+2	2	+2	0	=	0	=	0	=
98	0	0	=	1	+1	0	=	0	=	0	=	0	=
99	0	0	=	1	+1	0	=	0	=	0	=	0	=
128	0	1	+1	3	+3	2	+2	1	+1	1	+1	1	+1
127	1	2	+1	4	+3	4	+3	2	+1	2	+1	1	=
104	2	3	+1	5	+3	6	+4	3	+1	4	+1	4	+2
136	2	9	+7	16	+14	9	+7	5	+3	11	+9	6	+4
145	5	15	+10	18	+13	15	+10	19	+14	27	+22	22	+17
93	6	11	+5	14	+8	16	+10	13	+7	14	+8	14	+8
126	14	17	+3	23	+9	18	+4	23	+9	29	+15	22	+8
143	14	15	+1	18	+4	16	+2	17	+3	24	+10	25	+11

при использовании сигнала давления все упомянутые выше показатели дают худшие результаты по сравнению с методом постоянного порогового значения. При таком подходе, особенно при использовании показателей *MSV* и *PPMax*, число циклов, опознанных как детонационные, всегда превышает реальное число детонационных циклов, причем процент ложных обнаружений весьма значителен. В то же время использование показателя *ID* позволяет существенно снизить число ложных обнаружений. И наоборот, при использовании вибросигнала в качестве источника информации данный подход дает лучшие результаты по сравнению с методом постоянного порогового значения. В частности, при использовании показателя *ID* процент ложных обнаружений весьма ограничен, а число циклов, определенных как детонационные, достаточно близко к числу реальных детонационных циклов. Что же касается показателей *MSV* и *PPMax*, то при их использовании число циклов, определенных как детонационные, значительно больше, чем реальное число детонационных циклов,

Наконец, следует отметить, что *ID* — это показатель, который всегда определяет детонационные циклы наиболее эффективно, независимо от вида информационного сигнала и выбранного критерия.

Классификация детонационных циклов

Правильный выбор методики обнаружения детонационных циклов позволит реально улучшить существующие способы контроля детонации. В настоящее время начало детонации чаще определяется по частоте детонационных циклов, нежели по интенсивности эффектов, связанных с аномальным сгоранием. Проведенное исследование выявило надежную корреляцию между значением *ID* и количеством самовоспламенившейся воздушно-топливной смеси, что позволило разделить детонационные циклы на две категории — слабая и сильная детонация.

В качестве примера на рис. 19 показаны значения *ID* и соответствующих количеств энергии, содержащейся в самовоспламенившейся воздушно-топливной смеси. Для различения слабой и сильной детонации использовались два значения порогового уровня. Результаты экспериментов (см. рис. 19) подтверждают возможность классификации детонационных циклов с достаточной точностью, разделяя их на категории в соответствии с интенсивностью детонации. Наконец, необходимо сказать о том, что возможность разделения детонационных циклов на две категории не является исключительной прерогативой метода постоянного порогового уровня. Такое разделение может быть достигнуто также с помощью статистического анализа, путем задания двух различных значений коэффициента *k*.

Заключение

Выполнено сравнение двух различных категорий методов обнаружения детонации, основанных на анализе давления в цилиндре двигателя и вибрации головки цилиндра. Экспериментальная часть исследования проводилась на двигателе типа Wartsila W50DF, при этом испытывались и сравнивались различные критерии и показатели детонации. Результаты выполненной работы могут быть кратко сформулированы следующим образом.

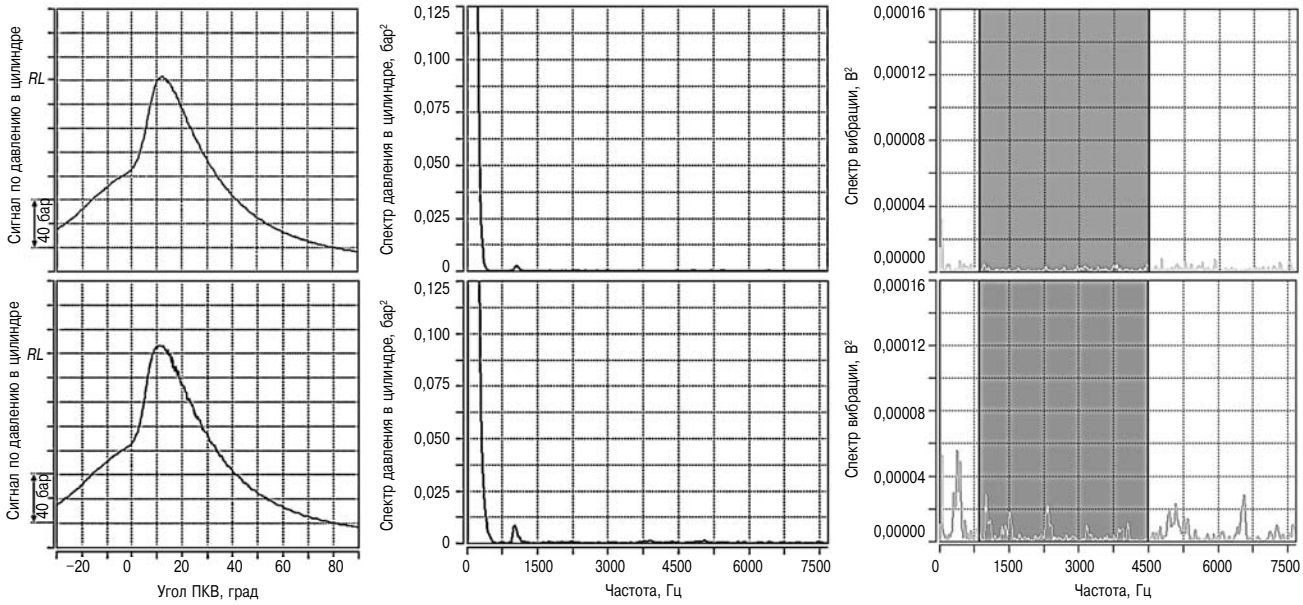


Рис. 18. Давление в цилиндре (слева), спектры давления в цилиндре (посредине) и вибрации (справа) бездетонационных циклов (сверху) и циклов, характерных слабыми пульсациями давления (снизу). На правой нижней диаграмме показана также полоса пропускания фильтра (850–4500 Гц)

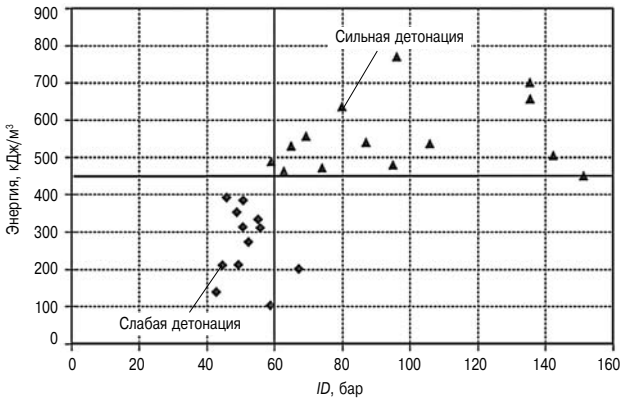


Рис. 19. Значения *ID* и соответствующие количества энергии, содержащейся в самовоспламенившейся смеси при сильной детонации

1. Выполнена проверка несколько показателей детонации, из которых показатель *ID*, пропорциональный числу и амплитуде импульсов давления или вибрации головки цилиндра, оказался наиболее эффективным с точки зрения обнаружения детонационных циклов, независимо от вида используемого сигнала и выбранных критериев.

2. Отмечена хорошая корреляция между значением *ID* и количеством самовоспламенившейся воздушно-топливной смеси, что позволило предложить классификацию детонационных циклов, разделив их на две категории по признаку интенсивности детонации, тем самым заложив основу для разработки новых, более точных методов управления двигателем.

3. Установлено, что методы обнаружения детонации, основанные на использовании постоянного значения порогового уровня, отделяющего детонационные циклы от нормальных, дают достаточно надежные результаты только при использовании сигнала по давлению в цилиндре. Поскольку в настоящее время датчики давления в цилиндре устанавливаются только на опытных двигателях при проведении стендовых испытаний, область применения указанных методов, по-видимому, ограничена лабораторными образцами. Кроме того, влияние скорости двигателя на надежность этих методов применительно к судовым установкам с винтом фиксированного шага еще предстоит проверить.

4. Метод частотного распределения интенсивности детонации оказался достаточно удобным и эффективным при использовании сигналов как по давлению, так и по вибрации головки цилиндра, что открывает перед ним перспективы применения на серийных машинах. Более того, поскольку данный метод использует значения порогового уровня, определяемые на основании непрерывно обновляемой статистической выборки, его результаты не будут зависеть ни от скорости, ни от нагрузки двигателя. Следовательно, этот метод вполне подходит для судовых установок с винтом фиксированного шага.

УДК 621.431.74

Сорокин В.А. Разработка типоразмерных рядов судовых дизелей // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 3—8.

Ключевые слова: среднеоборотные судовые дизели, технико-эксплуатационные характеристики, сравнительный анализ, типажи судовых дизелей.

Выполнен анализ и обоснована целесообразность разработки перспективного типажа судовых дизелей. Показано, что типоразмерные ряды составляют основу комплексного развития отрасли и играют существенную роль в развитии отечественного дизелестроения. Сформулированы основные принципы и предложена методика расчета типоразмерных рядов судовых среднеоборотных дизелей. Табл. 5. Библ. 3 назв.

УДК 621.431.73

Васильев А.В., Федоров Н.Н. Совершенствование обобщенной математической модели механизма газораспределения ДВС на основе вариативного представления клапанных пружин // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 9—14.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, клапанные пружины, колебания витков, математическая модель, экспериментальное исследование, высокоскоростная киносъемка.

Представлена методика расчета нагруженности пружин механизма газораспределения на примере двигателя ВАЗ. Разработана математическая модель динамики клапанного привода. Приведены результаты экспериментального исследования колебаний витков клапанных пружин с использованием высокоскоростной киносъемки. Ил. 7. Библ. 5 назв.

УДК 621.436

Белогуб А.В., Пылев В.А., Федоров А.Ю., Ночвин И.Л. Обеспечение заданного уровня теплонапряженности поршня при форсировании тепловозного дизеля // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 15—19.

Ключевые слова: тепловозные дизели, форсировка, теплонапряженность поршня, термоизолирующие покрытия.

Приведены результаты расчетных исследований по снижению теплонаряженности поршня за счет нанесения термоизолирующего корундового покрытия поверхности камеры сгорания, а также интенсификации теплоотвода от головки поршня. Показано, что предложенные конструктивные мероприятия позволяют форсировать дизель по мощности на 25 % при использовании материала базовой конструкции.
Табл. 2. Ил. 5. Библ. 11 назв.

УДК 621.433

Лимонов А.К., Сеземин А.В. Совершенствование рабочего процесса газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 20—23.

Ключевые слова: газовый двигатель, рабочий процесс, форкамерно-факельное зажигание, оптимизация конструкции форкамеры.

Представлены результаты работ, направленные на повышение экономичности и надежности работы газового двигателя ОАО РУМО 8ГЧН22/28 с форкамерно-факельным зажиганием. Показано влияние конструктивных и регулировочных параметров форкамеры на энергетические параметры факела и характер протекания рабочего процесса. Разработаны рекомендации по организации эффективного малотоксичного процесса газового двигателя. Табл. 1. Ил. 2. Библ. 9 назв.

УДК 621.436

Шестаков Д.С., Плотников Л.В., Жилкин Б.П., Григорьев Н.И. Снижение пульсации потока во впускной системе поршневого ДВС с наддувом // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 24—27.

Ключевые слова: поршневой ДВС, процесс впуска, турбонаддув, пульсации потока, совершенствование впускной системы.

На одноцилиндровой модели двигателя с наддувом экспериментально измерены мгновенные значения скорости, статического давления и локального коэффициента теплоотдачи во впускном канале поршневого ДВС, работающего на разных скоростных режимах. Предложен способ снижения пульсаций потока во впускной системе за счет сброса избыточного воздуха после турбокомпрессора. Показано, что стабилизация потока во впускной системе позволит улучшить условия работы цилиндров многоцилиндрового дизеля, снизить уровень шума, повысить моторесур, а также увеличить КПД компрессора. Ил. 5. Библ. 8 назв.

УДК 622.684;621.436

Медведев В.А., Янчеленко В.А. Ультразвуковая диагностика работы топливной аппаратуры дизелей большегрузных карьерных самосвалов // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 28—30.

Ключевые слова: большегрузные автосамосвалы, топливная аппаратура, ультразвуковой мониторинг, интеллектуальная система управления.

Рассмотрены вопросы ультразвукового мониторинга качества впрыска топлива в дизелях карьерных автосамосвалов. Данные бортовой диагностики используются для создания интеллектуальной системы управления, позволяющей выбирать оптимальные по экономичности режимы работы большегрузных автосамосвалов, выполняющих перевозки горной массы на открытых горных работах. Ил. 3. Библ. 2 назв.

УДК 621.431

Гумеров И.Ф., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гатауллин Н.А., Румянцев В.В. Повышение экологических показателей качества автомобильных дизелей КамАЗ — основное направление их развития // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 31—37.

Ключевые слова: Правила ЕЭК ООН № 49-05, ESC — европейский стационарный испытательный цикл, ETC — европейский переходный испытательный цикл, снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Приведены результаты работ ОАО КамАЗ по созданию конкурентоспособной автомобильной техники, соответствующей международным требованиям по безопасности. Нормализация экологических показателей качества двигателей КамАЗ обеспечена за счет совершенствования рабочего процесса и использования системы очистки газов типа SCR. Проведены сертификационные стендовые испытания по циклам ESC, ETC Правил ЕЭК ООН № 49-05. Табл. 6. Ил. 6. Библ. 9 назв.

УДК 621.436.001

Патрахальцев Н.Н., Мельник И.С., Петруня И.А. Повышение экономичности режимов малых нагрузок судового дизеля, работающего на винт регулируемого шага // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 38—41.

Ключевые слова: судовой дизель, режимы малых нагрузок, отключение цилиндров или циклов, изменение рабочего объема, повышение экономичности.

С использованием универсальных характеристик судового дизеля 12ДН23/30 (40ДМ) в координатах «удельная работа—частота вращения» выполнен анализ ожидаемого повышения экономичности дизеля, работающего на винт регулируемого шага. Повышение экономичности на малых нагрузках достигается за счет отключения части цилиндров. Показано, что снижение удельного эффективного расхода топлива на режимах малой нагрузки может достигать 18%. Ил. 3. Библ. 4 назв.

УДК 621.436

Ф. Милло, Г. Лаварино, А. Кафари. Детонация в газодизеле: сопоставление различных методов обнаружения и контроля (материалы конгресса CIMAC 2010) // Двигателестроение. — 2013. — № 1. — С. 42—53.

Ключевые слова: газодизель, детонация, методы обнаружения и контроля.

В докладе описаны алгоритмы диагностики детонации по сигналу датчика давления в цилиндре и по сигналу датчиков вибрации. В обоих случаях возникновение детонации определяется как путем сравнения выбранного параметра с постоянным пороговым значением, так и с помощью метода статистического анализа. На основании теоретического анализа и экспериментов на двигателе типа Wartsila W50DF выполнено сравнение различных методов и определены оптимальные критерии обнаружения детонации и области применения каждого метода. Табл. 5. Ил. 19.

UDC 621.431.74

Sorokin V.A. Development of Marine Engine Ranges // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 3—8.

Keywords: medium speed marine diesel engines, performance, comparative analysis, dimensional ranges.

Based on preliminary analysis, the need for the development of marine engine dimensional ranges is substantiated. Dimensional ranges are demonstrated as a solid basis of industrial sector development. They play important role in progress of domestic engine building. Core principles of dimensional range calculation are formulated, and appropriate design procedure is offered. 3 ill., 5 tables, 3 ref.

UDC 621.431.73

Vasilyev A.V., Fedorov N.N. Improvement in Generalized Mathematical Model of Engine Valve Gear Based on Alternative Representation of Valve Springs // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 9—14.

Keywords: internal combustion engine, valve springs, spring coil vibration, mathematical model, experimental study, high-speed filming.

A method of valve spring strength analysis is presented, as applied to VAZ car engine. A mathematical model of valve gear dynamics is developed. The results are presented of spring coil tests for vibration with high-speed filming. 7 ill., 5 ref.

UDC 621.436

Belogub A.V., Pylev V.A., Fedorov A.Yu., Nochvin I.L. A Way to Raise Locomotive Engine Output Keeping Thermal Stresses in Engine Piston within Acceptable Limit // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 15—19.

Keywords: locomotive engines, boost, thermal stresses in piston, thermal insulating coatings.

The work in question was targeted at reduction of thermal stress in engine piston. This was achieved through application of corundum thermal insulating coating to combustion chamber surfaces, and intensification of heat removal from piston crown. The above measures enabled to enhance engine output by up to 25%, which required no changes in core construction materials. 2 ill., 5 tables, 11 ref.

UDC 621.433

Limonov A.K., Sezemin A.V. Improvement in Combustion Characteristics of Gas Engine with Pre-Chamber Flame Ignition // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 20—23.

Keywords: gas engine, combustion, pre-chamber flame ignition, optimization of pre-chamber geometry.

The article presents the results of investigation targeted at enhancement of fuel economy and reliability of RUMO gas engine type 8GCHN22/28 featuring pre-chamber flame ignition. Flame energy characteristics and combustion curves are shown as functions of pre-chamber geometry and settings. Recommendations are offered on organization of efficient low-emission combustion in gas engine.
3 ill., 2 tables, 9 ref.

UDC 621.436

Shestakov D.S., Plotnikov L.V., Zhilkin B.P., Grigoryev N.I. Mitigation of Air Flow Pulsation in Turbocharged Engine Suction System // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 24—27.

Keywords: reciprocating internal combustion engine, suction, turbocharging, flow fluctuation, suction system improvement.

Instantaneous values of air velocity, static pressure and local heat-transfer factor in suction channel a single-cylinder experimental electric speed were analyzed as functions of engine speed. A method is offered to mitigate flow pulsation in engine suction system through relief of excessive air pressure downstream of a turbocharger. Stabilization of air flow in suction channel contributes into smoother operation of multi-cylinder engine, lower noise level, longer service life and higher compressor efficiency. 5 ill., 8 ref.

UDC 622.684;621.436

Medvedev V.A., Yanchelenko V.A. Ultrasonic Monitoring of Fuel Injection System Operation in Heavy Duty Rock Haulers // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 28—30.

Keywords: heavy duty rock haulers, fuel injection system, ultrasonic monitoring, intelligent control system.

The article discusses some issues concerning fuel injection system ultrasonic monitoring in engines powering heavy duty rock haulers. Output data of the monitoring system are being used in design of intelligent control system, which enables optimization of engine operation modes in terms of fuel saving.
3 ill., 2 ref.

UDC 621.431

Gumerov I.F., Khafizov R.H., Borisenkov E.R., Gataullin N.A., Rumyantsev V.V. Improvement of Environmental Performance as a Core Line of KAMAZ Engine Development // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 31—37.

Keywords: UNECE Rules Nr. 49-05, ESC — European Stationary Test Cycle, ETC — European Transitional Test Cycle, lowering the emissions from diesel engines.

The results are presented of a research completed by JSC KamAZ targeted at the development of competitive on-road cars meeting international safety standards. The research was carried out in the framework of «Strategy of Russian Federation Automotive Industry Development for the Period up to Year 2020». Better environmental performance of KamAZ engines was achieved due to improvement in combustion arrangement and use of SCR technology. Engines in question passed certification stand tests using test cycles ESC and ETC according to UNECE Rules Nr. 49-05.
6 ill., 6 tables, 9 ref.

UDC 621.436.001

Patrakhaltsev N.N., Melnik I.S., Petroonya I.A. Improvement in Fuel Economy of Marine Propulsion Engine Driving Fixed Pitch Propeller During Low-Load Operation // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 38—41.

Keywords: marine propulsion engine, low-load operation, switching off cylinders/cycles, fuel economy, displacement control.

Expected improvement in fuel economy of marine engine type 12DN23/30 (40DM) was evaluated using «specific work vs. speed» curves. Engine fuel economy under low loads may be improved through switching off part of cylinders. Fuel consumption under low loads may thus be reduced by up to 18%.
3 ill., 4 ref.

UDC 621.436

Federico Millo, Gabriele Lavarino, Alberto Cafari. Knock in Dual Fuel Engines: A Comparison Between Different Techniques for Detection and Control. CIMAC 2010 // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 1. — P. 42—53.

Keywords: dual fuel engines, knock, techniques for detection and control.

The paper presents knock detection algorithms based on signals from cylinder pressure and vibration sensors. In both cases knock cycles are identified based on comparison of the individual cycle knock indicator level with a constant threshold or on a statistical approach. In this work two different categories of knock- detection methods, based both on frequency domain manipulations of the cylinder pressure signal and on cylinder head vibration analysis, were extensively compared through an experimental investigation carried out on a Wartsila W50DF engine. 5 tables, 19 ill.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисуночными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисуночных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала