ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 3 (261)
июль–сентябрь 2015

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Румянцев В.В., Хильченко С.В., Ивановский Д.К.
Анализ перспективных методов снижения мощности механических потерь в форсированном дизельном двигателе **3**

Тер-Мкртичьян Г.Г.
Трансформация рабочего цикла ДВС при разделении и добавлении тактов **8**

Путинцев С.В., Агеев А.Г.
Результаты моделирования деформации юбки поршня быстроходного дизеля от действия гидродинамического давления масла **18**

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Шестаков Д.С., Кочев Н.С.
Метод определения и устранения неравномерности цикловой подачи топлива при настройке ТНВД многоцилиндровых дизелей **22**

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Куликов А.С., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гатауллин Н.А.
Опыт создания стенда для исследований экологических показателей двигателей **26**

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Патрахальцев Н.Н., Пилар Габриэла Борреро Гарсия
Анализ возможности повышения эксплуатационной топливной экономичности судового дизеля **31**

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Технологии снижения выбросов NO_x и частиц судовых дизелей (материалы конгресса CIMAC 2013) **34**

Новости ЗАО «Трансмашхолдинг»
Новый двигатель Коломенского завода **53**

Новости ОАО «Волжский дизель имени Маминых»
Первый маневровый газотепловоз на базе газопоршневого двигателя **2 обл.**

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей **54**

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Galyshev Yu.V., Shabanov A.Yu., Rumyantsev V.V., Khilchenko S.V., and Ivanovsky D.K.
How to Reduce Mechanical Losses in High-Powered Diesel Engine **3**

Ter-Mkrtychyan G.G.
Transformation of Reciprocation Engine Working Cycle by Strokes Separation/Addition **8**

Putintsev S.V. and Agheev A.G.
Deformation of Piston Skirt in High-Speed Engine Caused by Hydrodynamic Oil Pressure **18**

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Shestakov D.S. and Kochev N.S.
Prevention of Fuel Injection Rate Non-Uniformity During Mutli-Cylinder Injection Pump Tuning **22**

ENVIRONMENTAL ISSUES

Goomerov I.F., Valeyev D.H., Kulikov A.S., Khafizov R.H., Borisenkov E.R. and Gataullin N.A.
Development of a Dedicated Stand for Engine Testing for Environmental Performance **26**

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Patrakhaltsev N.N. and Pilar Gabriela Borrero Garcia
Potential of Improving Marine Engine Fuel Efficiency **31**

ENGINE BUILDING NEWS

Technologies of Reducing NO_x and Particle Emission from Marine Diesel Engines (based on review of CIMAC-2013 papers) **34**

News from JSC Transmashholding
New engine developed by Kolomna Works **53**

News from JSC Mamin Brothers Volzhsky Diesel
Pioneer shunting locomotive powered by gas engine **2 обл.**

INFORMATION

Synopsis **54**

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*
А.К. Лимонов	*гл. конструктор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
Е.И. Бирюков	*гл. конструктор*	*ОАО «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*
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 «Крыловский ГНЦ», 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	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.А. Иванченко	*зав. кафедрой СЭУ*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
Л.В. Тузов	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.С. Пунда	*проф. кафедры ДВС*	*ГУМРФ 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 ВИ(ИТ), Санкт-Петербург*
В.О. Сайданов	*проф. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург*
А.А. Обозов	*профессор кафедры ТД*	*ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск*
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 институт (инженерно-технический)» ВИ(ИТ), филиал «Военной академии материально-технического обеспечения», 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 (2005–2015 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 03.09.2015
Подписано в печать 20.09.15
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 261. Тираж 700 экз.
Цена договорная

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

Тел.: +7 (921) 956-31-94

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». 2015. № 3 (261)

УДК 621.43

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ МОЩНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ФОРСИРОВАННОМ ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Ю.В. Галышев, д.т.н., доц., А.Ю. Шабанов, к.т.н., доц., В.В. Румянцев, к.т.н., доц., С.В. Хильченко, Д.К. Ивановский;
ФГАОУ ВО «СПбПУ»–ОАО «Звезда»

Проведен анализ возможностей повышения механического КПД двигателя за счет оптимизации работы узлов трения цилиндропоршневой группы. Осуществлен комплекс мероприятий по снижению потерь трения в цилиндропоршневой группе: оптимизирована конструкция поршневых колец и профиля боковой поверхности тронка поршня; разработаны антифрикционные покрытия рабочих поверхностей поршня и цилиндровой втулки; разработаны энергосберегающее смазочное масло и обкаточный состав. Длительные испытания двигателей с использованием модифицированных цилиндропоршневых групп, в которых были реализованы предложенные конструктивные и технологические решения, подтвердили их эффективность. Это проявилось ростом эффективной мощности двигателя, снижением расхода топлива и скорости износа сопряжений трения. Разработанные решения в целом могут рассматриваться как комплексная технология оптимального проектирования узлов трения поршневого уплотнения высокофорсированных двигателей.

Повышение эффективной мощности и снижение удельного расхода топлива дизельного двигателя при сохранении заданных ресурсных показателей является основной задачей, решаемой на стадии проектирования и доводки двигателя. Одно из путей решения поставленной задачи — снижение внутренних непроизводительных потерь мощности, основные из которых — потери трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) поршневого двигателя. Поэтому разработка эффективных методов снижения мощности трения в трибологических узлах ЦПГ — одна из самых актуальных задач современного двигателестроения.

Работа пар трения поршневые кольца–цилиндровая втулка и тронк поршня–цилиндровая втулка, помимо потерь на трение, определяет еще ряд важных показателей ДВС, таких как расход масла на угар, нетопливная токсичность и дымность отработавших газов, скорость износа и ресурс двигателя, его пусковые характеристики. В этой статье остановимся на одном аспекте этой сложной и многопараметрической задаче — возможностях повышения механического КПД двигателя за счет оптимизации работы узлов трения ЦПГ.

Теоретически узел трения представляет собой трибологическую систему, образованную двумя рабочими поверхностями, одной — неподвижной, другой — перемещающейся относительно нее с заданной переменной скоростью, и разделяющим слоем смазочного материала. При этом, в зависимости от толщины разделяющего слоя, механизм трения в узле может быть как граничным, так и гидродинамическим.

Сила граничного трения $F_{тр}$ определяется зависимостью:

$$F_{тр} = - k_{тр} \cdot F_к \cdot \text{sign} \cdot (C_п),$$

где $k_{тр}$ — коэффициент граничного трения; $F_к$ — сила прижатия поверхностей трения; $C_п$ —мгновенная скорость поршня.

Для режима гидродинамического трения сила трения определяется законом Ньютона:

$$F_{тр} = - \mu S_{тр}(\mathrm{d}U/\mathrm{d}z),$$

где μ — динамическая вязкость смазочного масла; $S_{тр}$ — площадь зоны трения; $\mathrm{d}U/\mathrm{d}z$ —поперечный градиент скорости.

Критерием перехода от граничного к гидродинамическому трению является величина толщины разделяющего слоя смазочного масла. Принимается, что переход к гидродинамическому режиму трения происходит тогда, когда толщина разделяющего слоя начинает превышать утроенную величину суммарной высоты шероховатостей поверхностей, образующих рассматриваемую пару трения (рис. 1).

Таким образом, теоретически существуют следующие основные пути для снижения силы и мощности трения в парах трения ЦПГ двигателя:

➢ снижение коэффициента трения $k_{тр}$ в парах трения поршневое кольцо–цилиндровая втулка и тронк поршня–цилиндровая втулка;

➢ уменьшение силы прижатия поршневого кольца и боковой поверхности поршня к цилиндровой втулке;

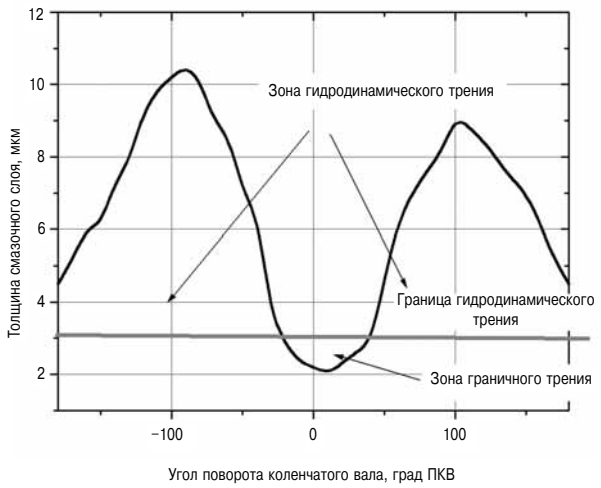


Рис. 1. Зоны граничного и гидродинамического трения в трибологической паре поршневое кольцо–цилиндровая втулка

➢ оптимизация вязкости моторного масла для уменьшения силы гидродинамического трения;

➢ оптимизация условий смазывания, площади контакта и формы контактирующих поверхностей в рассматриваемых трибологических узлах.

Уменьшение скорости относительного движения поверхностей, однозначно определяемое скоростью поршня, не включается в число рассматриваемых методов.

Для высокофорсированного дизельного двигателя можно выделить следующие особенности работы трибологических узлов (в сопоставлении с поршневым двигателем меньшего форсирования):

➢ наличие больших газовых нагрузок на компрессионные поршневые кольца, определяемых значительными перепадами давлений в кольцевом лабиринте;

➢ большое различие газовой нагруженности поршневых колец на различных тактах рабочего цикла — сжатии, сгорании-расширении и газообмене;

➢ значительная газовая нагрузка, соизмеримая с давлением собственной упругости, действующая на маслосъемное кольцо;

➢ высокие температуры в зоне работы поршневых колец и тронка поршня;

➢ большие инерционные нагрузки, определяемые значительной массой поршня, преимущественно выполняемого из тяжелых жаропрочных материалов.

Все это определяет наличие даже на режимах с большими частотами вращения коленчатого вала зон граничного трения, в которых нарушаются условия для формирования устойчивых смазочных слоев в трибологических узлах (рис. 2). В таких условиях для эффективного снижения потерь мощности трения следует рассматривать все вышеперечисленные методы.

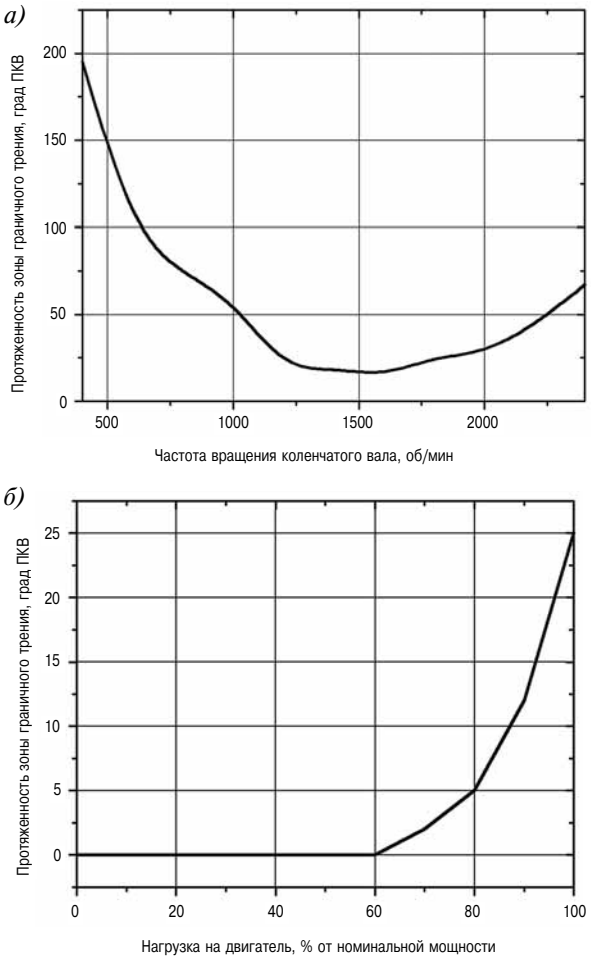


Рис. 2. Угловая протяженность зон граничного трения для трибологического узла поршневые кольца–цилиндровая втулка высокофорсированного двигателя: *а* — внешняя скоростная характеристика; *б* — нагрузочная характеристика; *n* = 1200 об/мин

Рассмотрим возможные пути реализации каждого из предложенных выше методов снижения потерь трения на примере конструкции дизельного двигателя ряда ЧН16/17. В дальнейшем будут использованы результаты, полученные в ходе выполнения лота «Перспектива-ЦПГ» в рамках Федеральной целевой программы «Национальная технологическая база».

Оптимизация условий смазывания, площади трения и формы контактирующих деталей осуществляется путем изменения конструкции поршня, поршневых колец и цилиндровой втулки. При этом решаются несколько взаимосвязанных задач:

➢ подбор и оптимизация конструкции поршневых колец по параметрам геометрических размеров, профиля и покрытия рабочей поверхности, тепловых зазоров, силе собственной упругости;

➢ оптимизация расположения поршневых колец на боковой поверхности поршня по условиям наилучшего маслообеспечения, сокращения зоны граничного трения с учетом изменения их температурного состояния;

➢ выбор оптимальных зазоров в паре трения головка поршня–цилиндровая втулка для обеспечения беззадирной работы сопряжения во всем эксплуатационном диапазоне работы двигателя, а также оптимизации газовой нагрузки на поршневые кольца;

➢ выбор оптимального профиля боковой поверхности тронка поршня для обеспечения требуемого маслоограничения зоны работы поршневых колец, снижения потерь трения в паре поршень–цилиндровая втулка с соблюдением условия обеспечения беззадирной работы тронка во всем эксплуатационном диапазоне работы двигателя;

➢ выбор оптимальной температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя.

Решение поставленной задачи строится на комплексном расчете работы трибологических узлов ЦПГ с учетом реальных температур и деформаций во всем спектре эксплуатационных режимов двигателя. Для моделирования этих процессов используются методики, разработанные на кафедре двигатели, автомобили и гусеничные машины ФГАОУ ВО «СПбПУ» [3–5].

Одновременно с оптимизацией условий смазывания трибологических узлов ЦПГ решаются задачи по уменьшению нагруженности пар трения поршневой группы. Для компрессионных поршневых колец основная нагрузка формируется на тактах сжатия и сгорания–расширения за счет действующих на кольцах перепадах давления газов, прорывающихся через лабиринт уплотнения. Поэтому одной из важных задач оптимального проектирования системы поршневого уплотнения высокофорсированного двигателя является уменьшение этого перепада при сохранении или уменьшении общего уровня протечки рабочего тела из камеры сгорания в картер двигателя. Решение этой задачи достигается путем соответствующего выбора величин зазоров в замках компрессионных колец, расположения поршневых колец на боковой поверхности поршня и рабочих зазоров между головной частью поршня и цилиндровой втулкой.

Уменьшение величин контактных давлений в тронковой зоне при сохранении уровня форсирования двигателя и номинальной частоты вращения коленчатого вала может быть осуществлено только путем снижения инерционной составляющей боковой силы поршня. Это требует уменьшения массы поршневого комплекта при

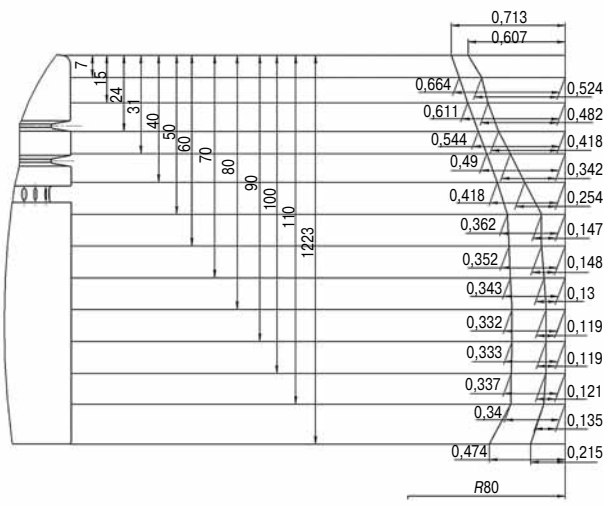


Рис. 3. Модифицированный вариант поршня дизеля ЧН16/17 с улучшенными трибологическими характеристиками

выполнении условий его работоспособности по температурам и напряжениям.

В результате реализации указанного выше комплекса мероприятий был предложен вариант поршневого комплекта двигателя ряда ЧН16/17 (рис. 3), в котором максимальным образом реализованы вышеуказанные мероприятия — оптимизирована форма боковой поверхности поршня по головной и тронковой частям, подобрано оптимальное расположение поршневых колец, улучшена их конструкция.

Важнейшим фактором снижения мощности механических потерь в ЦПГ является использование энергосберегающего смазочного масла. Как известно, эффект энергосбережения моторного масла может быть достигнут двумя основными способами — подбором оптимальной вязкостно-температурной характеристики, обеспечивающей минимальную мощность гидродинамического трения, а также использованием специальных антифрикционных присадок.

В рамках проведения описываемого исследования было разработано моторное масло, в котором реализованы оба принципа энергосбережения. Оптимальная вязкостно-температурная характеристика была рассчитана на стадии моделирования работы трибологических узлов ЦПГ дизеля ряда ЧН16/17 и реализована подбором базового масла нужной вязкости с добавлением комплекса загущающих присадок. Для реализации второго принципа энергосбережения был использован отечественный пакет беззольных противоизносных и антифрикционных присадок на базе металлоплакирующих медьсодержащих составов. Общая концентрация пакета функциональных присадок в товарном масле существенно снижена без потери его физико-хими-

ческих и моторных свойств. Это обеспечивает длительный срок службы инновационного моторного масла. По содержанию активных компонент противоизносного пакета разработанное масло относится к категории LowSAPS, что допускает его эффективное использование на современных высокофорсированных двигателях, оборудованных нейтрализаторами отработавших газов и сажевыми фильтрами.

Комплекс моторных стендовых испытаний, проведенных на разных типах двигателей, показал, что использование инновационного моторного масла обеспечивает снижение удельного расхода топлива на 1,5–3,0 % по отношению к маслу М14 $Г_2$ЦС.

Трибологическое качество рабочих поверхностей узлов трения деталей ЦПГ определяет величины коэффициентов трения, влияющие на силу и мощность механических потерь в зонах граничного трения. Кроме того, структура и микропрофиль рабочих поверхностей влияет на размер зон граничного трения и качество смазывания сопряжений ЦПГ.

Решение задачи повышения трибологического качества поверхностей в рамках настоящей работы выполнялось путем разработки антифрикционных покрытий рабочих поверхностей поршня и цилиндровой втулки.

Антифрикционное покрытие тронковой части поршня было выполнено с использованием инновационного наноматериала на базе дихалькогенида вольфрама WSe2 в качестве активного материала. В качестве носителя активной компоненты использовался полимер полиимид на основе пиромеллитового диангидрида и диаминодифенилового эфира. Циклы лабораторных, аналоговых и моторных испытаний позволили выявить оптимальный фракционный состав наноматериала и его концентрацию ввода в носитель.

Основным преимуществом разработанного покрытия, в сопоставлении с известными антифрикционными покрытиями на базе графита и дисульфида молибдена, является его стойкость к истиранию, что резко увеличивает срок его службы. Так, по результатам испытаний модельных образцов на машине трения, разработанное покрытие обеспечивает уменьшение скорости износа (по диаметру лунки) практически в три раза при одновременном снижении коэффициента трения на 25–50 % в зависимости от режима трения.

Повышение трибологического качества рабочей поверхности цилиндровых втулок достигалась путем нанесения на нее антифрикционного слоя, содержащего латунь. Для этого была разработана специальная технология финишной обработки цилиндровых втулок и создано специальное приспособление.

Наличие защитного антифрикционного слоя благоприятным образом влияет на снижение мощности механических потерь в ЦПГ за счет следующих факторов. Латунированное покрытие имеет существенно более низкий коэффициент трения, чем стальная или чугунная основа втулки цилиндра (в среднем на 15–20 % по сравнению с чугунной втулкой и на 25–35 % по сравнению со стальной втулкой). Это способствует заметному уменьшению мощности механических потерь в зонах граничного трения. Кроме того, значительно улучшается качество поверхности цилиндра за счет резкого уменьшения высоты шероховатостей поверхностей, плакированных латунированным покрытием. Это снижает порог перехода от граничного к гидродинамическому режиму работы поршневых колец и тронка поршня.

В сочетании с использованием инновационного энергосберегающего моторного масла полученный результат существенно усиливается, что можно объяснить запуском механизма избирательного переноса, реализующего принцип безызносности Д.Н. Гаркунова [5].

Отдельное направление, важный итог реализации которого — снижение потерь на трение, является использование специальной технологии начальной обкатки дизельного двигателя. Период обкатки — крайне ответственный для формирования итоговых технико-экономических и ресурсных показателей современного высокофорсированного дизеля. В зависимости от качества начальной приработки поверхностей трения нового дизеля разбег итоговых мощностных показателей может составлять 3–5 %, а ресурсных — до 20–30 %.

Для реализации технологии начальной обкатки двигателя был разработан специальный обкаточный состав на базе минерально-силикатных композиций, в основе которых лежат геомодификаторы трения — мелкодисперсные порошки серпентинита, специально подобранного фракционного и группового состава. Путем проведения широкого цикла лабораторных, аналоговых и моторных стендовых испытаний, были подобраны режимы и длительность работы двигателя в период обкатки.

Испытания показали, что применение разработанного обкаточного состава позволяет заметно, на 10–15 %, снизить мощность потерь трения на всех эксплуатационных режимах по сравнению с двигателем, проходившим обычный цикл обкатки. Кроме того, отмечено существенное, на 20–25 %, уменьшение скорости износа основных сопряжений трения ЦПГ дизеля.

Итоговые циклы длительных стендовых испытаний двигателей ряда ЧН16/17 и 8Ч12/12 (КамАЗ-740) (рис. 4) с использованием модифи-

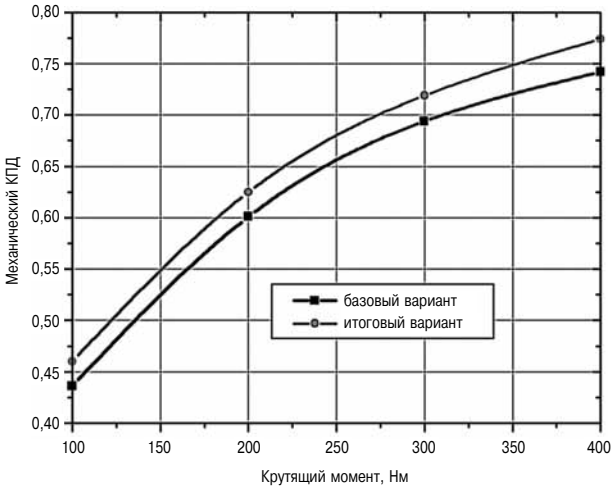


Рис. 4. Изменение механического КПД дизельного двигателя на режиме нагрузочной характеристики, n = 1200 об/мин. Варианты комплектации серийными и модифицированными вариантами ЦПГ

цированных цилиндропоршневых групп, в которых были реализованы описанные выше конструктивные и технологические решения, подтвердили их эффективность в плане снижения потерь мощности трения. Это проявилось ростом эффективной мощности двигателя, снижением расхода топлива, более выраженным в зоне режимов холостого хода и малых нагрузок (на 6–10 %). Кроме того, для обоих типов двигателей было отмечено заметное снижение скорости износа сопряжений трения ЦПГ и дымности отработавших газов.

Таким образом, разработанные решения в целом могут рассматриваться как комплексная технология оптимального проектирования узлов трения поршневого уплотнения высокофорсированного ДВС.

Литература

1. Трение, изнашивание и смазка: справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. — М. : Машиностроение, 1979. — Кн. 2. Т.66 — 358 с.

2. *Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С.* Основы расчетов на трение и износ. — М. : Машиностроение, 1977. — 526 с.

3. *Петриченко Р.М.* Физические основы внутрицилиндровых процессов в ДВС. — Л. : Изд. ЛГУ, 1983. — 241 с.

4. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: учеб. пособие / Р.М. Петриченко, С.А. Батурин, Ю.И. Исаков и др.; под общ. ред. Р.М. Петриченко. — Л. : Машиностроение, 1990. — 328 с.

5. Трение и теплообмен в поршневых кольцах ДВС / Р.М. Петриченко, А.Ю. Шабанов и др. — Л. : изд. ЛГУ, 1990. — 320 с.

6. *Погодаев Л.И., Кузьмин В.Н., Дудко П.П.* Повышение надежности трибосопряжений. — СПб. : Изд. МКС, 2001.

УДК 621.43.018

ТРАНСФОРМАЦИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС ПРИ РАЗДЕЛЕНИИ И ДОБАВЛЕНИИ ТАКТОВ

Г.Г. Тер-Мкртичьян, д.т.н., профессор
ГНЦ РФ ФГУП НАМИ

Рассмотрены возможности трансформации рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания. Дана классификация направлений и методов трансформирования циклов. Подробно рассмотрены циклы с разделенными в пространстве тактами и циклы 5-, 6- и 8-тактных двигателей.

Анализ перспектив развития двигателестроения свидетельствует о том, что в обозримом будущем поршневые двигатели внутреннего сгорания сохранят свое доминирующее положение в традиционных отраслях их применения (автомобильный и железнодорожный транспорт, сельскохозяйственное машиностроение, судостроение) при одновременном расширении их использования в транспортных средствах специального назначения. Поршневые двигатели постоянно совершенствуются в первую очередь по экологическим и экономическим показателям, определяемым совершенством рабочего процесса. Однако в последние годы наметилась тенденция к снижению темпов улучшения этих показателей.

Совершенствование рабочего процесса ДВС осуществляется за счет развития гибко управляемых систем топливоподачи и воздухоснабжения. При этом схема реализации рабочего процесса базируется на традиционных двух или четырехтактных циклах, практически не претерпевших изменений за более чем столетнюю историю развития ДВС.

При описании циклов используются следующие термины и определения.

Рабочим циклом ДВС называют периодически повторяющийся ряд последовательных процессов, протекающих в цилиндре двигателя и обусловливающих превращение тепловой (химической) энергии в механическую работу.

Такт (ход поршня) — часть рабочего цикла (совокупность процессов), происходящая в цилиндре, осуществляемая в интервале перемещения поршня между двумя смежными мертвыми точками (ВМТ и НМТ).

Свежий заряд — смесь топлива и окислителя, поступившая в цилиндр.

Рабочее тело — газы, с помощью которых в цилиндре осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую работу.

Выпускные газы — газы, удаляемые из цилиндра ДВС после завершения рабочего цикла.

В традиционном цикле присутствуют следующие такты: впуск; сжатие; рабочий ход, состоящий из процессов сгорания и расширения рабочего тела; выпуск — удаление выпускных газов из цилиндра в атмосферу или в турбину турбокомпрессора.

Для совершенствования рабочих процессов и получения новых качеств предлагались и предлагаются отличные от классических модифицированные циклы ДВС.

На рис. 1 дана классификация модифицированных рабочих циклов ДВС.

Модифицированные рабочие циклы могут состоять из комбинации нескольких элементарных циклов, отличающихся тактами, или используемым рабочим телом. Элементарный цикл начинается с такта впуска и завершается тактом выпуска. Комбинированный цикл, например, состоящий из четырехтактного и двухтактного циклов обозначается как 4+2.

В двигателях с модифицированным рабочим циклом такты могут совместно осуществляться не в одном, а в двух, или более цилиндрах. По-

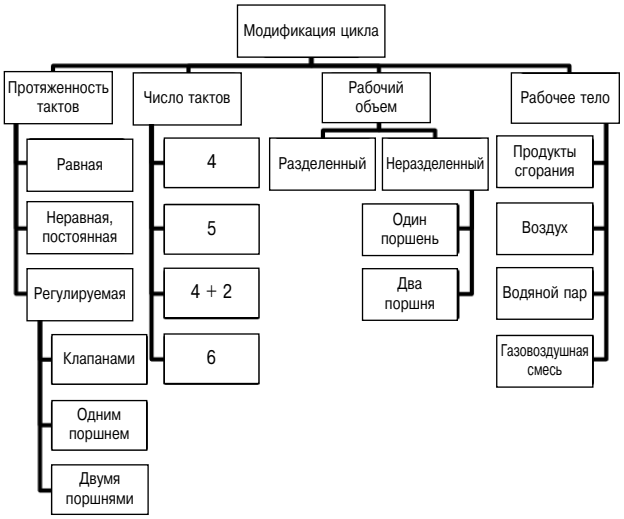


Рис. 1. Классификация модифицированных рабочих циклов ДВС

этому тактом будем называть часть рабочего цикла при изменении объема модуля от минимального до максимального значения. Такты могут быть равной и неравной протяженности.

В двигателях с модифицированным циклом рабочим телом, кроме продуктов сгорания, могут быть пар, смесь пара с продуктами сгорания, сжатый воздух.

В модифицированном цикле могут присутствовать процессы и такты, отличные от традиционных или являющиеся их разновидностью.

Вытеснение — удаление выпускных газов или воздуха из одного цилиндра в другой цилиндр двигателя для дополнительного расширения.

Расширение — рабочий ход, в котором имеется процесс расширения, но отсутствует процесс сгорания .

Сгорание — так будем называть традиционный рабочий ход с процессами сгорания и расширения, чтобы отличить его от такта **расширение**.

Изохорное сгорание — сгорание в камере постоянного объема.

Нагнетание — сжатие рабочего тела (как правило воздуха) в одном цилиндре и его перемещение в воздушный ресивер или использование для наддува другого цилиндра.

На рис. 2 представлены основные направления и методы модифицирования рабочего цикла ДВС. Рассмотрим подробнее двигатели с разделенными и добавленными тактами.

1. Двигатели с разделенными тактами

В традиционном цикле такты разнесены во времени, при разделенном цикле такты разделены в пространстве и осуществляются в разных объемах.

Двигателями с разделенными тактами будем называть такие, в которых такты рабочего цикла (впуск–сжатие–расширение–выпуск) осуществляются в разных цилиндрах, как правило, в двух. При этом двигатель состоит из двухцилиндровых модулей. Полный рабочий цикл происходит, как правило, за один оборот коленчатого вала, хотя двигатель является четырехтактным.

В традиционном четырехтактном двигателе рабочий цикл осуществляется в одном цилиндре

Разделение	• Разделение тактов между рабочими объемами
Добавление	• Добавление дополнительных тактов
Вариация	• Изменение протяженности тактов • Использование тактов не равной протяженности
Комбинирование	• Комбинирование циклов с разными тактами

Рис. 2. Направления и методы модифицирования рабочего цикла

за два оборота коленчатого вала, а в двигателе с разделенным в пространстве циклом рабочий процесс осуществляется в двух цилиндрах за один оборот коленчатого вала. Поэтому при прочих равных условиях литровая мощность двигателей с традиционным и разделенным циклами одинакова.

При реализации рабочего цикла по классической схеме процессы сгорания и расширения осуществляются в течение одного такта — рабочий ход. Они не разделены в пространстве (происходят в одном цилиндре) и слабо разделены во времени.

Топливно-воздушной смеси не хватает времени для полноценного сгорания. Для качественного смесеобразования в дизеле времени также недостаточно. При частоте вращения коленчатого вала 4800 об/мин (80 об/с), характерной для высокооборотных дизелей легковых автомобилей четыре такта (два оборота коленчатого вала), происходят за 2/80 = 0,025 с (25 мс). Смесеобразование осуществляется приблизительно за 20° поворота коленчатого вала или за 0,7 мс (20/360×80 = 0,0007 с). При частоте вращения коленчатого вала 350–550 об/мин, характерной для среднеоборотных судовых дизелей, на смесеобразование отводится на порядок больше времени, а именно 6–10 мс, что определяет

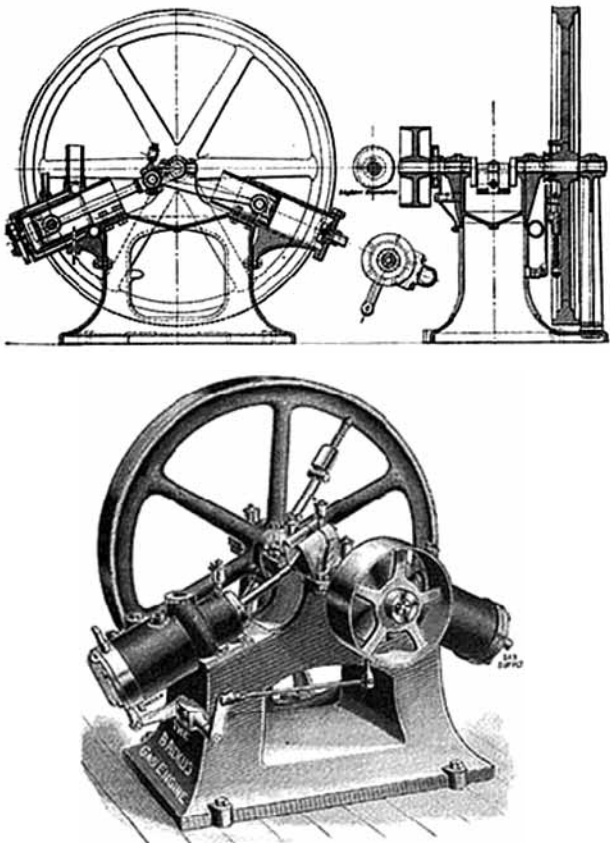


Рис. 3. Двигатель «Backus Water Motor Company»

существенно более высокий уровень индикаторного КПД у дизелей этого класса.

Другим обстоятельством, негативно влияющим на процесс сгорания, является уменьшение объема надпоршневого пространства при движении поршня вниз после прохождения ВМТ. При этом по мере распространения фронта пламени давление и температура рабочего тела уменьшаются, а площади охлаждающих поверхностей и, соответственно, потери теплоты увеличиваются. Это приводит к снижению эффективности процесса сгорания и увеличению образования продуктов неполного сгорания CO и CH.

Для устранения указанных недостатков предложен ряд конструктивных решений, в которых предусмотрено полное или частичное разделение рабочего хода на такты сгорания и расширения.

Кроме того, разделение тактов по разным цилиндрам добавляет традиционному циклу ДВС дополнительные положительные качества. Например, увеличив размеры одного из цилиндров, можно обеспечить продолженное расширение рабочего тела.

Концепция разделенного цикла не нова. Еще в 1891 г. американская компания «Backus Water Motor Company» выпускала такие двигатели малыми сериями, но они не получили распространения (рис. 3) [1].

Двигатель Кушуля

В 60-х гг. XX столетия профессор Ленинградского института авиационного приборостроения В.М. Кушуль предложил двигатель, в котором попарно расположенные цилиндры сообщаются между собой через короткий тангенциальный канал, выполненный в головке [2]. Движение поршней происходит с некоторым сдвигом по фазе. Поршень второго цилиндра отстает на 22–24° по углу поворота коленчатого вала от поршня первого, что достигается особым расположением цапфы прицепного шатуна (рис. 4).

Степень сжатия в первом цилиндре равна 7, как в двигателях с искровым воспламенением, а во втором — 21. При этом степень сжатия, общая для блока из двух цилиндров, равна 10.

Двигатель работает следующим образом. На такте впуска первый цилиндр через соответствующий канал с клапаном заполняется обогащенной топливовоздушной смесью, а во второй через свой впускной клапан поступает чистый воздух. На такте сжатия значительная часть воздушного заряда из второго цилиндра перетекает в первый цилиндр. Воспламенение смеси в первом цилиндре осуществляется от электрической искры за 10–12° до ВМТ. После воспламенения и начала первой фазы сгорания заряда в первом цилиндре, поршень во втором цилиндра еще продолжает движение к ВМТ. Угол отставания в движении поршня второго цилиндра выбран таким, что за первую фазу процесса сгорания — до прихода поршня первого цилиндра в ВМТ — повышение давления от сжатия во втором цилиндре было бы равно увеличению давления от сгорания в первом цилиндре или незначительно превосходило его. Следовательно, в первой фазе процесса сгорания, несмотря на то, что цилиндры сообщены между собой, в каждом из них независимо происходят различные процессы: в первом — сгорание, а во втором — сжатие (с возможным незначительным перетеканием сжатого воздуха в первый цилиндр). Когда же поршень первого цилиндра проходит ВМТ и сгорание с участием собственного воздушного заряда в основном заканчивается, давление сжатия во втором цилиндре начинает превышать давление сгорания и наступает вторая фаза процесса сгорания с поступлением сжатого до высокого давления воздуха из второго в первый цилиндр. К моменту окончания перетекания сжатого воздуха, когда второй поршень достигает ВМТ, процесс сгорания полностью заканчивается, и начинается одновременное расширение в первом и втором цилиндрах. В конце процесса расширения в обоих цилиндрах открываются выпускные каналы и при следующем такте газы выталкиваются из цилиндров.

Несмотря на достаточно успешные испытания опытных образцов, двигатель В.М. Кушуля не нашел промышленного применения вследствие значительного усложнения конструкции.

Двигатель Скудери

В последние годы наиболее активно разрабатывает концепцию разделенного цикла фирма

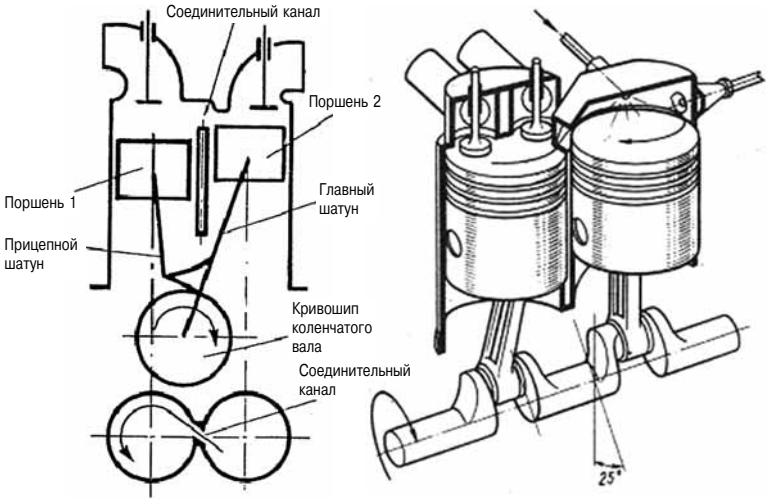


Рис. 4. Двигатель В.М. Кушуля

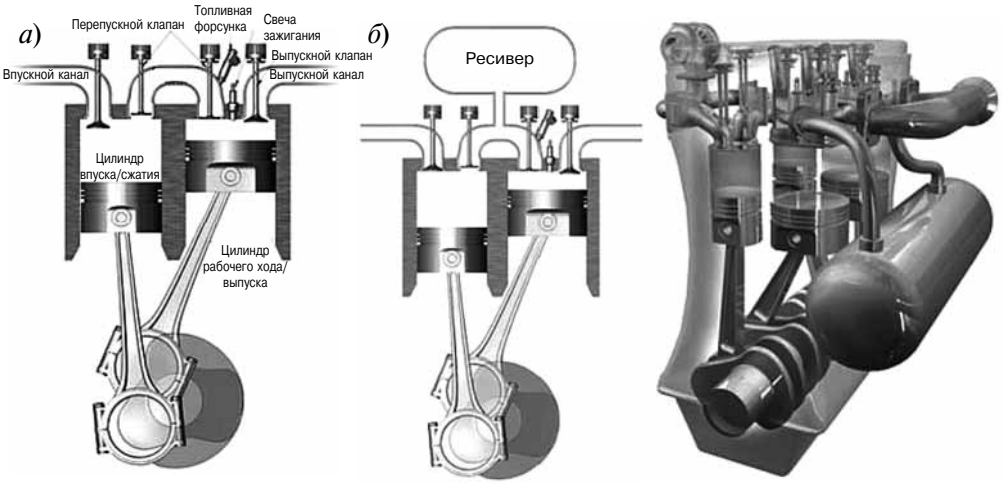


Рис. 5. Двигатель Скудери:
а — схема двигателя; *б* — двигатель с ресивером

«Scuderi Group» (США) изобретателя К. Скудери, предложившего термин Split-Cycle Combustion (SCC) [3]. В 2009 г. на Всемирном конгрессе SAE в Детройте был представлен действующий прототип двигателя Скудери.

В двигателе Скудери один цилиндр предназначен для впуска и сжатия, а другой — для расширения (рабочего хода) и выпуска отработавших газов. Цилиндры соединяются между собой перепускным каналом с клапанным механизмом, по которому сжатая топливовоздушная смесь поступает в рабочий цилиндр (рис. 5).

Поршни в параллельных цилиндрах движутся с небольшим смещением по фазе (ориентировочно около 30°), обеспечивая последовательное, но почти одновременное протекание двух тактов. Когда в первом цилиндре (компрессорном) осуществляется впуск или сжатие, во втором цилиндре, соответственно, происходит расширение или выпуск. Двигатель Скудери может состоять из нескольких пар цилиндров.

Воспламенение смеси происходит после ВМТ. При этом поршень в первом цилиндре движется вверх, а поршень во втором (рабочем) цилиндре — вниз. Процесс сгорания осуществляется при слабо меняющемся объеме цилиндров, что должно способствовать повышению индикаторного КПД.

Двигатель Скудери может быть дополнен воздушным ресивером. В этом случае возможны несколько режимов работы двигателя.

Обычный режим, при котором в компрессорном цилиндре осуществляются такты впуска и сжатия, а в рабочем цилиндре — рабочий ход и выпуск. Воздушный ресивер отключен.

Режим компрессора. Рабочий цилиндр отключен, а компрессорный цилиндр нагнетает воздух в ресивер, аккумулируя энергию торможения автомобиля, которая используется в последствии для совершения полезной работы.

Экономичный режим. Компрессорный цилиндр отключен. Сжатый воздух из ресивера поступает в рабочий цилиндр, в который также подается топливо. Повышение КПД цикла происходит из-за отсутствия затрат энергии на сжатие рабочего тела.

Эспандерный режим. Компрессорный цилиндр отключен. Подача топлива в рабочий цилиндр отсутствует. Сжатый воздух из ресивера поступает в рабочий цилиндр, расширяясь в котором совершает полезную работу за счет рекуперации энергии торможения.

Двигатель Zajac Motors

В инжиниринговой фирме «Zajac Motors» (США) разработан двигатель с разделенным рабочим циклом, принцип работы которого также весьма близок к организации рабочего процесса в двигателе Скудери [4].

Сжатие воздушного заряда производится в одном цилиндре, а расширение — в другом (рис. 6). Двигатель оснащен внешней камерой сгорания, работающей по принципу, названному разработчиками «горячая стенка», в которую поступают топливо и воздух, сжатый в первом цилиндре. Форма камеры сгорания, принцип работы, дизайн и материалы для изготовления защищены патентами. Конструкция двигателя предусматривает использование элементов газораспределения вращающегося типа.

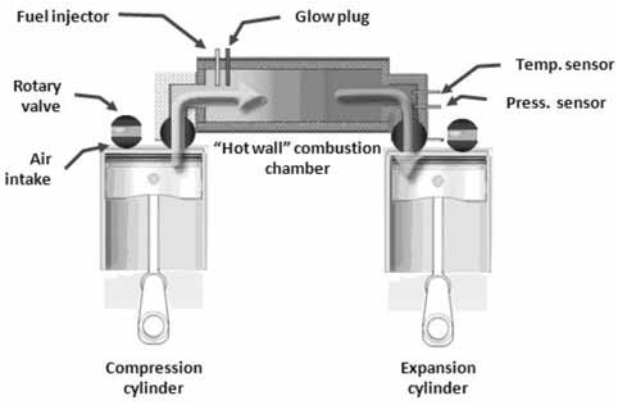


Рис. 6. Схема двигателя Zajac Motors

Двигатель TourEngine

Схема двигателя, разработанного Х. Туром («TourEngine Inc.», США) [5], близка к схеме двигателя Скудери. Модуль двигателя TourEngine

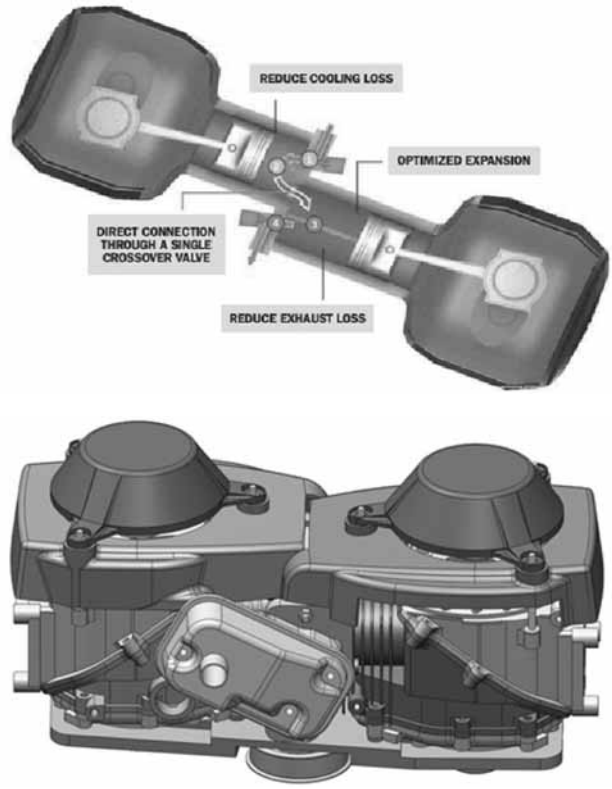


Рис. 7. Двигатель TourEngine

состоит их двух оппозитно расположенных цилиндров со смещенными осями и двух коленчатых валов. Внутренние полости компрессорного цилиндра, называемого «холодным», и рабочего цилиндра, называемого «горячим», сообщаются друг с другом коротким соединительным каналом, перекрываемым клапаном (рис. 7).

Рабочий объем «холодного» цилиндра 95 см^3 в два раза меньше, чем у «горячего» цилиндра 190 см^3. Соответственно степень сжатия в «холодном» цилиндре, равная 8, в два раза меньше степени расширения в «горячем» цилиндре, равной 16, что позволяет обеспечить продолженное расширение рабочего тела.

В 2011 г. опытный образец двигателя TourEngine экспонировался на различных автомобильных выставках и конференциях.

Разделенный цикл с рабочим процессом HCPC

Группа ученых из университетов Пизы (Италия) и Мэдисона (США) на базе двигателя с разделенным циклом разрабатывают концепцию «Homogenous Charge Progressive Combustion» (HCPC), являющуюся разновидностью рабочего процесса с самовоспламенением гомогенной смеси HCCH [6]. Как и в других двигателях с разделенными тактами, в двигателе, реализующем процесс HCPC, имеются два цилиндра, в одном из которых (компрессорном) осуществляются впуск и сжатие, а в другом (рабочем) — сгорание, расширение и выпуск. Цилиндры соединены

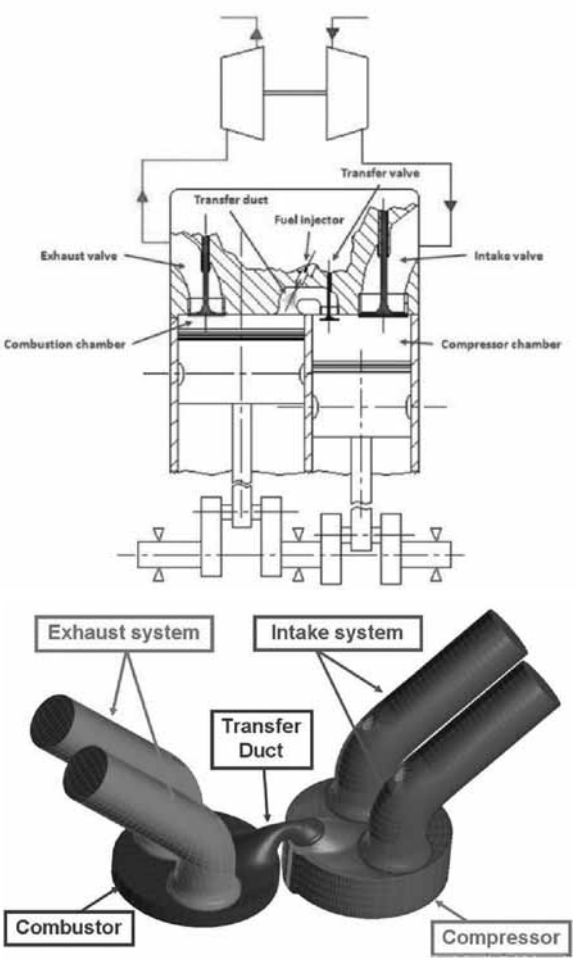


Рис. 8. Двигатель с процессом HCPC

перепускным каналом, в который производится впрыск топлива несколько позже ВМТ поршня рабочего цилиндра. В это время поршень компрессорного цилиндра движется к своей ВМТ, перемещая воздушный заряд через перепускной канал в рабочий цилиндр (рис. 8).

Подобранные специальным образом размеры и конфигурация перепускного канала позволяют обеспечить очень высокую скорость перетекания через него воздушного заряда (более 200 м/с) и получение гомогенной топливно-воздушной смеси (рис. 8).

Двигатель DIRO Konstruktion

Наиболее радикально процесс сгорания отделен от других составляющих рабочего цикла в двигателе, предложенном немецкой фирмой DIRO Konstruktion [7]. В головке цилиндра двигателя размещен вращающийся золотник, содержащий две камеры сгорания, попеременно сообщающиеся с рабочей полостью цилиндра. Камеры сгорания с интервалом в 180° периодически соединяются с рабочей полостью цилиндра в конце такта сжатия и начале такта рабочего хода. Золотник совершает один оборот за четыре оборота коленчатого вала. При этом обеспечи-

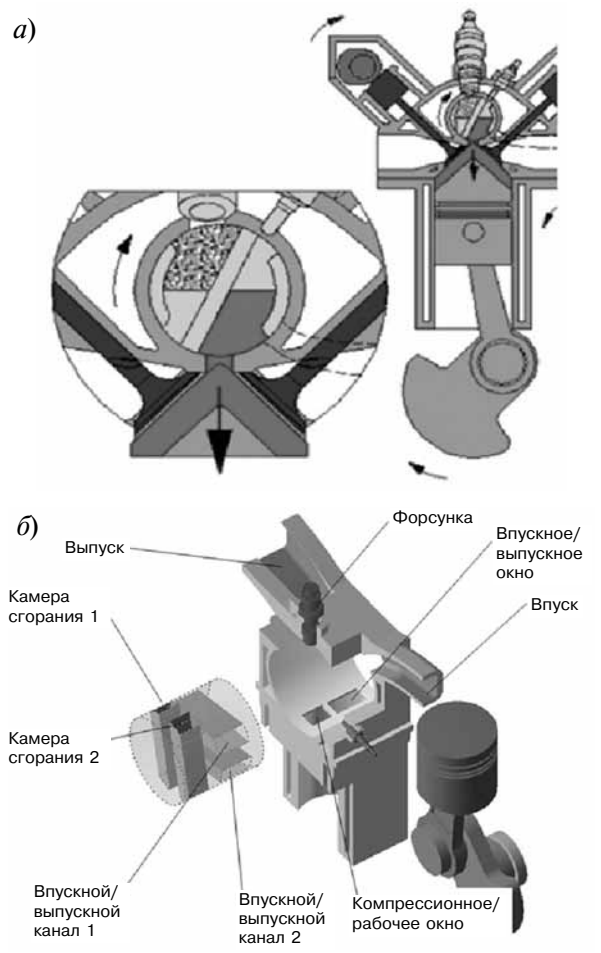


Рис. 9. Двигатель DIRO

а — комбинированное газораспределение; *б* — золотниковое газораспределение

вается значительный запас времени для эффективного сгорания топливно-воздушной смеси.

Предложены варианты исполнения двигателя DIRO, как с комбинированным клапанно-золотниковым газораспределением, так и с золотниковым газораспределением, при котором впускной и выпускной каналы размещены в том же вращающемся золотнике, что и камеры сгорания (рис. 9).

На рис. 10 показаны фазы рабочего цикла двигателя DIRO в дизельном варианте.

Во время 1-й фазы в цилиндре и в первой камере сгорания осуществляется процесс сжатия, а во второй камере сгорания, отделенной от цилиндра, происходит смесеобразование и сгорание топливно-воздушной смеси. Во время 2-й фазы в первой камере сгорания осуществляется впрыск топлива и смесеобразование, а в цилиндре и во второй камере сгорания, которая сообщается с цилиндром, происходит расширение (рабочий ход). На протяжении 3-й и 4-й фаз рабочего цикла осуществляются такты выпуска и впуска, а первая и вторая камеры сгорания функционально меняются местами.

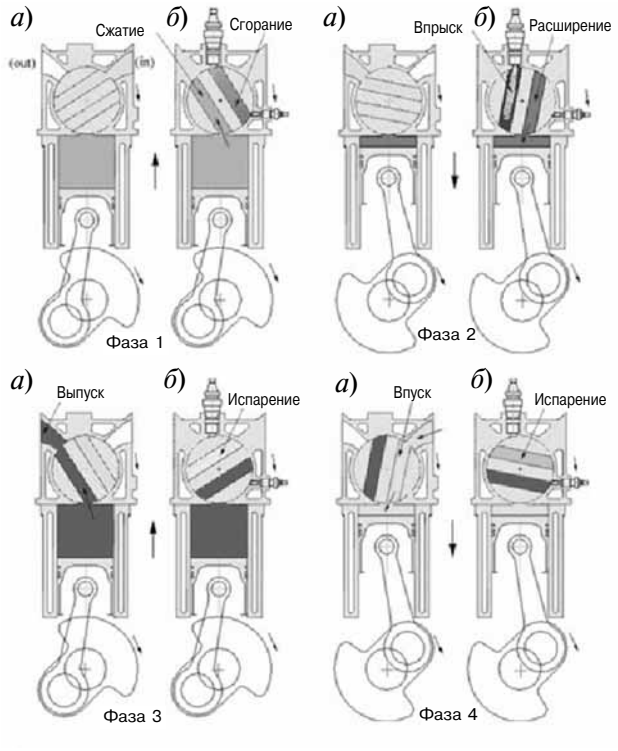


Рис. 10. Фазы рабочего цикла двигателей DIRO

а — сечение по каналам; *б* — сечение по камерам сгорания

В качестве недостатков схемы двигателя DIRO следует отметить существенное усложнение конструкции и повышенные газодинамические потери при перетекании рабочего тела из цилиндра в камеры сгорания и обратно, а также проблемы с уплотнением и смазкой золотника, работающего в зоне высоких тепловых нагрузок.

2. Двигатели с добавленными тактами

Дополнительные такты добавляют к четырем тактам традиционного цикла с целью реализовать продолженное расширение рабочего тела или обеспечить дополнительный отвод и рекуперацию теплоты от деталей цилиндропоршневой группы. Рассмотрим более подробно примеры двигателей с добавленными тактами.

Пятитактный двигатель

Английская компания Ilmor Engineering, известная своими двигателями для гоночных автомобилей, представила на выставке EXPO 2009 в Штутгарте двигатель, названный пятитактным [8]. За основу конструкции двигателя приняты технические решения патента 2003 г. бельгийского изобретателя Герхарда Шмитца (Gerhard Schmitz) [9]. Двигатель имеет добавленный такт рабочего цикла и обеспечивает продолженное расширение. Главной задачей проекта являлось создание бензинового двигателя с высокой удельной мощностью, не уступающего по топливной экономичности дизелям, но лишенного присущего последним недостатка в виде повышенной эмиссии оксидов азота и сажи.

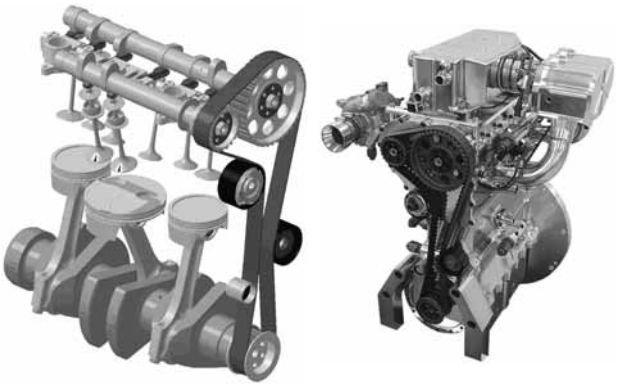


Рис. 11. Двигатель ILMOR Engineering

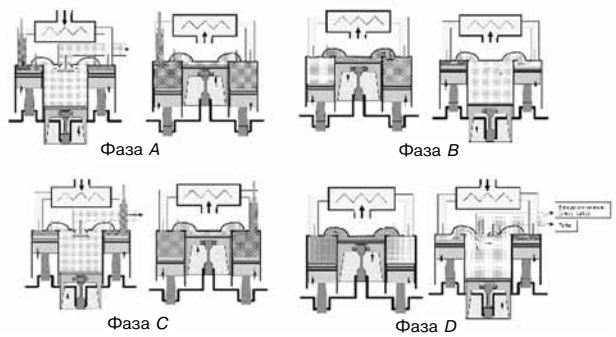


Рис. 12. Фазы рабочего процесса пятитактного двигателя

Три цилиндра пятитактного ДВС имеют разный диаметр. Внешние цилиндры высокого давления (ВД) малого диаметра работают по обычному четырехтактному циклу. В среднем цилиндре низкого давления (НД) большого диаметра происходит продолженное расширение газов, которое разработчики и назвали пятым тактом (рис. 11). Рабочий объем цилиндра высокого давления составляет 350 см^3, а рабочий объем цилиндра низкого давления равен 778 см^3. Геометрическая степень сжатия, она же степень расширения, в цилиндрах высокого давления равна 8, а степень расширения в цилиндре низкого давления равна 30. При этом общая степень расширения в двигателе составляет 30.

Опытный образец двигателя имеет максимальные мощность и крутящий момент соответственно 96 кВт/7000 об/мин и 166 Нм/5000 об/мин. При этом минимальная величина удельного эффективного расхода топлива равна 226 г/(кВт·ч), что значительно ниже, чем у лучших современных аналогов. Давление наддува составляет 0,5 МПа.

Двигатель имеет два распределительных вала. Первый вал, обслуживающий цилиндры высокого давления, совершает один оборот за два оборота коленчатого вала так, как это осуществляется в традиционных четырехтактных ДВС. Второй распределительный вал, обслуживающий цилиндр низкого давления, вращается с частотой, равной частоте вращения коленчатого вала.

Рабочий процесс пятитактного двигателя состоит из четырех фаз (рис. 12, таблица).

Фаза *A*. Поршни в цилиндрах ВД движутся от ВМТ к НМТ. Поршень в цилиндре НД движется от НМТ к ВМТ. В первом цилиндре ВД осуществляется впуск свежего заряда, а во втором цилиндре ВД — рабочий ход (сгорание и предварительное расширение). В цилиндре НД осуществляется выпуск газов.

Фаза *B*. Поршни в цилиндрах ВД движутся от НМТ к ВМТ. Поршень в цилиндре НД движется от ВМТ к НМТ. В первом цилиндре ВД осуществляется сжатие свежего заряда, а во втором цилиндре ВД — вытеснение выпускных газов в цилиндр НД. В цилиндре НД осуществляется процесс дополнительного расширения выпускных газов из второго цилиндра ВД.

Фаза *C*. Поршни в цилиндрах ВД движутся от ВМТ к НМТ. Поршень в цилиндре НД движется от НМТ к ВМТ. В первом цилиндре ВД осуществляется рабочий ход (сгорание и предварительное расширение), а во втором цилиндре ВД — впуск свежего заряда. В цилиндре НД осуществляется выпуск газов.

Фаза *D* аналогична фазе *B*, в которой первый и второй цилиндры ВД меняются местами.

Таким образом, рабочий цикл пятитактного двигателя осуществляется за два оборота коленчатого вала и состоит из двух групп процессов. Первая группа включает процессы впуска, сгорания и предварительного расширения в первом или втором цилиндрах ВД и выпуск газов из цилиндра НД. Вторая группа включает процессы сжатия и вытеснения выпускных газов в первом или втором цилиндрах ВД и дополнительное расширение выпускных газов в цилиндре НД.

Необходимо отметить, что первые образцы трехцилиндровых двигателей с внешними цилиндрами малого диаметра, работающими по четырехтактному циклу, и внутренним цилиндром большого диаметра, работающим по двухтактному циклу, были изготовлены еще Н. Отто и Р. Дизелем.

Последовательность такта рабочего цикла

Фаза	Цилиндр		
	1(ВД)	2(НД)	3(ВД)
A	Впуск	Выпуск	Рабочий ход
B	Сжатие	Расширение	Вытеснение
C	Рабочий ход	Выпуск	Впуск
D	Вытеснение	Расширение	Сжатие

Шеститактные двигатели

Шеститактным двигателем называют ДВС, у которого к четырем тактам традиционного цикла добавлены два дополнительных такта. Шеститактные двигатели, как правило, являются однообъемными с совершением всех тактов цикла в одном цилиндре. Во время дополнительных тактов к рабочему телу подводится теплота от нагретых поверхностей камеры сгорания, которая утилизируется на такте расширения.

Одним из первых шеститактных двигателей был двигатель Гриффина (S. Griffin), изготовленный в Англии в 1883 г. В этом двигателе после завершения такта выпуска отработавших газов происходил такт впуска воздуха без подачи топлива, а затем осуществлялся такт выпуска воздуха. Дополнительные такты обеспечивали снижение температуры элементов камеры сгорания и улучшение очистки цилиндров от остаточных газов, способствуя повышению наполнения.

Существует значительное количество конструкций шеститактных двигателей. Рассмотрим наиболее характерные их них.

Двигатель Кроуэра

Американским инженером Б. Кроуэром (Bruce Crower) разработана конструкция и изготовлены образцы двигателей, в цилиндры которых после завершения такта выпуска подается вода под давлением 15 МПа [10]. Отбирая теплоту от нагретых поверхностей камеры сгорания, вода испаряется. При ходе поршня от ВМТ к НМТ водяной пар, расширяясь, совершает полезную работу (пятый такт — паровой рабочий ход). При ходе поршня от НМТ к ВМТ (шестой такт) осуществляется выпуск отработавшего пара. Отработавший пар поступает в конденсатор, где охлаждается и снова превращается в воду. Последовательность тактов двигателя Кроуэра показана на рис. 13. Строго говоря, цикл двигателя Кроуэра состоит из четырехтактного и двухтактного циклов (4+2).

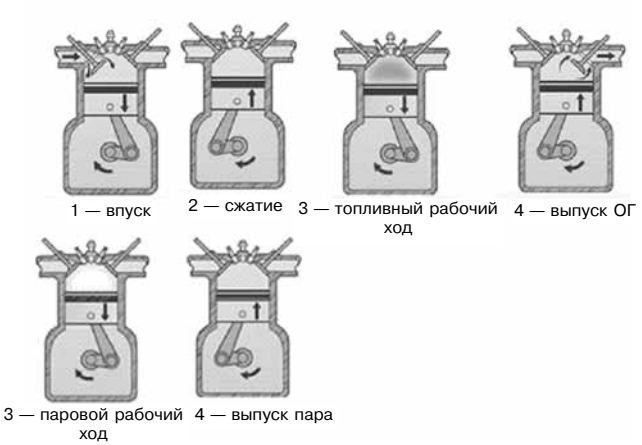


Рис. 13. Последовательность тактов двигателя Кроуэра

Цикл двигателя Кроуэра отличается от традиционного цикла Отто не только количеством тактов, но и отношением количества рабочих тактов к их общему числу. Так, у цикла Отто это отношение составляет 1:4, а у цикла Кроуэра — 1:3.

Достоинствами двигателя Кроуэра являются высокая топливная экономичность за счет утилизации теплоты от стенок камеры сгорания и возможность уменьшить габариты элементов системы охлаждения или вообще от нее отказаться. Кроме того, внутреннее охлаждение позволяет существенно повысить степень сжатия двигателя с искровым зажиганием, что также положительно скажется на топливной экономичности.

Среди недостатков двигателя Кроуэра следует отметить необходимость установки на автомобиле дополнительного оборудования для хранения и конденсации воды. Серьезной проблемой является необходимость предотвращения замерзания воды в зимних условиях эксплуатации. Для изготовления клапанов, поршня и гильзы цилиндра, скорее всего, потребуются специальные нержавеющие материалы.

Двигатель Баюласа

Двигатель Баюласа разработан в компании Bajulaz S A (Швейцария). Схема двигателя представлена на рис. 14 [11].

В двигателе Баюласа реализован рабочий процесс с воспламенением от сжатия. В головке цилиндра размещены камера сгорания *6* и камера

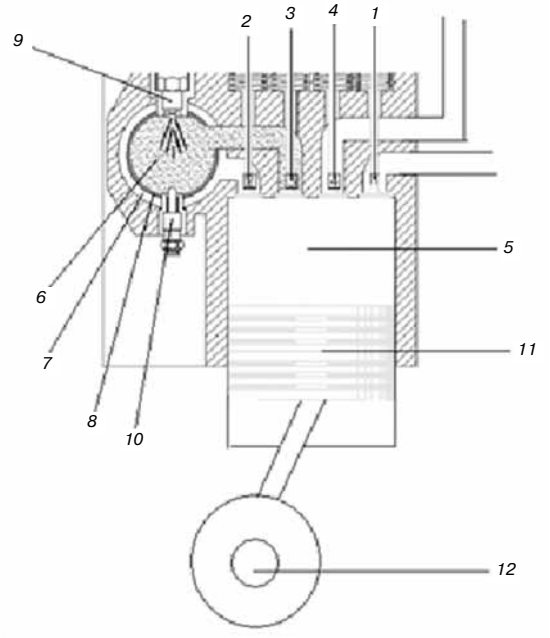


Рис. 14. Схема двигателя Баюласа:
1 — впускной клапан; *2* — клапан камеры нагрева; *3* — клапан камеры сгорания; *4* — выпускной клапан; *5* — цилиндр; *6* — камера сгорания; *7* — камера нагрева; *8* — стенка камеры сгорания; *9* — форсунка; *10* — свеча накала; *11* — поршень; *12* — коленчатый вал

нагрева *7*, а также четыре клапана, два из которых управляют процессами впуска и выпуска, а два других расположены в каналах, соединяющих цилиндр (надпоршневое пространство) с камерами сгорания и нагрева.

В двигателе Баюласа реализован рабочий процесс с воспламенением от сжатия. В головке цилиндра размещены камера сгорания *6* и камера нагрева *7*, а также четыре клапана, два из которых управляют процессами впуска и выпуска, а два других расположены в каналах, соединяющих цилиндр (надпоршневое пространство) с камерами сгорания и нагрева.

Последовательность тактов в двигателе Баюласа дана на рис. 15:

➢ на такте впуска открыт только впускной клапан, и воздух поступает в цилиндр;

➢ во время такта первого сжатия воздух поступает в камеру нагрева, где нагревается как в процессе сжатия, так и получая тепло от стенки камеры сгорания. В конце такта сжатия осуществляется подача топлива в камеру сгорания, в которой находится воздух, сжатый в предшествующем рабочем цикле;

➢ во время топливного рабочего хода при открытом клапане камеры сгорания газы из последней перетекают в цилиндр, в котором расширяются;

➢ отработавшие газы при открытом выпускном клапане удаляются из цилиндра. В связи с тем что часть теплоты газов передана воздуху в камере нагрева, тепловые потери с отработавшими газами меньше, чем в традиционных четырехтактных двигателях;

➢ нагретый сжатый воздух из камеры нагрева поступает в цилиндр, расширяясь в котором совершает полезную работу;

➢ расширившийся воздух сжимается, поступая в камеру сгорания для последующего использования в топливном рабочем ходе (второе сжатие).

Утилизация теплоты отработавших газов способствует повышению топливной экономичности

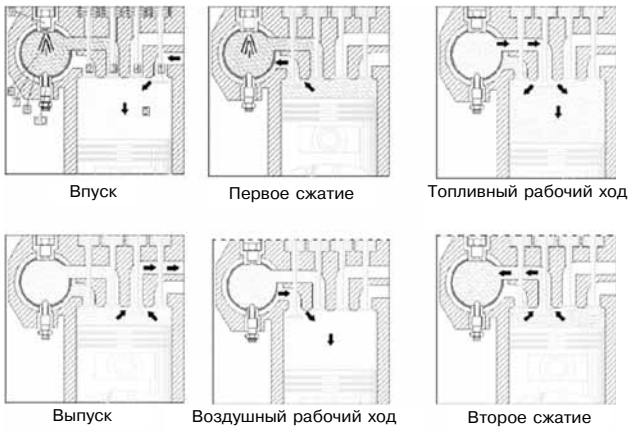


Рис. 15. Последовательность тактов в двигателе Баюласа

двигателя Баюласа. Однако он также имеет недостатки, присущие дизелям с разделенными камерами сгорания, такие как потери теплоты из-за увеличенных поверхностей камеры сгорания и невысокие пусковые качества. Кроме того, наличие дополнительных камер и клапанов с индивидуальными законами управления значительно усложняет конструкцию головки цилиндров двигателя.

Двигатель Revelation Power

В канадской компании Revelation Power Technology разработана конструкция и изготовлены образцы восьмитактного двигателя, в двухцилиндровом модуле которого поршень второго (правого) цилиндра движется с запаздыванием на 90° относительно поршня первого (левого) цилиндра (см. рис. 16) [12].

Первый цилиндр оснащен впускным клапаном для подачи топливно-воздушной смеси и перепускным клапаном, соединяющим первый и второй цилиндры. Второй цилиндр имеет впускной клапан для подачи воздуха и выпускной клапан — для удаления отработавших газов. Рабочий цикл двигателя осуществляется за два оборота коленчатого вала.

Последовательность тактов рабочего цикла двигателя Revelation Power показана на рис. 16.

Такт 1. Поршень первого цилиндра движется вниз, а поршень второго цилиндра — вверх. В первом цилиндре происходит наполнение топливно-воздушной смесью, а во втором цилиндре — выпуск отработавших газов. По завершении такта 1 поршень второго цилиндра достигает ВМТ и второй выпускной клапан закрывается.

Такт 2. В первом цилиндре продолжается наполнение, которое завершается при достижении поршня НМТ. Во второй цилиндр начинает поступать воздух, забирая теплоту от стенок цилиндра.

Такт 3. В первом цилиндре завершается наполнение и начинается сжатие топливно-воздуш-

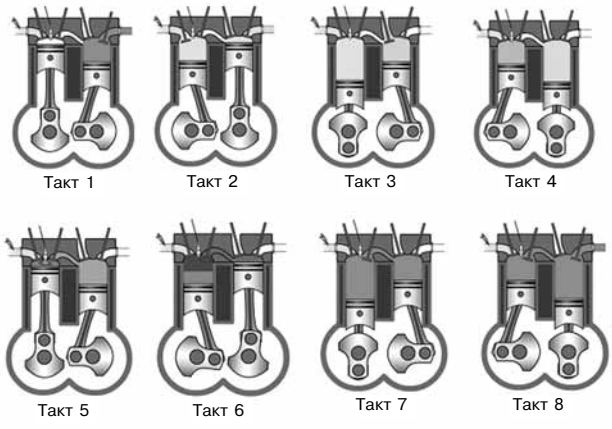


Рис. 16. Последовательность тактов рабочего цикла двигателя Revelation Power

ной смеси. Второй цилиндр продолжает наполняться воздухом.

Такт 4. В первом цилиндре завершается сжатие топливно-воздушной смеси. Во втором цилиндре завершается его наполнение воздухом.

Такт 5. В первом цилиндре при нахождении поршня в области ВМТ происходит воспламенение топливно-воздушной смеси от свечи зажигания. Во втором цилиндре начинается сжатие воздуха.

Такт 6. В первом цилиндре происходит расширение газов, а во втором цилиндре завершается сжатие воздуха.

Такт 7. Первый и второй цилиндры сообщаются друг с другом при открытом перепускном клапане, и происходит совместное расширение рабочего тела в двух цилиндрах. Воздух из второго цилиндра разбавляет газы в первом цилиндре.

Такт 8. Отработавшие газы удаляются из первого и второго цилиндров.

Заключение

Трансформация рабочего цикла усложняет конструкцию двигателя и, как правило, ухудшает его массогабаритные показатели. Потенциальный выигрыш от разделения процессов сгорания и расширения частично нивелируется дополнительными энергетическими потерями при перетекании газов между полостями, а также потерями теплоты в технических решениях с дополнительными камерами, размещенными в головке цилиндра. Добавление дополнительных тактов при прочих равных условиях неизбежно приводит к снижению литровой мощности двигателя. Использование в двигателе нетрадиционных компонентов рабочего тела, таких как вода, требует изменения номенклатуры материалов и, возможно, конструкции деталей, ограничивающих камеру сгорания. Указанные проблемы препятствовали промышленному применению двигателей с трансформированным рабочим циклом.

Ситуация может измениться в связи с развертыванием в последние годы во всех технически развитых странах масштабных программ, как правило, государственных с участием ведущих автомобильных концернов по разработке новых рабочих процессов, основанных на технологии воспламенения от сжатия однородной смеси, известной как Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI).

Принципиальное отличие процесса HCCI от традиционных рабочих процессов двигателей заключается в организации управляемого одновременного многоочагового воспламенения и горения заряда по всему объему камеры сгорания, а не во фронте пламени гомогенной или гетерогенной среды. В результате скорость тепловыделения значительно возрастает, процесс подвода теплоты к рабочему телу приближается к оптимальному с термодинамической точки зрения подводу теплоты при постоянном объеме, что в сочетании с высокой степенью сжатия, необходимой для самовоспламенения гомогенной смеси, обеспечивает высокий уровень индикаторного КПД [13].

Трансформация рабочего цикла дает потенциальную возможность реализовать в двигателях процесс HCCI, а также значительно упрощает задачу создания многотопливного двигателя, способного одинаково эффективно работать на бензине, природном газе или диметиловом эфире [14]. Разделение и добавление тактов может позволить осуществлять и другие альтернативные рабочие процессы, такие как Controlled Auto Ignition (CAI) — управляемое самовоспламенение смеси, Highly Premixed Late Injection (HPLI) — частично гомогенный процесс сгорания.

Для принятия решений о создании двигателей с трансформированным рабочим циклом необходим взвешенный анализ улучшения топливной экономичности, с одной стороны, и возможными издержками, связанными с усложнением конструкции, сопровождающими это улучшение, — с другой. В любом случае, плата за снижение расхода топлива и улучшение экологических показателей двигателя, обеспечивающая экономическую целесообразность его производства, не должна быть чрезмерно высокой.

Литература

1. Материалы сайта www.lindsaybks.com.
2. *Кушуль В.М.* Знакомьтесь, двигатель нового типа. — Л. : Судостроение, 1966.— 118 с.
3. Материалы сайта www.scuderigroup.com
4. Материалы сайта www.zajacmotors.com
5. Материалы сайта www.tourengine.com
6. *Musu E., Rossi R., Gentili R., and Reitz R.D.*, «Clean Diesel Combustion by means of the HCPC Concept», SAE paper 2010-01-1256, SAE Int. J. Engines, Vol. 3, № 1. — P. 964–981, 2010.
7. Материалы сайта www.diro-konstruktion.de
8. *Ailloud, C., Delaporte, B., Schmitz, G., Keromnes, A. et al.,* «Development and Validation of a Five Stroke Engine», SAE Technical Paper 2013–24–0095, 2013, doi:10.4271/2013–24–0095.
9. Пат. 6553977 B2 США, МКИ F02B 33/03. Five-Stroke Internal Combustion Engine / Shmitz G., 2003.
10. Пат. 2007/0022977 A1 США, МКИ F01B29/04. Method and apparatus for operating an internal combustion engine / Crower H.B., 2007.
11. Материалы сайта www.bajulazsa.com
12. Материалы сайта www.revelationpower.com
13. *Тер-Мкртичьян Г.Г.* Управление движением поршней в двигателях внутреннего сгорания. — М. : Металлургиздат, 2011. — 304 с.
14. *Тер-Мкртичьян Г.Г.* Диметиловый эфир — перспективы и проблемы // АвтоГазоЗаправочный Комплекс + альтернативное топливо. — 2007. № 4, — С. 66–67.

УДК 621.43

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЕФОРМАЦИИ ЮБКИ ПОРШНЯ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ ОТ ДЕЙСТВИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ МАСЛА

С.В. Путинцев, д.т.н., проф., А.Г. Агеев, асп.
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Разработана расчетная модель для исследования напряженно-деформированного состояния поршня быстроходного дизеля. Представлены и проанализированы результаты моделирования деформации юбки поршня малоразмерного быстроходного дизеля под действием гидродинамического давления со стороны масляного слоя на стенке цилиндра. Показано, что максимальные значения этого давления способны вызывать деформацию исходного профиля наружной поверхности юбки поршня, что снижает надежность сопряжения поршня с цилиндром. Предложены перспективные пути решения данной проблемы.

Известно, что влияние профиля наружной поверхности юбки поршня быстроходного дизеля на механические потери, износ, шум, вибрацию и расход масла на угар очень велико [1–5 и др.]. Рационально выбранный профиль этой поверхности способен обеспечить длительную работу юбки поршня в благоприятном гидродинамическом режиме, что в значительной мере обусловливает требуемый уровень надежности поршня в целом.

К сожалению, исходная геометрия образующей наружной поверхности поршня с характерной для быстроходных дизелей тонкостенной неразрезной конструкцией юбки не остается постоянной: искажения в заданный при изготовлении профиль юбки поршня вносят монтажные, температурные, динамические деформации и износ.

Выполненные авторами оценки показывают, что первые из указанных выше деформаций, обусловленные установкой в поршень поршневого пальца, соизмеримы с погрешностью на изготовление профиля юбки и поэтому могут быть исключены из рассмотрения.

Вторые — температурные деформации — практически пропорциональны разнице температур между «холодным» и «горячим» состояниями поверхности, поэтому весьма значительны [6–9]. В связи с этим учет температурных деформаций, приводящих к изменению заданного чертежом профиля юбки поршня, является обязательной процедурой, достаточно подробно описанной в целом ряде исследований [3–6, 10–12 и др.]. При выполнении условия учета температурных деформаций поршня профиль его юбки в рабочем («горячем») состоянии должен иметь рациональную геометрию как в продольном, так и в поперечном сечениях.

Третий источник искажения профиля юбки, связанный с воздействием на нее гидродинамического давления, развивающегося в заполненном смазочным материалом зазоре «юбка поршня-цилиндр» при движении поршня, практически не рассмотрен в известных публикациях. Мало того, этот аспект деформации юбки поршня из-за его недостаточной изученности чаще всего вообще игнорируют при проектировании поршней. Вместе с тем в ряде работ, носящих прикладной характер, убедительно показано, что пренебрежение деформацией юбки от внешнего силового воздействия приводит к серьезным ошибкам проектирования поршней, снижает эффективность профилирования их наружной поверхности и негативно влияет на надежность этих деталей [13–15].

Четвертая причина искажений профиля, обусловленная износом, может быть вообще устранена в случае рационально спроектированного сопряжения поршень–цилиндр, включая форму боковой наружной поверхности поршня, его балансировку, упрочнение (покрытие), макро- и микрогеометрию цилиндра, выбор смазочного материала и др. Исключение составляет, пожалуй, только случай абразивного износа, для борьбы с которым указанные меры должны быть дополнены обеспечением герметичности и надежности работы системы воздухоочистки двигателя.

Цель данного исследования состояла в расчетной оценке характера и величины деформаций наружной поверхности поршня от действия на его юбку гидродинамического давления со стороны смазочного материала.

Метод исследования базировали на высокоточном численном моделировании в среде ANSYS напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня под действием внешнего нагружения. Информацию о характере распределения и вели-

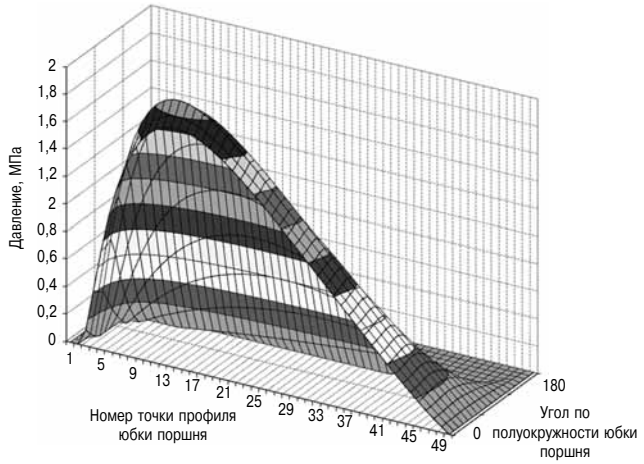


Рис. 1. Распределение гидродинамического давления в слое моторного масла по полуокружности юбки поршня дизеля 1Ч8,5/8,0 (номинальный режим работы, 380-й градус поворота коленчатого вала)

чине гидродинамического давления на поверхности юбки поршня получали из предварительно выполненных расчетов гидродинамики поршня с применением известной программы PISTON-DHT [16]: пример расчетного распределения гидродинамического давления моторного масла на развертке юбки поршня дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) дан на рис. 1.

В качестве объекта исследования был выбран поршень вышеуказанного дизеля как имеющего в настоящее время хорошие перспективы применения и являющегося флагманом типоразмерного ряда дизелей, выпускаемых объединением «АК Туламашзавод».

Для осуществления исследования была составлена и отлажена расчетная конечно-элементная модель поршня, на внешнюю сторону юбки которого действует заданное распределенное по площади гидродинамическое давление смазочного материла $p_г$ (рис. 1 и 2).

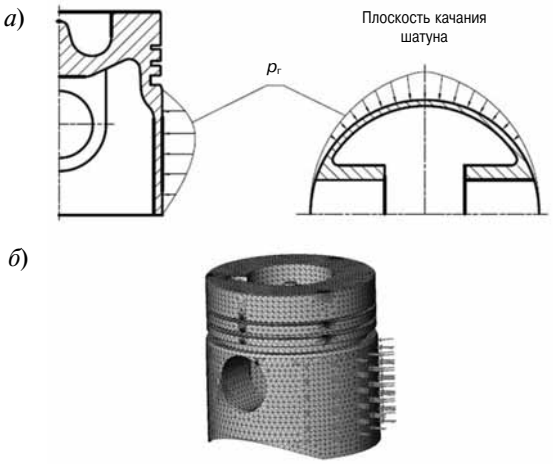


Рис. 2. Расчетная модель для исследования НДС поршня в условиях действия гидродинамического давления $p_г$ смазочного материала:
а — схема нагружения; *б* — конечно-элементная модель

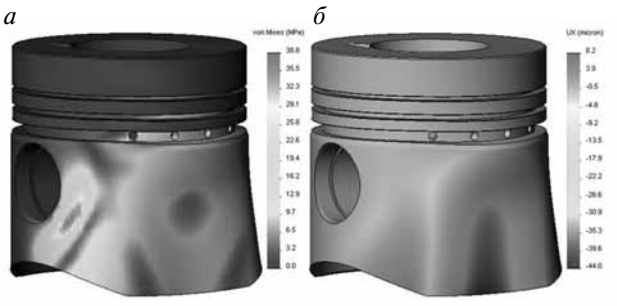


Рис. 3. Результаты моделирования НДС поршня дизеля 1Ч8,5/8,0 при действии на юбку гидродинамического давления масла:
а — напряжения в материале юбки; *б* —деформация юбки

Для сокращения времени и повышения эффективности исследований рассматривали только предельное НДС поршня, для чего в качестве внешнего нагружения использовали массив гидродинамического давления с максимальной среди наблюдаемых за рабочий цикл суммой значений величин, соответствующих ситуации достижения максимальной гидродинамической несущей способности (ГНС) юбки поршня.

Результаты моделирования НДС поршня применительно к номинальному режиму работы дизеля 1Ч8,5/8,0 показали, что от воздействия распределенного гидродинамического давления масла по поверхности юбки последняя испытывает напряжения изгиба, приводящие как к сжатию, так и растяжению волокон материала. Стенка юбки поршня при этом деформируется, вызывая искажение исходной геометрии наружной образующей юбки (рис. 3).

Анализ напряжений в материале юбки поршня дает основание считать, что максимальное их значение, достигающее 38,8 МПа (рис. 3, *а*), не представляет опасности для надежности работы поршня, поскольку допускаемые напряжения для сплава АК-15Д, из которого выполнен данный поршень, согласно ГОСТ 1583–93 «Сплавы алюминиевые литейные. Технические условия», как минимум, на порядок выше указанного значения. Следует отметить, что при циклическом характере нагружения даже незначительные напряжения могут со временем стать причиной накопления дефектов в структуре материала юбки поршня. Однако главную опасность представляют не напряжения, а вызываемые ими деформации наружной поверхности поршня δ, составляющие в ряде мест, в частности, в зоне нижней кромки юбки поршня, 44 мкм (рис. 3, *б*). Такой уровень деформации заведомо превосходит погрешность задания профиля при изготовлении поршня (± 2 мкм), и поэтому должен быть квалифицирован как искажение профиля.

Более наглядно искажение исходного «горячего» профиля юбки поршня («бочки» в продоль-

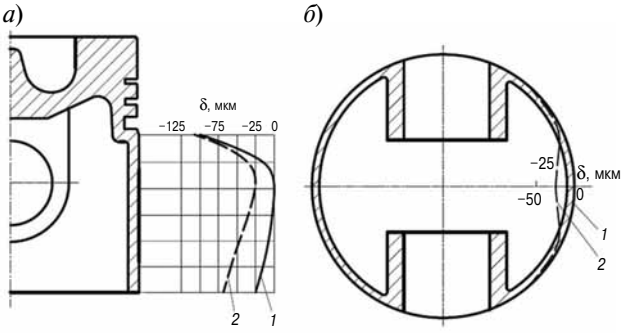


Рис. 4. Профиль юбки поршня дизеля 1Ч8,5/8,0 в нагретом состоянии в продольном (*а*) и поперечном на уровне оси бобышек (*б*) сечениях:
1 — исходный вид; *2* — деформированный вид

ном и овала в поперечном сечениях) от действия гидродинамического давления масла можно видеть на рис. 4.

Характер искажений исходного профиля юбки в нагретом состоянии поршня на рис. 4 согласуется с формой распределения внешней нагрузки — гидродинамического давления масла на юбку, а также с жесткостью (толщиной) стенки юбки поршня. Так, наибольшее искажение профиля имеет место в наименее жестких зонах юбки, а именно: в плоскости качания шатуна, с нарастанием искажения по мере удаления от верхнего (по рис. 4, *а*) края юбки. В этой плоскости максимум гидродинамического давления приходится на зону минимальной жесткости юбки, что и обусловливает наибольший «провал» ее профиля. Указанный характер деформации приводит, согласно известным положениям гидродинамической теории смазки, к резкому — пропорционально кубу деформации (толщины масляного слоя) — падению ГНС поверхности. С точки зрения теории в этом факте содержится определенное решение проблемы, так как при указанных условиях в смазываемом сопряжении юбка поршня−цилиндр может возникать так называемое само- или авторегулирование [17]. Например, падение ГНС на юбке поршня вызывает сближение сопрягаемых поверхностей, сопровождаемое снижением толщины масляного слоя между ними, в результате чего ГНС снова кубически возрастает; так осуществляется саморегулирование.

Однако в случае реального сопряжения поршня с цилиндром приходится учитывать фактор контактирования смазываемых поверхностей, не рассматриваемый классической гидродинамикой. Как показывает практика, контактирование наступает при ситуации, когда значения боковой силы поршня и приложенных к нему моментов других внешних сил, с одной стороны, превысят значения ГНС и ее моментов, приложенных к юбке поршня, с другой стороны. Контактирование приводит к скачкообразному росту трения, вызванному сменой гидродинамического режима смазки на граничный, а также провоцирует натир и износ сопряженных поверхностей поршня и цилиндра. Известные из практики испытаний и эксплуатации быстроходных дизелей высокий уровень механических потерь в сопряжении поршень−цилиндр, натиры на юбках поршней и износ прямо указывают на нарушение режима гидродинамической смазки этих деталей, а вместе с этим — на низкую вероятность или неэффективность проявления саморегулирования.

Вышеприведенный анализ результатов моделирования НДС поршня дает основание для следующих выводов:

1. Разработана конечно-элементная модель, позволяющая в среде ANSYS получать информацию о НДС поршня под действием внешнего гидродинамического нагружения на юбку.

2. В результате моделирования НДС поршня с неразрезной тонкостенной юбкой установлено, что максимально развиваемое во время работы поршня гидродинамическое давление на юбку поршня со стороны масляного слоя на цилиндре способно вызывать значимое (превышающее погрешность на изготовление) искажение исходного профиля юбки: в частности, для конструкции и условий работы быстроходного малоразмерного дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) это искажение может достигать 44 мкм в нижней части юбки поршня в плоскости качания шатуна.

3. Отмеченные искажения профиля юбки могут быть одной из причин снижения надежности работы сопряжения «поршень-цилиндр» в виде увеличения механических потерь, появления натиров и износа поршня.

4. Предлагаемый путь решения проблемы надежности работы сопряжения «поршень-цилиндр» видится в поиске и применении технических решений, препятствующих искажению исходного профиля юбки поршня под действием внешней нагрузки.

Литература

1. *Рикардо Г.Р.* Быстроходные двигатели внутреннего сгорания / Пер. с англ. под общ. ред. М.Г. Круглова. — М. : ГНТИ, 1960. — 406 с.

2. Тракторные дизели: справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, С.Г. Арабян и др. / Под общ. ред. Б.А. Взорова. — М. : Машиностроение, 1981. — 535 с.

3. *Никитин Ю.Н.* Профиль поршня и смазывание деталей цилиндропоршневой группы / Ю.Н. Никитин, С.В. Коротеев, П.С. Макаревич // Автомобильная промышленность. — 1990. — № 10. — С. 13−14.

4. *Путинцев С.В.* Энергосберегающий поршень с двухопорной термоадаптивной юбкой. Расчет и эксперимент // Известия вузов. Машиностроение. — 1996. —Ч. 2. — № 10−12. — С. 51−56.

5. *Путинцев С.В.* Профилирование и модификация боковой поверхности поршня как способ снижения ме-

ханических потерь в двигателе внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, М.Д. Пронин // Известия вузов. Машиностроение. — 2007. — № 7. — С. 42–50.

6. Профилирование юбок поршней / Б.Я. Гинцбург, Г.Я. Васильченко, Н.С. Судойский и др. — М. : Машиностроение, 1973. — 88 с.

7. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода / В.В. Эфрос, Н.Г. Ерохин, Р.И., Кульчицкий и др. — М. : Машиностроение, 1976. — 277 с.

8. *Yamagata H.* The science and technology of materials in automotive engines. — Cambridge: Woodhead Publishing Ltd., 2005. — 318 p.

9. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебн. для студ. вузов / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский и др. — М. : Машиностроение, 2008. — 496 с.

10. *Костров А.В.* Выбор оптимального профиля направляющей части поршня карбюраторного двигателя // Автомобильная промышленность. — 1977. — № 12. — С. 4–7.

11. *Никишин В.Н.* Профилирование юбки поршня с учетом перекладки поршня: учебное пособие. — Набережные Челны: Камский политехнический институт, 1996. — 48 с.

12. *Путинцев С.В.* Оценка и снижение механических потерь в поршневых двигателях // С.В. Путинцев, С.А. Аникин. — Saarbrucken: Lambert Academic Publishing, 2011. — 330 с.

13. *Овчинников В.П.* Исследование деформаций цилиндров дизелей с воздушным охлаждением: Дис. ... канд. техн. наук. — Владимир, 1977. — 175 с.

14. *Фролов В.П.* Исследование деформаций и обоснование величины зазора сопряжения поршень-цилиндр дизеля с воздушным охлаждением: Дис. ... канд. техн. наук. — Владимир, 1978. — 185 с.

15. *Рогов В.Ф.* Исследование условий гидродинамической смазки поршня тракторного двигателя: Дис. ... канд. техн. наук. — Харьков, 1979. — 220 с.

16. *Путинцев С.В.* Моделирование параметров динамики, гидродинамики и трибологии поршня двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, С.А. Аникин, О.В. Иванов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Спец. вып. Сер. «Машиностроение». — 2007. — С. 150–156.

17. *Бершадский Л.И.* Структурная термодинамика трибосистем. — Киев : Знание, 1990. — 31 с.

ЮБИЛЕЙ!



Валерию Александровичу Рыжову 70 лет!

7 октября 2015 года исполнилось 70 лет Валерию Александровичу Рыжову, главному конструктору по машиностроению ОАО «Коломенский завод», профессору, действительному члену Санкт-Петербургской академии наук, заслуженному конструктору Российской Федерации, лауреату премий Российской Федерации в области науки и техники, лауреату Международной премии АССАД имени А. Швецова, члену редколлегии журнала «Двигателестроение»

Вся профессиональная, научная и преподавательская деятельность Валерия Александровича Рыжова связана с созданием двигателей внутреннего сгорания. В.А. Рыжов пришел на Коломенский завод в 1982 году как специалист с большим опытом работы в области автоматики топливных систем транспортных дизелей. В 2001 году он возглавил коллектив конструкторского отдела завода по машиностроению. Под его руководством разработаны дизели двух новых типоразмерных рядов различного назначения для использования на железнодорожном транспорте, на военных и коммерческих судах, в составе дизельных электростанций базового, резервного и аварийного энергоснабжения. В настоящее время спроектированы, изготовлены и проходят опытную проверку на стендах завода три модификации дизель-генераторов нового поколения 20ЭДГ500, 12ЛДГ500 и 12ЛДГ300.

Большой вклад Валерия Александровича Рыжова в развитие отечественного двигателестроения отмечен государственными наградами — орден Почета, Знак губернатора Московской области «За труды и усердие», Почетный знак г. Коломна «За отличие в труде».

Профессор В.А. Рыжов автор более 100 научных публикаций, имеет около 40 патентов, один из авторов энциклопедии «Двигатели внутреннего сгорания», соавтор недавно вышедшей книги «Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания», член редколлегии научно-технического журнала «Двигателестроение.»

Коллектив ОАО «Коломенский завод» и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Валерия Александровича с юбилеем, благодарят за достойный вклад в динамичное развитие коломенской школы дизелестроения и желают ему крепкого здоровья, творческих успехов и дальнейших интересных проектов.

УДК 62-123

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И УСТРАНЕНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ПРИ НАСТРОЙКЕ ТНВД МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Д.С. Шестаков, к.т.н., нач. отдела; ООО «Уральский дизель-моторный завод»
Н.С. Кочев, асп., «Уральский федеральный университет»

Представлены результаты испытаний топливных насосов высокого давления российского и зарубежного производства на безмоторном стенде. Приведены результаты расчетов цикловой подачи топлива на режимах тепловозной характеристики. Выполнен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных значений цикловой подачи топлива и неравномерности подачи от частоты вращения вала ТНВД. Установлены основные причины несоответствия настроек ТНВД на заводе-изготовителе и на стенде потребителя.

Возросшие требования к повышению экономичности и снижению выбросов вредных веществ поршневых ДВС приводят к необходимости точной регулировки топливной аппаратуры дизелей. Одним из направлений решения этой проблемы является переход к топливной аппаратуре с электромагнитным управлением типа common rail [1]. Эта тенденция наметилась в конце 1990-х гг. и в настоящее время получила широкое распространение.

В настоящее время в производстве и эксплуатации преобладают дизельные двигатели с традиционной топливной аппаратурой механического типа, которую необходимо настраивать для получения удовлетворительных результатов по экономическим и экологическим показателям.

Кроме того, существуют тяжелые условия эксплуатации дизелей: сильная запыленность воздуха, низкое качество горюче-смазочных материалов, резкие колебания высоты, низкие температуры, в которых необходимо обеспечить их бесперебойную работу без квалифицированного обслуживания. В таких условиях обычно работают дизели дорожно-строительной и сельскохозяйственной техники, а также дизели специального (военного) назначения [2].

Все эти факторы указывают на оправданность использования традиционных механических ТНВД даже, в отдельных случаях, несмотря на ухудшение топливной экономичности и экологических показателей в сравнении с аккумуляторными топливными системами.

Настройка топливной аппаратуры — трудоемкий процесс, требующий применения испытательного оборудования, оснащенного специальными приспособлениями и измерительными устройствами. Оборудование стенда должно обеспечивать регулировку ТНВД с высокой степенью точности.

В условиях развития специализированного производства ТНВД изготавливают и регулируют на заводах топливной аппаратуры, после чего изделие отправляют заказчику.

На предприятии-изготовителе дизеля ТНВД проходит входной контроль, при котором осуществляется проверка углов начала подачи топлива по секциям, проверка неравномерности подачи топлива на холостом ходу и на номинальной частоте вращения. Кроме того, проверяется соответствие выхода рейки в положение «стоп», при котором прекращается подача топлива.

Проверку выполняют на стенде для испытаний и регулировки ТНВД, который должен иметь привод, систему подачи топлива или жидкости, имитирующей топливо, систему смазки, систему подогрева/охлаждения технических жидкостей.

При испытаниях могут возникать трудности, причиной которых служит применение в составе стенда элементов с различающимися техническими характеристиками. К таким элементам относятся топливопроводы высокого давления и форсунки с распылителями. Большое влияние также оказывают технические параметры жидкости, если таковая используется вместо дизельного топлива.

Определенные коррективы вносят такие параметры окружающей среды, как температура и давление. При отсутствии подогревателей и охладителей масла и топлива температура рабочих жидкостей может изменяться в широких пределах и оказывать влияние на объемные показатели подачи топлива.

На ООО «Уральский дизель-моторный завод» выполняется входной контроль и повторная регулировка топливных насосов высокого давления

6, 8, 12ТН14 производства ОАО «Волгодизельаппарат» (г. Маркс); ТН6, ТН8, ТН12.ДМ21.161 производства ООО «СпецМашТехноСервис» (г. Мурманск) и насосов серии PV производства АО «Motorpal» (Чехия).

Для определения необходимой величины подачи топлива в цилиндр дизеля 8ЧН21/21 мощностью 930 кВт был произведен расчет цикловой подачи топлива на восьми режимах [3] тепловозной характеристики [4].

Цикловая подача топлива одной секции ТНВД на холостом ходу вычисляется по формуле

$$V_{\text{впр}} = \frac{G \cdot 10^6}{\gamma \cdot i \cdot 60 \cdot n}, \qquad (1)$$

где $V_{\text{впр}}$ — цикловая подача, мм^3/ход; G — часовой расход топлива, кг/ч (на холостом ходу G = = 12,2 кг/ч); γ — плотность топлива, г/см^3; i — количество цилиндров; n — количество оборотов ТНВД, об/мин.

Цикловая подача топлива одной секции ТНВД на рабочих режимах вычисляется по формуле

$$V_{\text{впр}} = \frac{P \cdot g_e \cdot 10^3 \cdot 1{,}05}{\gamma \cdot i \cdot 60 \cdot n}, \qquad (2)$$

где P — мощность двигателя, кВт; g_e — удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч.

Неравномерность подачи топлива по секциям следует рассчитывать по формуле

$$\delta = \frac{2(V_{\max} - V_{\min})}{V_{\max} + V_{\min}} \cdot 100\%, \qquad (3)$$

где $V_{\max}$ — подача топлива секцией с максимальной производительностью, см^3 (мл); $V_{\min}$ — подача топлива секцией с минимальной производительностью, см^3 (мл).

Результаты расчета цикловой подачи топлива тепловозного дизеля 8ЧН21/21 с ТНВД АО «Motorpal» на холостом ходу и на рабочих режимах представлены в таблице. Там же приведены результаты испытаний ТНВД АО «Motorpal» на безмоторном стенде на восьми позициях тепловозной характеристики [4], выход рейки на этих позициях и показатели цикловой подачи, заявленные производителем насоса. По результатам расчетов и испытаний построены графики, приведенные на рис. 1. При построении графика неравномерности подачи топлива данные, полученные экспериментально, относятся к секции № 5. В таблице также представлены данные цикловой подачи из протокола наладки ТНВД на АО «Motorpal».

Как видно из таблицы, неравномерность подачи топлива, полученная на испытательном стенде ООО УДМЗ, значительно отличается от значений, указанных АО «Motorpal», что не удовлетворяет требованиям ГОСТ 10578–95. По

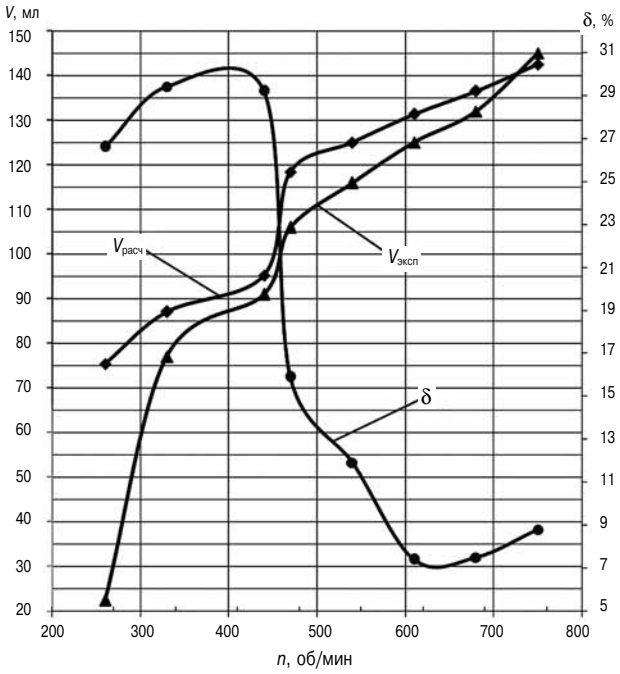


Рис. 1. Изменение расчетной и экспериментальной цикловой подачи топлива и неравномерность подачи в зависимости от частоты вращения вала ТНВД на режимах тепловозной характеристики дизеля

требованию стандарта неравномерность подачи топлива 8-секционного ТНВД не должна превышать 6 % на номинальном режиме и 50 % на режиме холостого хода [5]. В ходе дополнительных регулировок неравномерность подачи на холостом ходу и на номинальном режиме удается снизить до значений 50 % и 6 % соответственно, при этом имеется необходимость определить причины выявленных несоответствий.

Из таблицы видно, что наибольшая неравномерность подачи топлива приходится на 1–3-ю позиции тепловозной характеристики [4]. При переходе на 4-ю позицию неравномерность подачи резко снижается и достигает минимума на 5–7-й позициях. По результатам опытно-доводочных испытаний наименьший удельный эффективный расход топлива наблюдается на 6-й и 7-й позициях. Таким образом, можно сделать вывод о наличии диапазона работы дизеля с наибольшей топливной экономичностью на 5–7-й позициях.

Существует несколько методов снижения неравномерности подачи топлива, при этом для ТНВД различных производителей эти методы могут отличаться и иметь свои особенности.

Так, например, у насосов АО «Motorpal», предназначенных для дизелей семейства ДМ-21, подача топлива секцией регулируется с помощью поворота фланца крепления плунжерной втулки к корпусу насоса или за счет регулировки выхода топливной рейки в пределах, установленных технической документацией на насос. Если

Позиция		Хол. ход	1	2	3	4	5	6	7	8
Мощность дизеля, кВт		40,5	155	233	341	465	576	704	819	930
Частота вращения коленвала дизеля $n_{дв}$, об/мин		520	520	660	880	940	1080	1220	1360	1500
Частота вращения вала ТНВД n насоса, об/мин		260	260	330	440	470	540	610	680	750
Количество ходов плунжера		200	200	200	200	200	200	200	200	200
Цикловая подача экспериментальная на стенде ООО УДМЗ $N_{эксп}$, см^3 (мл)	1 секция	25	25	75	90	107	114	124	129	144
	2 секция	24	24	66	83	103	114	120	130	149
	3 секция	27	27	82	102	115	124	126	138	154
	4 секция	23	23	61	82	98	110	117	130	148
	5 секция	22,5	22,5	77	91	106	116	125	132	145
	6 секция	26	26	65	76	102	112	120	130	148
	7 секция	28	28	68	81	106	114	122	136	146
	8 секция	30	30	70	88	100	110	120	128	141
Цикловая подача расчетная $N_{расч}$, см^3 (мл)		10,2	75,4	87,1	95,2	118,4	125	131,4	136,5	142,5
Неравномерность подачи, согласно испытаниям δ, %		26,6	26,6	29,4	29,2	15,9	11,9	7,4	7,5	8,8
Выход рейки от корпуса, мм		46	46	47	48	49	50	51	52	54
Температура топлива, °С		20	20	21	23	24	24	27	28	30
Цикловая подача, согласно протокола наладки Motorpal, см^3 (мл)	1 секция	19,6	—	—	—	—	—	—	—	144
	2 секция	20,4	—	—	—	—	—	—	—	142
	3 секция	20	—	—	—	—	—	—	—	146
	4 секция	19,8	—	—	—	—	—	—	—	140
	5 секция	20	—	—	—	—	—	—	—	146
	6 секция	20,4	—	—	—	—	—	—	—	142
	7 секция	19,6	—	—	—	—	—	—	—	146
	8 секция	20,6	—	—	—	—	—	—	—	144
Неравномерность подачи, согласно ПН Motorpal, %		4,9	—	—	—	—	—	—	—	2,8

представленные выше регулировки не устраняют неравномерность, производится замена секции в сборе.

Изменение подачи топлива секцией у насосов ОАО «Волгодизельаппарат» и ООО «Дело» производится с помощью поворота плунжера. Если данный способ не устраняет неравномерность подачи топлива, производится замена секции.

Для точной проверки и регулировки ТНВД на испытательном стенде были разработаны мероприятия, направленные на обеспечение одинаковых условий испытаний насосов на предприятии-изготовителе и на ООО УДМЗ.

1. Применены одинаковые по пропускной способности трубопроводы высокого давления производства ООО УДМЗ (рис. 2) на всех испытательных стендах поставщиков.

2. Применен один тип форсунок NC622Z-3261 с многоструйными распылителями KDO145T840-4517 производства «Motorpal», отрегулированных на давление подъема иглы ($26^{+1,0}$) МПа

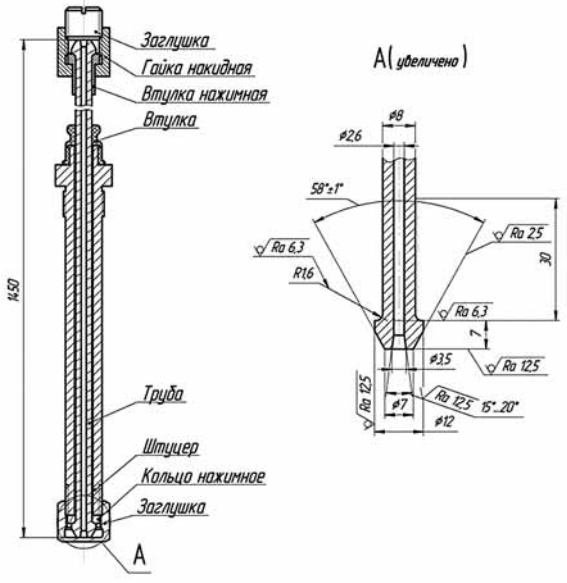


Рис. 2. Трубопровод высокого давления производства ООО УДМЗ

(260^{+10} кгс/см^2) на всех испытательных стендах поставщиков.

3 . Каждый производитель по заявке ООО УДМЗ изготовил эталонный ТНВД для периодической проверки безмоторного стенда.

4. Применена система регулирования температуры топлива и масла в заданных пределах на всех испытательных стендах.

Указанные мероприятия позволили снизить неравномерность подачи топлива на режиме холостого хода до 20 % при сохранении неравномерности цикловой подачи на номинальном режиме в пределах 5 %. В результате внедренных мероприятий удалось добиться одинаковых условий проведения испытаний на стендах всех поставщиков ТНВД.

Литература

1. *Грехов Л.В.* Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common Rail. — М. : МГТУ, 2000. — 64 с.

2. Работа дизелей в условиях эксплуатации: справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев. — М. : Машиностроение, 1989. — 286 с.

3. *Попов А.А.* Топливная аппаратура дизелей транспортного типа. — М. : Речиздат, 1947. — 288 с.

4. *Шароглазов Б.А., Фарафонтов М.Ф., Клементьев В.В.* Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / под ред. засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова. — Челябинск : ЮУрГУ, 2010. — 382 с.

5. ГОСТ 10578–95. Насосы топливные дизелей. Общие технические условия. — М. : ИПК Издательство стандартов, 2000. — 22 с.

6. Дизели: справочник / под. общей ред. В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л.К. Коллерова. — 3-е изд., перераб. и доп. — Л. : Машиностроение, 1977. — 480 с.

7. *Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В.* Конструкция, расчет и технический сервис топливоподающих систем дизелей. —М. : Легион-Автодата, 2013. — 292 с.

8. ГОСТ 8519–93. Топливопроводы высокого давления дизелей и их соединения. Общие технические условия. — М. : ИПК Издательство стандартов, 1995. — 20 с.

9. ГОСТ 10579–88. Форсунки дизелей. Общие технические условия. — М. : ИПК Издательство стандартов, 2004. — 9 с.

ЮБИЛЕЙ!



Григорию Вульфовичу Мельнику 75 лет!

15 августа 2015 г. исполнилось 75 лет Григорию Вульфовичу Мельнику, кандидату технических наук, руководителю отделения научно-технической информации редакции журнала «Двигателестроение».

Г.В. Мельник, выпускник кафедры ДВС Ленинградского кораблестроительного института, в 1962 г. поступил на работу в отдел автоматизации Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ), где проработал более 30 лет.

В 1970 г. Г.В. Мельник защитил кандидатскую диссертацию по направлению развития электронных регуляторов скорости.

В период с 1988 по 1992 г. он возглавлял лабораторию систем регулирования и управления. Профессиональную деятельность Г.В. Мельника характеризуют общая эрудиция, аналитические способности, скрупулезное внимание ко всем деталям предмета исследования и блестящее знание английского языка.

Последующие годы были посвящены сотрудничеству с зарубежными двигателестроительными компаниями, такими как «Woodward Governor Co.» (США), «Waukesha Engine» (США), Европейский институт экологической энергетики (Дания) и др.

С 2005 г. Г.В. Мельник активно сотрудничает с редакцией журнала «Двигателестроение» в качестве руководителя отделения научно-технической информации, и подготовленные им обзоры по самым актуальным проблемам развития двигателестроения стали постоянной рубрикой нашего журнала.

Трудовая деятельность Г.В. Мельника отмечена многими почетными званиями и наградами.

Редакция журнала «Двигателестроение» поздравляет Григория Вульфовича с юбилеем и желает ему здоровья, благополучия и творческого долголетия

УДК 621.431

ОПЫТ СОЗДАНИЯ СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

И.Ф. Гумеров, к.т.н., Д.Х. Валеев, к.т.н., А.С. Куликов, Р.Х. Хафизов, Е.Р. Борисенков;
ПАО «КАМАЗ»,
Н.А. Гатауллин, к.т.н.;
КНИТУ-КАИ им. Туполева

ПАО «КамАЗ» реализовал проект испытательного стенда, обеспечивающего повышение эффективности исследований экологических показателей двигателей. Показано, что рациональное размещения испытательного оборудования в моторном боксе, применение модулей для кондиционирования воздуха, стабилизация температуры охлаждающей жидкости и смазочного масла способствуют повышению точности определения выбросов вредных веществ и воспроизводимости результатов испытаний двигателей по методикам Правил ЕЭК ООН № 49-05. Приведены результаты работ по выполнению нормативных требований Евро-5. Представлено направление дальнейшего развития исследовательской базы ПАО «КамАЗ».

Введение

В XXI веке прогресс в развитии конструкции высоконагруженных дизельных двигателей (далее двигателей) для тяжелых грузовых автомобилей в значительной мере обусловлен введением жестких законодательных ограничений на выбросы вредных веществ с отработавшими газами [1, 2]. Разработка и создание ведущими зарубежными фирмами (AVL, Horiba и др.) стендового и газоаналитического оборудования для исследовательских, сертификационных и контрольных испытаний создали необходимые условия для серийного и массового производства.

В табл. 1 приведены предельные значения выбросов вредных веществ (ВВВ) с отработавшими газами (ОГ) двигателей, установленные требованиями Правил ЕЭК ООН № 49-04, 49-05, 49-06. Начиная с этапа Евро-4, возрастает сложность выполнения нормативных требований по выбросам оксидов азота (NO_x) и частиц (PT). На этапах Евро-5 и Евро-6 поиск компромисса между NO_x и PT становится сверх сложным. Особенностями нормирования на этапе Евро-6 являются: пятикратное снижение, в сравнении с Евро-5, предельного значения выбросов NO_x, «прецизионный» норматив на предельное значение PT = 0,01 г/(кВт·ч), а также дополнительное введение нормирования выбросов количества частиц. В связи с вышеприведенными ограничениями повышение точности и воспроизводимости результатов исследований экологических показателей двигателей при их стендовых испытаниях имеет первостепенное значение.

Общие требования к исследовательскому стенду. Характеристики оборудования и систем измерения выбросов вредных веществ

Еще в 70-е годы прошлого века отечественными и зарубежными специалистами, занимающимися исследованиями двигателей, были сформулированы требования к точности проводимых экспериментов и измерений [3]. В настоящее время мировой опыт в этой области обобщен и стандартизирован в Правилах ЕЭК ООН № 49-05 [4].

Габаритные размеры и объем испытательного бокса в основном связаны с мощностными параметрами двигателей, которые планируется испытывать на стенде. Необходимость создания комфортных условий для оператора и инженера-ис-

Таблица 1

Предельные значения ВВВ с ОГ дизелей по Правилам ЕЭК ООН № 49

Этапы Евро	Испытательные циклы	Оксид углерода (CO)	Углеводороды (HC)	Оксиды азота (NO_x)	Дисперсные частицы (PT)	Дымность – цикл ELR	Аммиак (NH_3)	Число частиц
		г/(кВт·ч)				$м^{-1}$	$млн^{-1}$	#/кВт·ч
Евро-4	ESC	1,5	0,46	3,5	0,02	0,5	25	–
	ETC	4,0	0,55	3,5	0,03		25	–
Евро-5	ESC	1,5	0,46	2,0	0,02	0,5	25	–
	ETC	4,0	0,55	2,0	0,03		25	–
Евро-6	WHSC	1,5	0,13	0,40	0,01	–	10	$8{,}0 \cdot 10^{11}$
	WHTC	4,0	0,16	0,46	0,01	–	10	$6{,}0 \cdot 10^{11}$

ESC — европейский стационарный цикл; WHSC — глобальный стационарный цикл;
ETC — европейский переменный цикл; WHTC — глобальный переменный цикл;
ELR — европейский нагрузочный цикл

следователя определяют размеры пультового помещения. В частности, имея мощностные характеристики испытываемого двигателя, исходя из уравнения теплового баланса испытательного бокса, достаточно точно определяются характеристики системы вентиляции (приточная и вытяжная) [5]. Кроме технологических требований испытательный стенд двигателей должен удовлетворять действующим современным требованиям: строительным, техники безопасности, пожарной безопасности и промышленной санитарии.

На рис. 1 представлена схема стенда для исследовательских испытаний двигателей. Проект стенда разработан на КамАЗе и реализован на испытательной станции НТЦ. Объем испытательного бокса составляет 370 м^3.

Программное обеспечение системы STARS в автоматизированном режиме позволяет проводить испытания двигателей по циклам Правил ЕЭК ООН № 49-05 (ESC, ETC, ELR); 96-02, а также по методикам Правил № 24-03 и 85-00.

Необходимые условия для повышения точности определения ВВВ на стенде обеспечены за счет рационального размещения оборудования, применения «коротких» пробоотборных линий, установки в отдельных вспомогательных помещениях, изолированно от вибраций и теплового воздействия, всего комплекса газоаналитического оборудования, систем измерения расхода топлива и дымности ОГ.

Испытательный стенд на основе модульного принципа укомплектован:

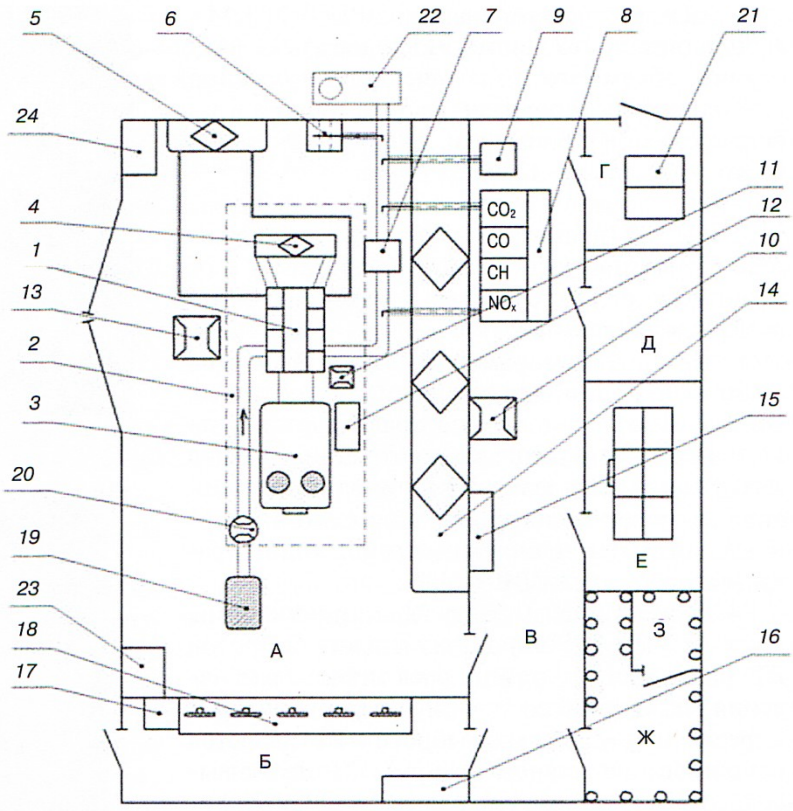


Рис. 1. Схема испытательного стенда двигателей, расположения его основных помещений, оборудования и измерительной аппаратуры:
А — испытательный бокс; Б — пультовое помещение; В — помещение для измерительного оборудования; Г — помещение для обеспечения топливом; Д — противопожарная система стенда; Е — система управления тормозным устройством; Ж — помещение для поверочных газовых смесей; З — отделение для баллонов с калибровочными газами.
1 — испытываемый двигатель; *2* — установочная плита; *3* — тормозное устройство на базе асинхронного двигателя; *4* — система кондиционирования наддувочного воздуха; *5* — система кондиционирования охлаждающей жидкости двигателя; *6* — микротоннель для измерения выбросов твердых частиц с отработавшими газами; *7* — нейтрализатор отработавших газов; *8* — газоанализатор для измерения выбросов вредных веществ до и после нейтрализатора; *9* — дымомер; *10* — расходомер топлива; *11* — модуль измерительный для давлений и температур; *12* — расходомер картерных газов; *13* — расходомер масла на угар; *14* — система кондиционирования воздуха на впуске в двигатель; *15* — блок редукторов системы калибрования газоанализаторов; *16* — термоконстантная установка для стабилизации температуры и влажности фильтров измерения выбросов твердых частиц перед их взвешиванием; *17* — стойка систем электропитания и управления стендом; *18* — пульт управления стендом; *19* — фильтр системы впуска воздуха в двигатель; *20* — расходомер воздуха; *21* — расходный бак для топлива; *22* — труба системы выпуска ОГ; *23* — система вентиляции бокса — приточная; *24* — система вентиляции бокса — вытяжная

➢ тормозным устройством на базе асинхронной машины Dynas 3 460 фирмы «Schenck» (Германия) со следующими техническими характеристиками: номинальная мощность на режимах тормоза/двигателя — 464/445 кВт; максимальная/номинальная частота вращения вала — 5010/ 1625 об/мин, точность измерения частоты вращения — 0,1 %; максимальный крутящий момент на режимах тормоза/двигателя — 2600/ 2490 Н·м, точность измерения крутящего момента — 0,2 %; номинальное напряжение асинхронной машины — 410 В; номинальный ток — 800 А;

➢ восьмиканальной системой регистрации давлений модели COMBI-USB, позволяющей в реальном времени проводить индицирование высоких и низких давлений рабочего процесса двигателей; анализ индикаторных показателей и характеристик тепловыделения испытуемого двигателя;

➢ расходомером топлива типа PLU 121 KMA 4000 производства фирмы «Pierburg–AVL» (Австрия), объемного динамического принципа действия с корректировкой расхода топлива в зависимости от его плотности, точность измерения расхода топлива — 0,1 %;

➢ расходомером воздуха на входе в двигатель типа DN 200 (диаметром трубы 200 мм) фирмы ABB (Германия), основанном на принципе термоанимометрии, с точностью измерения расхода воздуха в диапазоне 200–4000 кг/ч — 0,1 %;

➢ газоанализаторами типа 7500D фирмы «Horiba» (Япония) для измерения газообразных ВВВ до и после системы нейтрализации и типа 1170NX для измерения концентрации аммиака (NH_3) после нейтрализатора при применении системы селективного каталитического восстановления (SCR), точность измерения концентраций газообразных ВВВ — 1 %;

➢ микротоннелем типа Microtrol 5 фирмы «Nova-MMB» (Чехия) для измерения выбросов РТ, работающим по методу частичного разбавления ОГ. Важной составной частью технологии определения удельных выбросов РТ является использование установки фирмы «Horiba» с высокоточными весами типа Sartorius CP2P-F. Установка обеспечивает стабилизацию температуры и влажности фильтров в процессах измерения их массы до и после испытаний, погрешность измерения массы фильтра не более 2 мкг;

➢ дымомером, работающим в режиме измерения коэффициента поглощения ОГ типа Opacimeter 439 фирмы AVL, погрешность измерения коэффициента поглощения — 0,1 %;

➢ модулями измерения температур и давлений в системах двигателя;

➢ расходомером картерных газов и расходомером масла на «угар»;

➢ модулем кондиционирования воздуха, поступающего в двигатель, типа LLK 130, обеспечивающим стандартные параметры воздуха по температуре и влажности, максимальная производительность установки составляет 2400 м³/ч. Точность регулирования температуры воздуха на выходе из установки ± 0,5 K, влажности ± 5 % относительной влажности. Стандартные и неизменные параметры воздуха на впуске также способствуют повышению точности и воспроизводимости результатов исследования рабочего процесса и определения ВВВ при испытании двигателей.

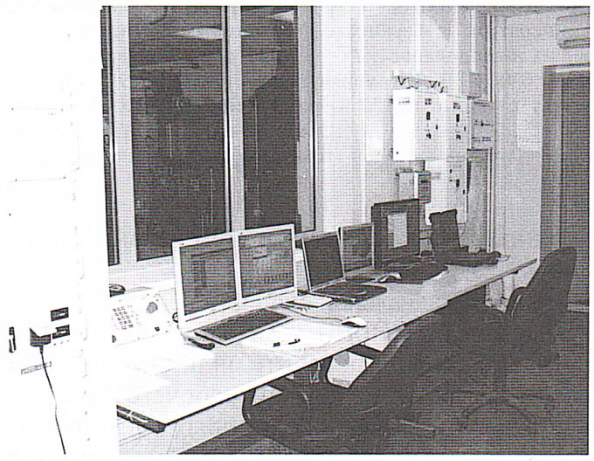


Рис. 2. Вид пультового помещения испытательного стенда

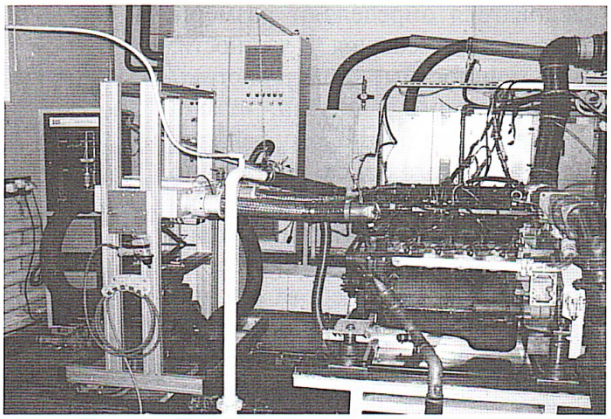


Рис. 3. Установка двигателя на испытательном стенде

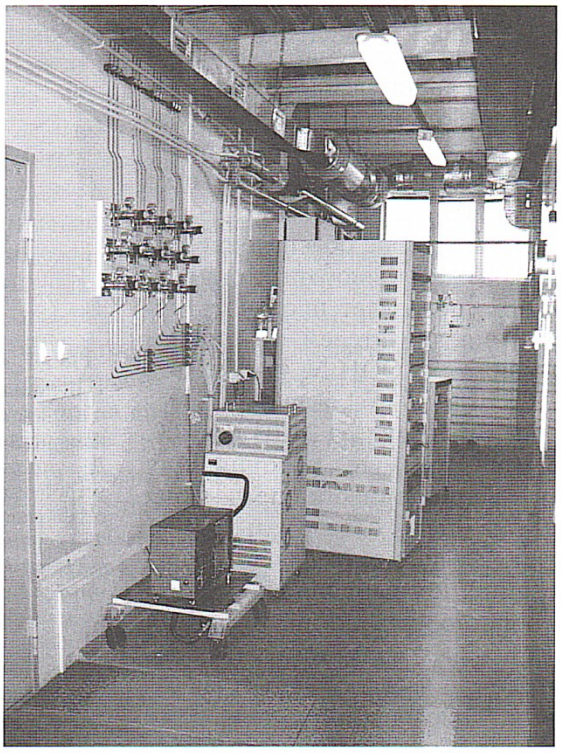


Рис. 4. Общий вид установки газоанализатора фирмы «Horiba» в отдельном помещении

Одним из важнейших требований, предъявляемых к современному испытательному стенду двигателей, является строгое выполнение требований по метрологии. Системное проведение

Таблица 2

Удельные ВВВ двигателя КамАЗ модели 740.755-440, определенные в цикле ЕТС, по результатам испытаний на стенде КамАЗа и стенде НИЦИАМТ ФГУП «НАМИ»

ВВВ, определенные на испытательном стенде КамАЗа, г/кВт·ч				
Вариант системы нейтрализации (SCR)	CO	CH	NO_x	PT
«Bosch» Denoxtronic 2.1	0,73	0,05	1,62	0,024
«ДИНЕКС РУСЬ» Dinex 42936	0,72	0,06	1,61	0,022
ВВВ, определенные на испытательном стенде в НИЦИАМТ ФГУП НАМИ,				
«Bosch» Denoxtronic 2.1	0,63	0,06	1,59	0,027
«ДИНЕКС РУСЬ» Dinex 42936	0,63	0,06	1,60	0,025
Предельные значения Правил ЕЭК ООН № 49-05B2 (ЕВРО-5), цикл ЕТС	4,0	0,55	2,0	0,030

калибровок оборудования и средств измерений — одно из необходимых условий обеспечения точности применяемых методов измерений.

На рис. 2–4 представлены фотографии основных помещений испытательного стенда, размещения оборудования и средств измерений.

Результаты работ по выполнению нормативных требований Евро-5

Для выполнения нормативных требований Евро-5 в НТЦ КамАЗа проводились исследовательские испытания базового дизеля КамАЗ модели 740.755-440. В соответствии с основными положениями и определениями действующего нормативного документа [6] при проведении стендовых испытаний двигателя особое внимание уделялось оценке точности определения удельных ВВВ, анализу их правильности и воспроизводимости. В табл. 2 представлены результаты определения ВВВ по циклу ЕТС одного и того же двигателя КамАЗ модели 740.755-440, полученные на стенде КамАЗа и на стенде испытаний двигателей в НИЦИАМТ ФГУП НАМИ, при неизменных настройках его аппликационных параметров. Следует отметить, что испытательный стенд НИЦИАМТ создан на базе оборудования фирмы AVL, а стенд КамАЗа, как указывалось выше, создан на основе оборудования, поставленного фирмой «Horiba». Переходный цикл (ЕТС) является наиболее сложным в техническом исполнении. Его продолжительность по времени составляет 30 мин, посекундное изменение частоты вращения двигателя и его нагрузки стандартизовано Правилами ЕЭК ООН № 49-05. Соответствие динамики двигателя критериям Правил должно подтверждаться результатами регрессионного анализа изменения частоты вращения, крутящего момента и мощности двигателя в сравнении с установленными на них допустимыми отклонениями. Полученные в межлабораторном эксперименте результаты испытаний двигателя с определением ВВВ по циклу ЕТС подтвердили соответствие двигателя критериям регрессионного анализа, а также высокую воспроизводимость определенных в эксперименте значений ВВВ.

В статье [7] были подробно рассмотрены особенности конструкции дизелей КамАЗ уровня Евро-4, в том числе системы топливоподачи типа CR, на базе компонентов (насос высокого давления, инжекторы, рэйлы), датчиков и электронного блока управления фирмы «Bosch» (Германия). Дизели КамАЗ уровня Евро-5 разработаны с двумя вариантами систем топливоподач типа CR: на базе компонентов производимых фирмой «Bosch» и альтернативный вариант — на базе компонентов, производимых российскими предприятиями и поставляемых КамАЗу с ОАО ЯЗДА. В обоих вариантах двигателей в процессе их испытаний настройкой процесса топливоподачи по углам опережения и давлениям впрыскивания топлива при ограничении его максимума значением 1600 бар достигались целевые значения: удельных выбросов NO_x до системы нейтрализации около 9,0 г/кВт·ч; удельных выбросов PT после системы нейтрализации на 20–25 % ниже норм Евро-5. С целью выполнения требования Евро-5 по оксидам азота (NO_x < 2,0 г/кВт·ч) были внесены изменения, в сравнении с Евро-4, в стратегии впрыскивания мочевины системами SCR. Результаты проведенных в НТЦ контрольных испытаний базового двигателя модели 740.755-440 по циклам Правил ЕЭК ООН № 49-05 с вышеуказанными вариантами систем топливоподач и вариантами систем нейтрализации SCR: «Bosch» Denoxtronic 2.1 и «ДИНЕКС», Dinex 42936, подтвердили их соответствие требованиям Евро-5 по ВВВ. В 2014 г. КамАЗ в технической службе НИЦИАМТ ФГУП НАМИ провел сертификационные испытания семейства дизелей в комплектации системой топливоподачи «CR», на базе компонентов фирмы «Bosch», а в 2015 г. то же семейство прошло сертификационные испытания в комплектации системой топливоподачи CR на базе компонентов российских производителей. На основании полученных протоколов испытаний, КамАЗу выданы Сообщения о соответствии заявленного семейства дизелей требованиям Правил ЕЭК ООН № 49-05B2(G) в отношении: ВВВ с подтверждением их долговечности через факторы ухудшения; системы бортовой диагностики (стадии II); контроля выбросов NO_x. Также получены Сообщения о соответствии всех двигателей семейства Евро-5 (740.755-440, 740.745-420, 740.735-400, 740.725-

360, 740.715-320, 740.705-300) требованиям Правил ЕЭК ООН № 24-03 по дымности ОГ и требованиям Правил ЕЭК ООН № 85-00 по полезной мощности.

Следует отметить, что высокая воспроизводимость результатов испытаний обеспечена, в первую очередь, качественной организацией рабочих процессов двигателей КамАЗ уровня Евро-5 и их систем нейтрализации ОГ, а также комплексом мероприятий по повышению точности результатов испытаний, реализованных на этапе разработки и создания испытательного стенда. Результаты проведенного межлабораторного эксперимента, а также положительные результаты сертификационных испытаний двух семейств дизелей КамАЗ и одного семейства газовых двигателей подтверждают соответствие испытательного стенда двигателей, созданного на КамАЗе, требованиям Правил ЕЭК ООН № 49-05 (Евро-5) по точности определения экологичесских показателей двигателей.

В текущем году с целью дальнейшего развития испытательной базы и эффективного выполнения исследовательских и опытно-конструкторских работ в НТЦ КамАЗа вводится в действие новое газоаналитическое оборудование фирмы «Horiba»: газоанализаторы моделей MEXA-7100D, MEXA-7100DEGR, MEXA-ONE; микротоннель для измерения массы дисперсных частиц модели MDLT-1304 TMA; установка для измерения количества частиц в ОГ модели MEXA-2100 SPCS; новая версия программного обеспечения STARS, позволяющая проводить испытания двигателей коммерческого транспорта и внедорожной техники по циклам уровня Евро-6.

Выводы

1. На созданном в НТЦ КамАЗа исследовательском моторном стенде проведен комплекс исследований рабочих процессов двигателей КамАЗ с целью выполнения требований Евро-5. Модульный и рациональный принцип размещения оборудования, реализованный в проекте стенда, обеспечивает высокую точность и воспроизводимость результатов определения ВВВ, подтвержденных результатами межлабораторного эксперимента, а также результатами сертификационных испытаний двигателей.

2. В соответствии с требованиями Технического регламента Таможенного союза «О безопасности колесных транспортных средств» в первом полугодии текущего года ПАО «КамАЗ» завершило работы по сертификации двух семейств дизелей и одного семейства газовых двигателей, получены сообщения об их соответствии требованиям Евро-5.

3. Дальнейшее развитие в ПАО «КамАЗ» испытательных стендов на основе комплектации их современными технологиями исследования рабочего процесса двигателей и новым оборудованием фирмы «Horiba» для определения ВВВ, в том числе количества частиц, создают необходимые условия для разработки новых платформ дизелей и газовых двигателей КамАЗ, соответствующих требованиям Евро-6.

Литература

1. *Франц К. Мозер.* Тенденции и решения в разработке коммерческих дизельных двигателей. Международная научно-техническая конференция «Турбонаддув автомобильных и тракторных двигателей». — Протвино, Россия. — 24–25 июня 2009.

2. *Кутенев В., Лежнев Л.Ю., Лукшо В.А. и др.* Системы и агрегаты современных энергоустановок для автомобилей и автобусов. — М. : Экология. Машиностроение. — 2012. — 246 с.

3. Испытания двигателей внутреннего сгорания / Стефановский Б.С., Скобцов Е.А., Корси Е.К. и др. — М. : Машиностроение, 1972. — 368 с.

4. Правила ЕЭК ООН № 49-05 Единообразные предписания, касающиеся подлежащих к принятию мер по ограничению выбросов загрязняющих газообразных веществ и твердых частиц из двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для использования на автотранспортных средствах, а также выбросов загрязняющих газообразных веществ из двигателей с принудительным зажиганием, работающих на природном газе или сжиженном нефтяном газе и предназначенных для использования на транспортных средствах. Поправки серии 05, 06.

5. *Martyr A.J., Plint M.A.* Engine testing. — 2006. — 442 p.

6. ГОСТ Р ИСО 5725-1–2002 «Точность (правильность и прецизионность) методов и результатов измерений. Ч. 1. Основные положения и определения».

7. Повышение экологических показателей качества автомобильных дизелей КамАЗ — основное направление их развития / И.Ф. Гумеров, Р.Х. Хафизов, Е.Р. Борисенков и др. — Двигателестроение. — № 1 (251). — 2013.

УДК 621.456.001

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Н.Н. Патрахальцев, д.т.н., проф.,
Пилар Габриэла Борреро Гарсия, студентка магистратуры РУДН, Венесуэла
Российский университет дружбы народов

Проведен анализ возможностей повышения экономичности энергетической установки корабля на режимах малых нагрузок. Показано, что более высокий эффект достигается сочетанием отключения цилиндров со специальными регулировками дизеля на таких режимах.

В условиях эксплуатации дизели корабельных силовых установок длительное время работают на режимах малых нагрузок, соответствующих малым ходам. Работа на этих режимах характеризуется ухудшением показателей работы топливной аппаратуры, увеличением удельных и часовых расходов топлива и масла, повышением выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов, интенсивным нагарообразованием на деталях ЦПГ и т. д. [1, 2]. Одним из методов улучшения показателей работы дизеля на режимах малых нагрузок является метод отключения цилиндров или циклов, называемый также методом изменения рабочего объема двигателя [3]. С точки зрения возможности повышения экономичности, этот метод менее эффективен для дизелей, чем для двигателей с искровым зажиганием. Поэтому его реализация сопровождается дополнительными конструктивными или регулировочными мероприятиями, сочетание которых с отключением цилиндров дает более ощутимый эффект.

Оценка ожидаемого экономического эффекта при отключении цилиндров может производиться на основании анализа универсальных характеристик двигателя, на которых нанесены параметрические кривые постоянных удельных эффективных расходов топлива или эффективного КПД [4]. Для оценки эффективности метода используется показатель удельной работы, $L_{уд} = L_{полн}/(i \cdot V_h)$, Дж/л, выполняемой двигателем на режиме малой нагрузки, при всех работающих цилиндрах i, или при z не отключенных, активных цилиндров $L_{уд} = L_{полн}/(z \cdot V_h)$. Полная работа, выполняемая дизелем на данном режиме, составляет $L_{полн} = 500 \cdot p_e \cdot i \cdot V_h$, Дж. Для универсальных характеристик, построенных в координатах $p_e - n$ или $M_e - n$, целесообразно провести замену ординат p_e или M_e на показатели удельной работы, соответственно $L_{уд} = 500 \cdot p_e$ или $L_{уд} = 2\pi \cdot M_e$. Тогда универсальная характеристика в координатах $L_{уд} - n$ дает возможность оценить удельные расходы топлива при разном числе активных цилиндров. Для судовых дизелей универсальные характеристики часто строятся в координатах $N_e - n$. В этих случаях удобно воспользоваться (по предложению профессора В.К. Румба) одним из стандартизированных параметров, характеризующих двигатели, — литровой мощностью: $N_{eл} = N_e/(i \cdot V_h)$ или соответственно: $N_{eл} = N_e/(z \cdot V_h)$. Это тем более удобно, что судовой дизель работает по винтовой характеристике, строго связывающей тормозную мощность с частотой вращения.

В данной работе анализ проведен применительно к корабельной установке корабля типа «Корвет» патрульной службы ВМФ Венесуэлы. Пропульсивный комплекс корабля состоит из четырех дизелей типа MTU 12V2000 M50B, объединенных в два дизель-редукторных агрегата, работающих на два винта регулируемого шага. Дизель двенадцатицилиндровый, V-образный, $D/S = 13/15$ см, $V_h = 1{,}99$ л, $N_{eном} = 1007$ кВт при $n_{ном} = 2300$ об/мин, $b_{eном} = 218$ г/(кВт·ч).

Дизель снабжен системой отключения шести цилиндров при работе на малых нагрузках. В этом случае его рабочий объем уменьшается с 23,88 до 11,94 л и соответственно возрастает удельная работа при неизменной полной или, соответственно, литровая мощность. Два свободных газотурбонагнетателя имеют систему регулирования подвода отработавших газов в два или один ГТН, в зависимости от режима работы. Топливная аппаратура — аккумуляторного типа с электронным регулированием.

Универсальная характеристика с ординатой $N_{eл}$ полноразмерного дизеля и винтовая характеристика *1* его нагружения показаны на рис. 1. Параметрические кривые удельных расходов топлива получены с точностью до +5 % при работе на дизельном топливе с низшей теплотой сгорания 42,8 мДж/кг.

При этом шкала развиваемой мощности N_e заменена соответствующим пересчетом на лит-

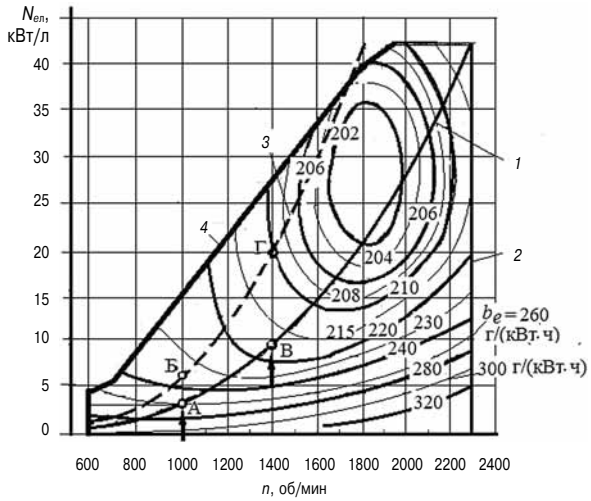


Рис. 1. Универсальная характеристика дизеля MTU 12V2000 M50B в координатах $N_{ел}$–n:
1 — винтовая характеристика полноразмерного дизеля в координатах литровой мощности и частоты вращения; *2* — параметрические кривые постоянных удельных эффективных расходов топлива (b_e); *3* — винтовая характеристика дизеля при работе на шести активных цилиндрах; *4* — ограничительные характеристики

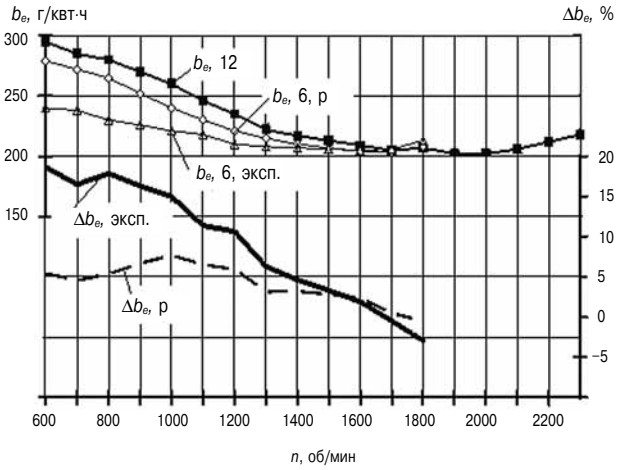


Рис. 2. Изменение удельных расходов топлива (b_e) при работе дизеля MTU 12V2000 V50B по штатной винтовой характеристике при полном числе цилиндров (12) и при шести активных цилиндрах (6):
р — расчет по универсальной характеристике без использования специальных регулировок дизеля; эксп. — эксперимент на дизеле, оснащенном специальными средствами и регулировками для повышения эффективности метода отключения цилиндров; Δb_e — относительное снижение расхода топлива расчетные (р) и экспериментальные (эксп.), полученные благодаря отключению цилиндров

ровую мощность $N_{ел}$. Это позволило построить также винтовую характеристику *3* дизеля при работе с шестью активными цилиндрами. Работа на шести цилиндрах возможна до частоты вращения не выше 1600–1700 об/мин, ввиду приближения к ограничительной характеристике *4*.

Оценка возможного снижения расхода топлива при отключении шести цилиндров показана по следующей схеме. Пусть полноразмерный дизель работает при n = 1000 об/мин, т. е. в точке А винтовой характеристики *1*. Отключение шести цилиндров приводит к росту литровой мощности и дизель работает в точке Б винтовой характеристики *3*. При этом удельный эффективный расход топлива может измениться от 260 до ~235 г/(кВт·ч), т. е. снизиться вследствие улучшения процесса впрыска топлива за счет увеличения цикловой подачи.

При работе на режиме n = 1400 об/мин (точка В) за счет отключения шести цилиндров дизель переводится в режим, соответствующий точке Г. В этом случае ожидаемое изменение удельного расхода топлива может составить от 217 до 210 г/(кВт·ч). Изменения удельных расходов в абсолютных и относительных единицах показаны на рис. 2 (об экспериментальных данных (эксп.) — см. ниже).

Установлено, что снижение расхода топлива, полученное за счет отключения половины цилиндров, может составить не более 7 %. Если допустить равные по продолжительности периоды работы дизеля во всех точках штатной винтовой характеристики *1*, то экономия часового расхода топлива за счет отключения цилиндров и работе в зоне малых нагрузок составит только 4 %.

Проведенный анализ выполнен для случая, когда на работающем дизеле не проводилось никаких мероприятий, улучшающих протекание рабочего процесса при отключении цилиндров. В действительности на дизеле с отключенными цилиндрами возможны как новые регулировки воздухоснабжения, так и соответствующие им изменения параметров впрыска топлива, улучшающие показатели работы дизеля в области пониженных частот вращения. Фирма-изготовитель приводит универсальные характеристики дизеля, полученные при работе двигателя на шести цилиндрах (рис. 3).

Здесь на одном графике приведены два поля возможных режимов работы дизеля. Пользуясь этими характеристиками, получим результаты, приведенные на рис. 2. Снижение расхода топлива может достигать 18 % при минимальных частотах вращения вала. Если допустить равные по продолжительности режимы работы дизеля во всех точках штатной винтовой характеристики *1* в области малых нагрузок, то экономия часового расхода топлива за счет отключения цилиндров составит порядка 7 %.

Целью изменения рабочего объема является не только повышение экономичности дизеля на режимах малых нагрузок, но и ускоренный прогрев двигателя после пуска для сокращения времени выхода на режимы полных нагрузок.

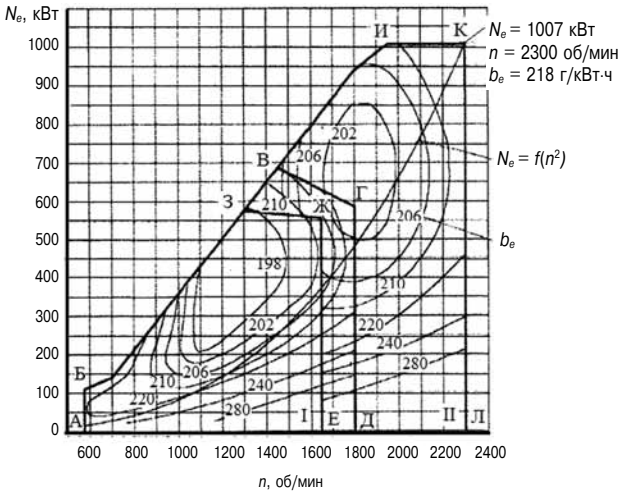


Рис. 3. Универсальные характеристики дизеля MTU 12V 2000 M50B:
А–Б–В–Г–Д–А — поле (I) возможных режимов работы дизеля на шести цилиндрах; Е–Ж–З–И–К–Л–Е — поле (II) предпочтительных режимов работы полноразмерного дизеля

Изменение рабочего объема на малых нагрузках приводит также к снижению выбросов вредных веществ и дымности ОГ [4], уменьшению расхода смазочного масла и снижению нагарообразования на поверхности камеры сгорания.

Таким образом, простое отключение цилиндров, без изменения регулировок систем двигателя на режимах работы с меньшим числом активных цилиндров, дает сравнительно небольшую экономию расхода топлива. Сочетая процесс отключения цилиндров с изменением его регулировок, можно существенно повысить эксплуатационную топливную экономичность судового дизеля.

Литература

1. *Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П.* Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебное пособие для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Транспорт, 1985. — 288 с.

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

3. *Балабин В.Н.* Регулирование транспортных двигателей отключением части цилиндров: монография. — М. : ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте». — 2007. — 143 с.

4. *Патрахальцев Н.Н., Аношина Т.С., Камышников Р.О.* Снижение расхода топлива и вредных выбросов дизеля на режимах малых нагрузок методом изменения рабочего объема // Двигателестроение. — 2015. — № 1 (259). — С. 26–29.

ЮБИЛЕЙ!

Александру Васильевичу Смирнову 60 лет!



20 августа 2015 года исполнилось 60 лет Александру Васильевичу Смирнову, полковнику запаса, доктору технических наук, профессору, начальнику кафедры двигателей и тепловых установок ВИ(ИТ), члену редколлегии научного журнала «Двигателестроение».

Вся служебная и научная карьера А.В. Смирнова связана с Военным инженерно-техническим университетом (ВВИТКУ, ВИТУ, ВИ(ИТ)).

После окончания с отличием электромеханического факультета ВВИТКУ с 1977 по 1980 г. проходил службу в войсках ПВО.

С 1981 по 1984 г. обучался в очной адъюнктуре с представлением и защитой кандидатской диссертации. В 1992 г. закончил очную докторантуру, защитив диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук. С 1992 г. по настоящее время — начальник кафедры двигателей и тепловых установок ВИ(ИТ).

Профессор А.В. Смирнов сформировал две новые научные школы: по надежности, живучести и энергетической безопасности теплоэнергетических установок и по разработке новых эффективных котлов малой мощности с топками кипящего слоя для сжигания низкосортных твердых топлив; опубликовал более 150 научных трудов, подготовил три учебника (по теплопередаче, термодинамике и котельным установкам).

А.В. Смирнов награжден правительственными наградами: орденом Почета, медалями «За отличие в воинской службе I, II, III степени», «За воинскую доблесть», и многими юбилейными медалями и почетными знаками Министерства обороны, имеет почетные звания — «Почетный энергетик России», «Почетный работник топливно-энергетического комплекса».

Командование института, коллектив кафедры и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют юбиляра и желают ему крепкого здоровья и новых творческих успехов и достижений.

УДК 621.43

ТЕХНОЛОГИИ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ NO_X И ЧАСТИЦ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC 2013)

Продолжая публикацию докладов CIMAC-2013, редакция выбрала два сообщения, отражающих, на наш взгляд, современные тенденции в области снижения вредных выбросов судовых дизельных двигателей.

В докладе фирмы «Niigata» рассматриваются возможные методы снижения выбросов NO_x до уровня IMO Tier 3. Наиболее эффективным методом признана селективная каталитическая очистка (SCR). Фирмой «Niigata» создана компактная система SCR, которая обеспечивает снижение выбросов NO_x более чем на 80 %. Это означает, что данная технология способна обеспечить выполнение требований IMO Tier 3 без привлечения дополнительных технических средств.

Альтернативным методом является использование сжиженного природного газа. В рамках представленной темы разработан двухтопливный двигатель, способный в «газовом» режиме удовлетворять требованиям IMO Tier 3 по вредным выбросам и обеспечить достаточную приемистость при резких изменениях нагрузки.

Кроме того, еще не полностью использован потенциал «внутренних» средств, т. е. совершенствования рабочего процесса. Использование усиленного цикла Миллера в сочетании с двухступенчатым турбонаддувом позволяет обеспечить 50-процентное сокращение выбросов NO_x без ухудшения топливной экономичности, хотя для выполнения требований IMO Tier 3 этого недостаточно. Поэтому в качестве одного из вариантов можно рассматривать дополнение названных выше мероприятий системой EGR, однако надежность и долговечность этой системы нуждаются в подтверждении.

Доклад национального университета Японии (National Fisheries University) посвящен вопросам очистки отработавших газов от твердых частиц (PM). Применение обычных систем SCR на мощных судовых двигателях сталкивается с рядом трудностей, поскольку обычно в таких двигателях используются тяжелые топлива (HFO) с большим содержанием серы. При сгорании HFO образуется большое количество твердых частиц (PM), вызывающих деактивацию катализатора. Возникает необходимость использования фильтра частиц (DPF). Авторами доклада проведено исследование влияния DPF на выбросы PM и разработан DPF новой конструкции с нагревателем-регенератором, который обеспечивает возможность регенерации на работающем двигателе. Приводятся характеристики качества фильтрации и регенерации, полученные на двух двигателях разного класса в стендовых и судовых условиях.

Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ NO_x ДО УРОВНЯ IMO TIER 3

Yoshiyasu Murayama, Tetsuya Tagai, Takahisa Mimura, Satoru Goto, Niigata Power Systems Co. Ltd., Япония

Реферат

Инженеры фирмы «Niigata» продолжают работать над технологиями снижения вредных выбросов судовых двигателей до значений, узаконенных действующими и перспективными экологическими стандартами. Снижение выбросов NO_x до предельно допустимого уровня, установленного документом IMO Tier 3, который вступит в силу в ближайшем будущем, возможно либо за счет внедрения очистки отработавших газов, либо за счет перехода на альтернативные топлива, либо за счет совершенствования рабочего процесса. Выбор одного или нескольких из перечисленных методов будет определяться мощностью двигателя, особенностями его использования, а также типом судна. Наиболее эффективный способ — это очистка отработавших газов путем селективного каталитического восстановления (SCR). Системы SCR на судовых дизелях «Niigata» устанавливаются с середины 1990-х гг. За это время фирма успела накопить значительный опыт их проектирования и эксплуатации. Наиболее критичными характеристиками системы SCR при ее использовании в судовых условиях являются габариты, а также выбранная технология управления процессом, т. е. обеспечения нужной зависимости подачи восстановителя от нагрузки. Для проверки выполнения требований Tier 3 с помощью созданной системы SCR были проведены испытания на борту судна. Необходимая подача восстановителя задавалась сигналами нескольких обычных датчиков, установленных на двигателе. Учитывалось также влияние атмосферных условий на выбросы NO_x. Созданная система SCR применима не только для судов внутреннего плавания, но и для океанских судов. Эта система обеспечила снижение выбросов NO_x в условиях эксплуатации на 80 % по сравнению с нормативами Tier 1 и показала надежную работу при полном отсутствии утечек аммиака. Другое направление — использование альтернативных топлив. В настоящее время газовые двигатели применяются в составе стационарных электростанций и установок когенерации. Высокую надежность продемонстрировали как газовые двигатели с искровым зажиганием, так и двухтопливные двигатели (газодизели), в которых зажигание рабочей смеси осуществляется за счет впрыска пилотного топлива в камеру сгорания. Благодаря относительно низкой температуре адиабатического горения бедной смеси

уровень выбросов NO_x у газового двигателя на порядок ниже, чем у дизеля. Это свидетельствует о том, что в газовом двигателе выбросы NO_x могут быть снижены до уровня, соответствующего Tier 3. Наконец, третье направление — совершенствование процесса сгорания при работе двигателя на дизельном топливе. Это достигается, в частности, применением цикла Миллера, что обеспечивает снижение температуры газов в цилиндре и повышение термодинамического КПД цикла. Именно этим способом было достигнуто уменьшение выбросов NO_x до уровня Tier 2, однако в рамках настоящей работы были предприняты шаги по дальнейшему повышению эффективности данного метода. Поскольку усиление эффекта Миллера влечет за собой необходимость существенного повышения давления наддува, был применен двухступенчатый наддув. Благодаря двойному эффекту — повышению КПД турбокомпрессора и повышению КПД цикла — снижение выбросов NO_x по сравнению с Tier 1 при этом достигало 50 %. Двухступенчатый наддув хорошо дополняется применением системы EGR, которая обеспечивает дальнейшее снижение выбросов NO_x. Иными словами, снижение расхода топлива становится возможным за счет совместного применения двухступенчатого наддува, более глубокого цикла Миллера и EGR. В настоящем докладе подробно описано влияние каждого из перечисленных выше факторов. Основная его часть посвящена исследованию эффективности двух методов — SCR и совершенствования процесса сгорания. Аспекты, касающиеся газового двигателя, также рассмотрены, но лишь в общих чертах, поскольку детальному анализу данного вопроса посвящен отдельный доклад, представленный на этом конгрессе.

Введение

В мае 2005 г. вступило в силу Приложение VI к конвенции MARPOL 73/78, регламентирующее предельно допустимое содержание вредных веществ в газообразных выбросах морских судов. В октябре 2008 г. на 58-й сессии IMO (MEPC58) были приняты очередные более жесткие нормативы, распространяющиеся на вновь построенные суда. В 2011 г. были введены в действие нормы Tier 2, предусматривавшие снижение допустимых выбросов NO_x на 15–22 % по сравнению с нормами Tier 1. Наконец, на 2016 г. запланирован ввод в действие нормы Tier 3, согласно которой снижение вредных выбросов в зонах регулируемых выбросов (ECA) должно составить не менее 80 %.

«Niigata Power Systems» (NPS) давно работает над технологиями, позволяющими выполнить требования указанных нормативов. В частности, компанией были предложены и реализованы методы очистки отработавших газов, а также созданы газовые двигатели для использования в качестве главных судовых [1]. Применение каждой из рассматриваемых технологий связано с необходимостью решения определенных технических проблем. Что касается очистки отработавших газов, то очевидно, что в условиях ограниченного пространства, обусловленного судовой спецификой, агрегат каталитического восстановления (SCR) по своим габаритам должен быть меньше, чем аналогичные установки стационарных двигателей. Необходимо также улучшить приемистость двигателя, поскольку по данному показателю газовые двигатели, как известно, уступают дизелям. В предлагаемом докладе представлены некоторые технические аспекты решения проблем, с которыми пришлось столкнуться во время испытаний на стенде и на борту судна. Описано также влияние применения цикла Миллера и двухступенчатого турбонаддува на снижение выбросов NO_x дизельным двигателем. Рассмотрены различные способы достижения показателей IMO Tier 3.

Стратегия достижения показателей IMO TIER 3 по NO_x

Применение SCR позволяет существенно снизить выбросы NO_x с отработавшими газами дизеля. Системы SCR для главных судовых двигателей были разработаны NPS в 1990-х гг. В 1995 г. подобная система была установлена на судне «Wakashiomaru» [1] (рис. 1), где она проработала в течение длительного времени. В ходе настоящей работы система SCR была модернизирована и испытана в судовых условиях, чтобы проверить, насколько эта система в состоянии обеспечить выполнение требований стандарта IMO Tier 3.



Рис. 1. Судно «Wakashiomaru» с агрегатом SCR

В системе SCR происходит преобразование аммиака (NH_3) и NO_x в воду и азот в ходе (преимущественно) следующих восстановительных реакций:

$$6NO_2+8NH_3 \rightarrow 7N_2 + 12H_2O \quad (1)$$

$$4NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O \quad (2)$$

Как видно из приведенных уравнений, для работы SCR требуется NH_3 в качестве восстановителя. Однако, поскольку NH_3 является вредным веществом, существуют жесткие правила обращения как с газообразным, так и с жидким аммиаком. Поэтому на практике в качестве восстановителя используется не сам аммиак, а мочевина, работа с которой намного легче и безопаснее. NH_3 является продуктом гидролиза (уравнение 3), происходящего при вводе раствора мочевины в поток горячих отработавших газов.

$$CO(NH_2)_2 + H_2O \rightarrow 2NH_3 + CO_2 \quad (3)$$

Смесь NH_3 и отработавших газов проходит через катализатор, где протекает реакция восстановления. Степенью очистки отработавших газов от NO_x можно управлять путем регулирования подачи мочевины. Можно сказать, что порядка 90 % содержания NO_x в отработавших газах дизеля приходится на NO. Следовательно, преобладающую роль в восстановлении NO_x играет реакция по уравнению (2). Например, для обеспечения степени восстановления NO_x 80 % нужно поддерживать расход мочевины таким, при котором поддерживалось бы соотношение NH_3 к NO на уровне 0,8:1,0.

Способы регулирования расхода мочевины

Для обеспечения заданной степени восстановления NO_x необходимо вводить в поток отработавших газов определенное количество мочевины. Уменьшение этого количества снижает степень очистки отработавших газов от NO_x, тогда как его увеличение сверх оптимального приведет к появлению избытка аммиака, выбрасываемого в атмосферу. Концентрация NO_x, как и расход отработавших газов, зависят от рабочих параметров двигателя. Эти параметры должны учитываться при расчете расхода мочевины.

Существует два возможных способа регулирования расхода мочевины в SCR: реактивное регулирование (с обратной связью) и упреждающее регулирование. В первом случае измеряется концентрация NO_x на выходе реактора, а изменение расхода мочевины производится до тех пор, пока расчетная концентрация NO_x не будет достигнута. Для измерения концентрации NO_x на выходе реактора в реальном времени необходимо иметь газоанализатор. Преимуществом такого метода является возможность точного поддержания расхода мочевины на необходимом уровне даже при меняющейся концентрации NO_x на выходе реактора.

Идея упреждающего регулирования состоит в оценке концентрации NO_x на основе текущих рабочих параметров двигателя. Концентрация NO_x может быть рассчитана исходя из рабочих параметров двигателя, причем для этого достаточно знать скорость двигателя и любой из параметров, связанных с нагрузкой, например положение топливной рейки или величину топливоподачи. Для измерения указанных параметров могут использоваться обычные датчики. Соотношение между концентрацией NO_x и рабочими параметрами двигателя вводится в программу управления в параметрическом виде. Кроме того, в расчете делается поправка на атмосферные условия, в частности на температуру и абсолютную влажность воздуха.

Судовые испытания системы SCR

Судно, на котором была установлена система SCR, показано на рис. 2. Это сухогруз, предназначенный для перевозки стальных изделий. В качестве главного двигателя на судне установлен четырехтактный малооборотный дизель (рис. 3). Его основные характеристики приведены в табл. 1. При проведении испытаний двигатель



Рис. 2. Судно, на котором походили испытания

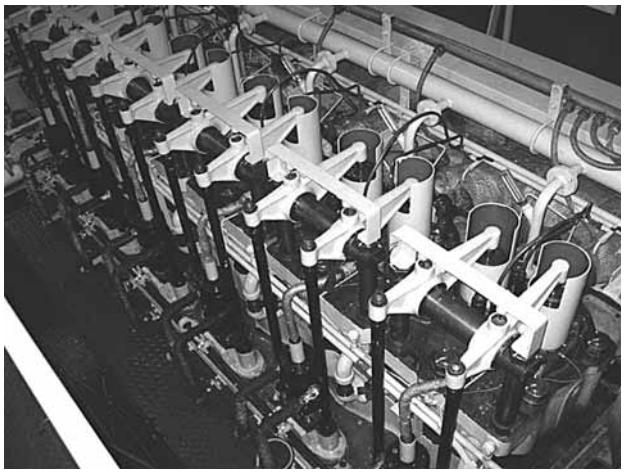


Рис. 3. Главный двигатель (6M34AFT)

Таблица 1

Характеристики главного двигателя

Тип двигателя	Niigata 6M34AT
Мощность, кВт	1491
Частота вращения двигателя, об/мин	300
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра, мм	340
Вид топлива	MDO



Рис. 4. Заправка судна раствором мочевины

работал на флотском мазуте (MDO) с содержанием серы 0,7–1,0 %.

Во время испытаний использовалось, главным образом, упреждающее регулирование. Целью данных испытаний были оценка эффективности очистки отработавших газов от NO_x, а также проверка метода регулирования расхода мочевины и работоспособности катализатора. Раствор мочевины загружался на судно из автоцистерны (рис. 4). Заправка 2,4 м^3 раствора мочевины (так называемый AdBlue® — препарат, используемый в грузовых и легковых автомобилях) занимала 20 минут.

Схема системы SCR

Схема системы SCR показана на рис. 5. Раствор мочевины через форсунку вводится в поток горячих отработавших газов. При этом происходит испарение мочевины и ее разложение с образованием аммиака (NH_3). Эффективность использования мочевины обратно пропорциональна размеру капель, образующихся при ее распылении. Чем меньше капли, тем быстрее идет перемешивание отработавших газов с NH_3. Это позволяет сократить минимально необходимое расстояние от входа в реактор до форсунки подачи мочевины, и тем самым уменьшить габариты системы SCR. Чтобы использовать указанные преимущества с наибольшим эффектом, была выбрана схема с двухфазным впрыском под воздействием сжатого воздуха. В результате удалось сократить минимально необходимое расстояние между входом реактора и форсункой до 2 м, что

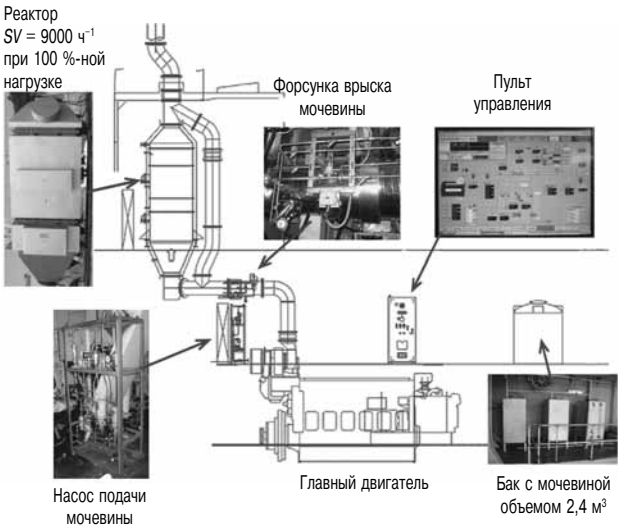


Рис. 5. Схема бортовой системы SCR

чрезвычайно важно, если вспомнить об ограниченных размерах машинного отделения. Именно такая конфигурация использовалась при оценке эффективности SCR.

Для определения размеров реактора обычно используется понятие объемной скорости (*SV* — space velocity). *SV* определяется как частное от деления расхода отработавших газов [Нм^3/ч] на объем катализатора [м^3]. Объемная скорость обратно пропорциональна размерам реактора. В рассматриваемой системе SCR величина *SV* составляет 9000 ч$^{-1}$ при полной нагрузке двигателя, тогда как в типичных стационарных системах SCR величина *SV* обычно находится в пределах от 5000 до 6000 ч$^{-1}$. Это означает, что рассматриваемая система SCR по габаритам существенно меньше стационарных.

Схема реактора показана на рис. 6. Реактор состоит из двух слоев катализатора. Концентрация отработавших газов измеряется в трех точках: на входе в реактор, после первого слоя катализатора (середина) и на выходе их реактора (выход). Подобная конфигурация позволяет измерять

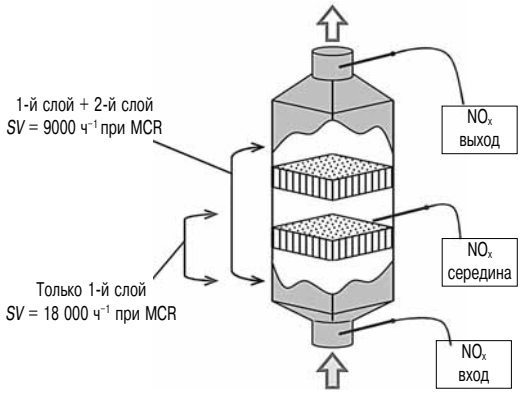


Рис. 6. Структура слоев катализатора и точки измерения состава отработавших газов

степень восстановления NO_x после первого слоя катализатора при *SV* до 18 000 $ч^{-1}$ на 100 %-ной нагрузке двигателя.

Данные, необходимые для расчета параметров регулирования SCR, измерялись на первом этапе судовых испытаний, после чего эти данные вводились в программу регулирования в качестве исходных.

Параметры, необходимые для регулирования SCR, а именно концентрация NO_x, расход отработавших газов, расход топлива и т. д., измерялись при разных значениях нагрузки двигателя. Эти данные вводились в контроллер, после чего система переключалась в режим автоматического управления.

Результаты судовых испытаний

Временной график прогрева катализатора — от пуска двигателя до достижения необходимой температуры катализатора показан на рис. 7. Перед впрыском мочевины катализатор должен быть прогрет. В нашем случае катализатор считался прогретым, когда температура на выходе реактора достигала 280 °С. Этот момент наступал через 40 минут после пуска двигателя.

Параметры каталитической очистки — от момента пуска двигателя до достижения установившегося режима — показаны на рис. 8. При

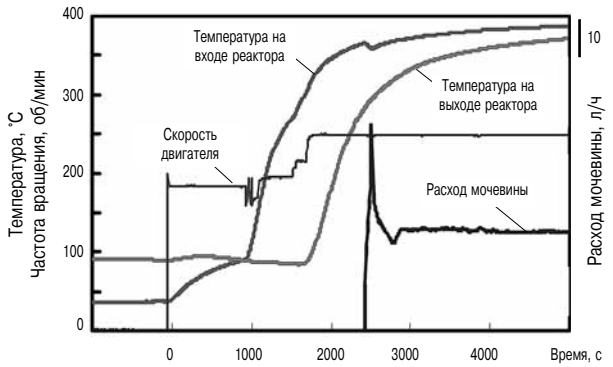


Рис. 7. Процесс прогрева реактора

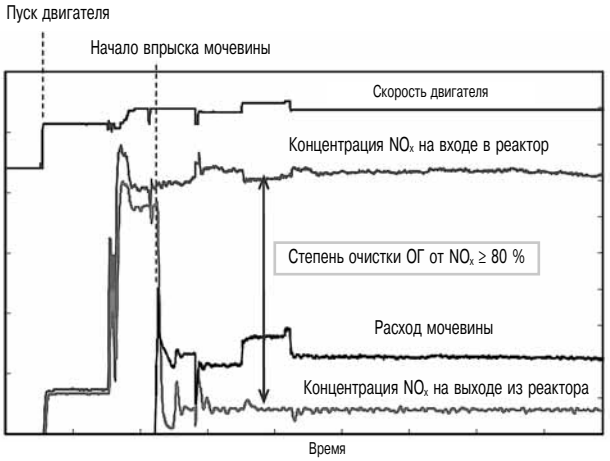


Рис. 8. Степень снижения выбросов NO_x

пуске двигателя концентрация NO_x в отработавших газах довольно высока, но сразу же после начала впрыска мочевины она начинает снижаться. Расход мочевины регулируется в соответствии с колебаниями нагрузки. Как видно из рис. 8, степень снижения содержания NO_x стабильно поддерживалась на уровне 80 %. Полная запись параметров с начала и до конца испытательного цикла показана на рис. 9. Испытания длились с июля по декабрь 2010 г., при этом суммарная наработка главного двигателя составила 830 часов. В течение всего этого времени катализатор подвергался воздействию отработавших газов, а период активной работы SCR достиг 700 часов. По окончании испытаний никаких отклонений в техническом состоянии системы SCR выявлено не было.

Измерения выбросов аммиака за выпускной трубой не производились, однако никакого аммиачного запаха не наблюдалось. Это означает, что практически все количество аммиака, поступившего в систему, было использовано по назначению, т. е. для снижения выбросов NO_x.

Зависимость между молекулярным отношением аммиака к NO_x и степенью снижения NO_x оказалась близка к теоретической. При молеку-

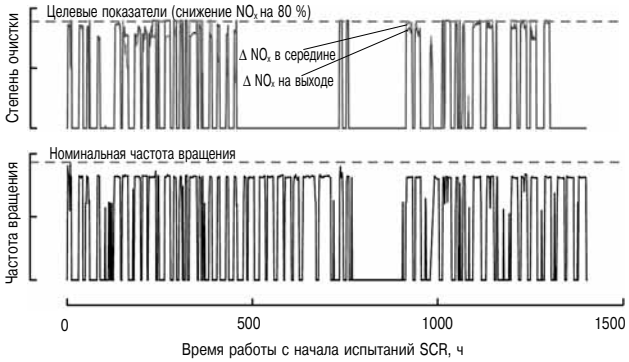


Рис. 9. Запись полного цикла судовых испытаний

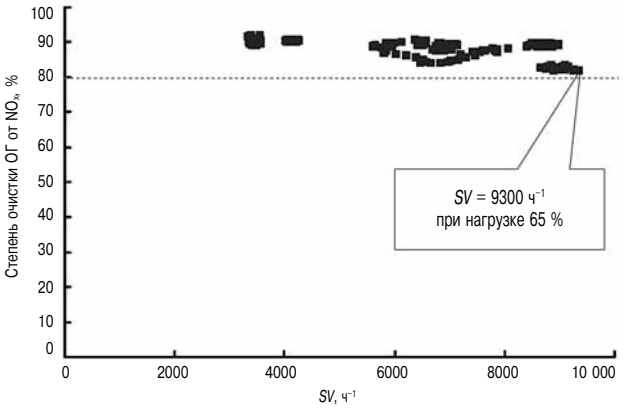


Рис. 10. Соотношение между *SV* и степенью очистки газов от NO_x по результатам испытаний

лярном отношении NH_3 к NO_x менее 0,9 утечки NH_3 не превышали 10 ppm [2]. Во время испытаний молекулярное отношение аммиака к NO_x поддерживалось в пределах 0,9, так что фактические утечки аммиака могли быть менее 10 ppm.

Результаты определения *SV* и степени снижения NO_x при испытаниях показаны на рис. 10. Во время плавания груженого судна нагрузка на двигатель поддерживалась на уровне примерно 65 %, а объем отработавших газов соответствовал $SV = 9300$ ч$^{-1}$. Таким образом, система SCR обеспечивает заявленную степень восстановления NO_x 80 % даже при $SV = 9300$ ч$^{-1}$, что подтверждает правильность принятой концепции повышения *SV*.

Оценка ресурса катализатора

Вид катализатора после окончания судовых испытаний показан на рис. 11. На поверхности катализатора можно видеть незначительные следы сажи, но следы отложения масла и/или несгоревшего топлива отсутствуют. Не выявлено также образований, возникающих при кристаллизации раствора мочевины.

Для оценки стойкости катализатора был проведен дополнительный цикл испытаний на стенде в объеме 300 часов. После наработки в 1000 часов (700 часов на судне + 300 часов на стенде) поставщик катализатора провел его контрольное обследование.

Было установлено, что скорость регенерации катализатора и его прочность на сжатие не изменились, т. е. остались на том же уровне, что и у нового катализатора. Анализ отложений не выявил ни посторонних отложений, ни агрессивных веществ, таких как щелочи или сернистые соединения, вызывающие деградацию катализатора.

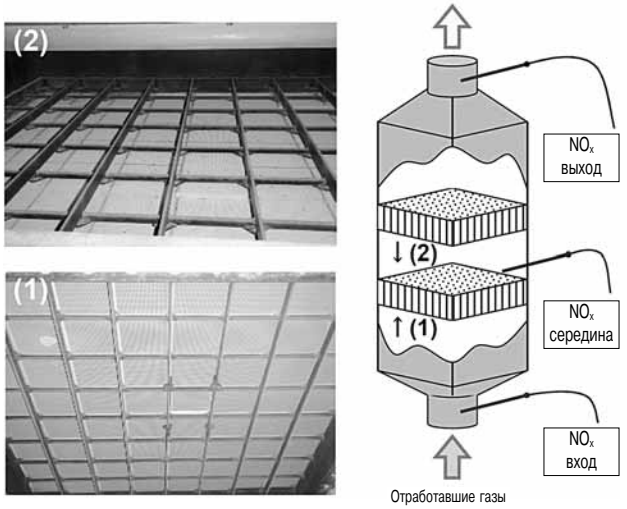


Рис. 11 Внешний вид катализатора после судовых испытаний

Газовые двигатели в качестве главных судовых

Использование альтернативных топлив — одно из наиболее перспективных направлений для снижения выбросов NO_x до уровня IMO Tier 3. Во многих странах природный газ, дешевле жидкого топлива, поэтому широко используется в стационарных установках. Практически любой природный газ представляет собой метан с разного рода примесями. Горючий газ и воздух подаются в цилиндр одновременно перед началом хода сжатия. Технологии, используемые для воспламенения бедной смеси в газовых двигателях, обеспечивают адиабатическое сгорание газа, в частности, метана, при низкой температуре, способствующей снижению выбросов NO_x.

Еще одной характерной особенностью газовых двигателей является предварительное смешивание газа и воздуха в ходе цикла сжатия, что повышает однородность рабочей смеси в момент ее зажигания. Воспламенение гомогенной смеси происходит при более низкой температуре, нежели в дизеле. Это относится ко всему объему камеры сгорания и означает, что выбросы NO_x будут соответственно ниже. Процесс сгорания в дизеле принципиально иной. Горение имеет диффузионный характер, при этом локальные температуры в зоне сгорания оказываются выше по сравнению с газовым двигателем.

При горении природного газа образуется меньше CO_2, чем при горении дизельного топлива, поскольку значение соотношения C/H для природного газа ниже, чем для жидкого топлива, состоящего, в основном, из парафиновых углеводородов, при той же низшей теплотворной способности. Кроме того, выбросы SO_2 в газовом двигателе чрезвычайно малы, так как природный газ обычно содержит незначительное количество серы.

Обычная система управления коэффициентом избытка воздуха, используемая в стационарных газовых двигателях, работающих на бедной сме-

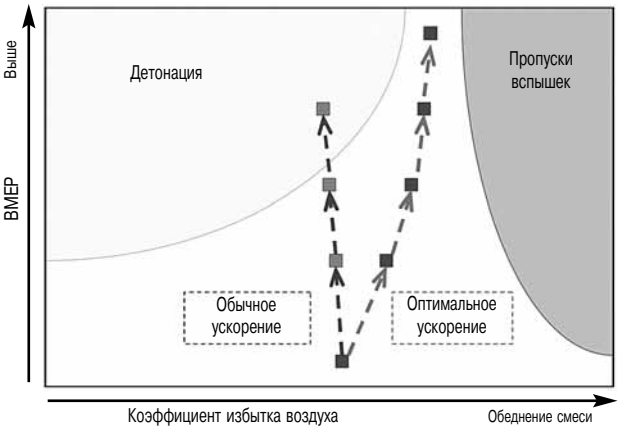


Рис. 12. Рабочая область газового двигателя

си, не совсем подходит для главного судового двигателя, поскольку в последнем случае требуется лучшая управляемость. В особенности это относится к буксирам, где система управления должна быть значительно более быстродействующей и чувствительной, чтобы поддерживать соотношение воздух–топливо в допустимых пределах, показанных на рис. 12.

Оптимизация расхода воздуха (управление коэффициентом избытка воздуха)

Как известно, большое влияние на приемистость поршневого двигателя оказывает настройка турбокомпрессора. В дизеле несоответствие характеристик двигателя и турбокомпрессора может стать причиной дефицита воздуха для сгорания, что вызовет дымление (черный дым) при быстром увеличении топливоподачи.

В газовых двигателях такие нарушения рабочего процесса, как детонация и пропуски вспышек, возникают в тех случаях, когда из-за неправильного подбора турбокомпрессора значение коэффициента избытка воздуха может выйти за пределы допустимого диапазона.

Следовательно, для стабильной и безопасной работы газового двигателя при переменной нагрузке, необходимо обеспечить эффективное управление коэффициентом избытка воздуха. Для главного судового двигателя, работающего на газе, ключевым условием, обеспечивающим подобное управление, является наличие турбокомпрессора с регулируемым сопловым аппаратом. Он позволяет изменять проходное сечение турбины и тем самым регулировать давление наддува.

Регулируемый турбокомпрессор существенно повышает управляемость двигателя. Проходное сечение соплового аппарата уменьшается для повышения скорости вращения турбокомпрессора, когда нужно обеспечить достаточный воздушный заряд в двигателе на низких и средних нагрузках. И напротив, проходное сечение соплового аппарата может быть увеличено при высоких нагрузках, чтобы уменьшить подачу воздуха в цилиндры во избежание пропуска вспышек.

Прототип двухтопливного двигателя

Схема прототипа двухтопливного двигателя показана на рис. 13. В дизельном режиме осуществляется прямой впрыск топлива в каждый цилиндр с помощью ТНВД и механической форсунки.

В газовом режиме горючий газ подается во впускное окно. Управление длительностью и началом впрыска газа осуществляется с помощью электромагнитных газовых клапанов. Для работы на газе необходим источник зажигания. На

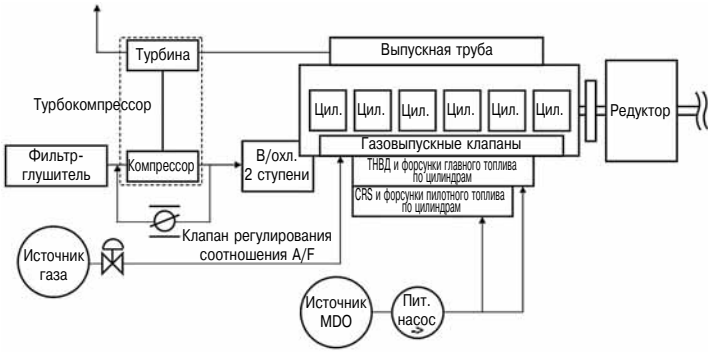


Рис. 13. Схема опытного образца двухтопливного двигателя

опытном двигателе зажигание осуществлялось с помощью впрыска в камеру сгорания небольшого количества пилотного топлива. Такой способ зажигания обеспечивает надежное воспламенение бедной смеси и стабильную работу двигателя. Поскольку от момента и длительности впрыска пилотного топлива в значительной мере зависит склонность двигателя к детонации, впрыск осуществляется с помощью системы common rail (CRS). При этом во избежание нарушений процесса сгорания необходимо обеспечить управление углом и длительностью впрыска пилотного топлива, в том числе в переходных процессах. Для этой цели используются датчики детонации и температуры отработавших газов. Таким образом, применение двухтопливного двигателя в качестве главного судового требует наличия CRS как компонента системы управления.

Результаты испытаний

Согласно техническому заданию, двигатель должен соответствовать требованиям IMO Tier 3 в газовом режиме работы и IMO Tier 2 — в дизельном режиме работы. Целевые и фактические показатели выбросов, полученные при стендовых испытаниях, приведены в табл. 2.

Результаты использования различных методов повышения приемистости двигателя показаны на рис. 14. Начало и продолжительность впрыска пилотного топлива во всем диапазоне нагрузок задавались системой CRS. В данном случае время приема нагрузки при ее изменении от 15 до 75 % уменьшилось на 25 % по сравнению с исходным вариантом. Фаза и продолжительность

Таблица 2

Выбросы NO_x в дизельном и газовом режимах

Режим работы	Дизельный	Газовый
IMO NO_x	IMO Tier 2	IMO Tier 3
Предельно допустимое значение, г/кВт·ч	≤ 9,6	≤ 2,4
Измеренное значение, г/кВт·ч	9,59	1,01

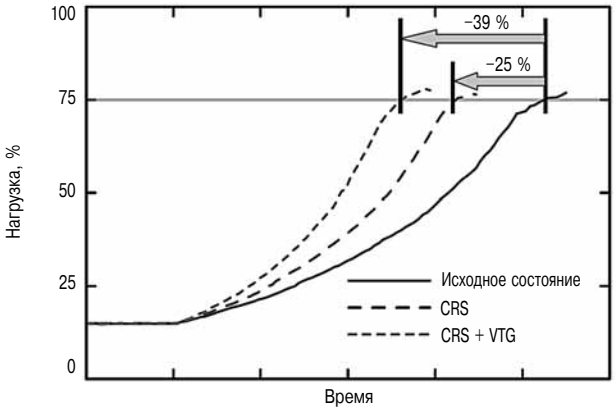


Рис. 14. Различные методы улучшения приемистости двигателя

впрыска пилотного топлива во всем диапазон нагрузок управлялись системой CRS. Кроме того, приемистость двигателя может быть повышена за счет использования турбокомпрессора с регулируемым сопловым аппаратом. При этом длительность переходного процесс сокращается на 39 % по сравнению с исходным вариантом.

Резервирование в двухтопливном двигателе

Система регулирования двигателя состоит из датчиков и исполнительных устройств, между которыми необходимо обеспечить гарантированную передачу сигналов. В первую очередь это касается электронной системы CRS, требующей непрерывного электропитания. При исчезновении питания двигатель немедленно остановится. Во избежание подобной ситуации и для обеспечения непрерывности хода судна система управления должна обладать функциями резервирования.

Необходимые конфигурации и настройки двигателя для работы в дизельном и газовом режимах, в общем случае, различны. Это касается таких параметров, как степень сжатия, момент и продолжительность впрыска топлива, а также углы и продолжительность открытия впускных и выпускных клапанов. Отсюда следует, насколько важно при проектировании двигателя обеспечить баланс между обеими конфигурациями, чтобы выполнялись требования, специфичные для каждого из двух рабочих режимов. Например, чтобы обеспечить выполнение требований IMO Tier 2 в дизельном режиме, нужно спроектировать механизм регулировки углов газораспределения с целью повышения термодинамического КПД двигателя. Более подробно об этом сказано в докладе № 99, представленном в другой секции настоящего Конгресса CIMAC.

Снижение выбросов NO_x за счет совершенствования рабочего процесса дизеля

Выбросы NO_x в главном судовом дизеле определяются, главным образом, высокой температурой в камере сгорания. Следовательно, для снижения NO_x необходимо уменьшить температуру в цилиндре. Одной из главных задач при адаптации газового двигателя к судовым условиям является поддержание низкой локальной температуры горения. Эффективным средством достижения этой цели является цикл Миллера. Использование цикла Миллера приводит к снижению температуры горения в результате уменьшения эффективной степени сжатия. Это происходит за счет сокращения фазы сжатия путем сдвига в ту или иную сторону углов начала или конца открытия впускного клапана (IVC — intake valve close), что снижает температуру газов в конце цикла сжатия. Соответственно продлевается фаза расширения и возрастает КПД цикла. Фирма NPS применила данную технологии при создании двигателя, соответствующего требованиям Tier 2. Однако для того, чтобы в дальнейшем увеличить степень очистки отработавших газов от NO_x на 80 % по сравнению с Tier 1, глубина цикла Миллера должна быть также увеличена.

Длительность фазы всасывания при использовании цикла Миллера со сдвигом IVC тоже сокращается, что вызывает снижение мощности двигателя из-за уменьшения величины воздушного заряда. Чтобы этого не произошло, необходимо повышать давление наддува, то есть увеличение глубины цикла Миллера должно сопровождаться ростом степени повышения давления в компрессоре. При этом неизбежно возрастут габариты турбокомпрессора, а его КПД заметно снизится. Последнее отрицательно скажется на одном из основных показателей главного судового двигателя — его приемистости. Для решения этой проблемы двигатель был оборудован двухступенчатой системой турбонаддува, состоящей из двух турбокомпрессоров с умеренной степенью повышения давления.

На рис. 15 показаны опытный двигатель на испытательном стенде, используемом для оценки влияния усиленного цикла Миллера с двухступенчатой системой наддува на показатели двигателя, и термодинамическая модель, позволяющая предварительно оценить эффективность данных мероприятий для снижения выбросов NO_x. После компрессора первой ступени воздух поступает в промежуточный охладитель, где охлаждается до температуры 50 °C. Затем воздух попадает в компрессор второй ступени, где сжимается до 0,7 МПа. Далее воздух поступает в охладитель второй ступени, а оттуда — в цилиндры двигателя. С другой стороны, отработавшие газы проходят сначала через турбину высокого давления, а затем — через турбину низкого давления. В настоящем исследовании использовался четырехтактный среднеоборотный дизель (табл. 3),

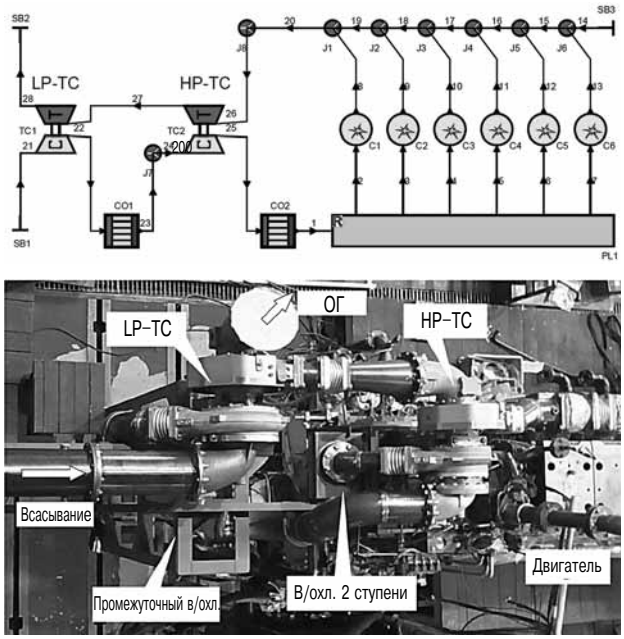


Рис. 15. Термодинамическая модель установки с двухступенчатой системой наддува и конфигурация двигателя

в котором возможности снижения выбросов NO_x изучались за счет варьирования таких параметров, как фазы газораспределения, момент впрыска топлива, а также максимальное давление сгорания (PFP — peak firing pressure).

Во-первых, была выполнена оценка возможного усиления цикла Миллера за счет более раннего открытия впускного клапана при постоянном максимальном давлении сгорания, а также необходимого для этого давления наддува. Графики открытия впускного клапана показаны на рис. 16, а соответствующее изменение показателей двигателя — на рис. 17. Каждый из показателей приводится в безразмерном виде (относительно соответствующего показателя базовой конфигурации). При увеличении опережения открытия впускного клапана снижаются расход топлива и выбросы NO_x, давление наддува при этом повышалось для поддержания постоянства максимального давления сгорания. Однако при увеличении IVC свыше 30 град ПКВ начинает возрастать расход топлива, хотя выбросы NO_x продолжают снижаться.

Причина заключается в росте количества воздуха, перетекающего со стороны всасывания

Таблица 3

Характеристики опытного двигателя

Размерность двигателя, мм	165×265
Частота вращения двигателя, об/мин	1200
Номинальная мощность, кВт/цил.	125
p_{me}, МПа	2,21
CR	15,55

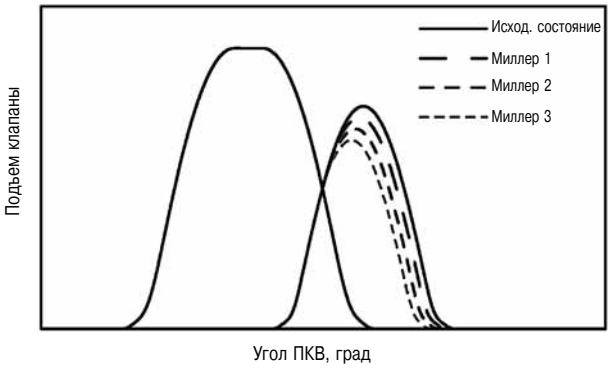


Рис. 16. Изменение углов газораспределения

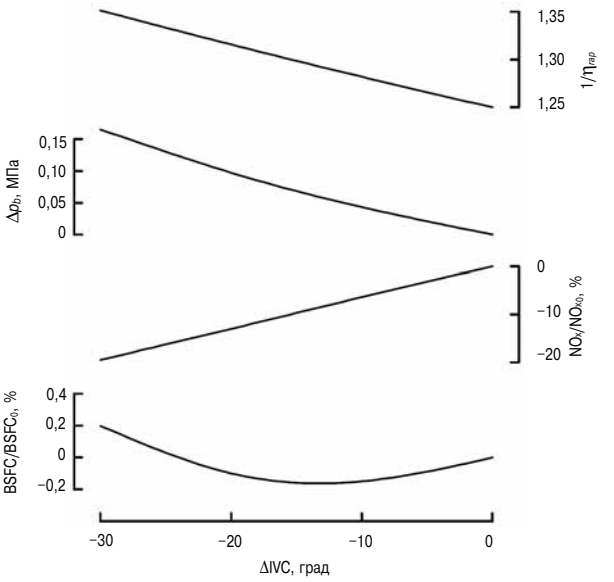


Рис. 17. Изменение расхода топлива и выбросов NO_x при варьировании IVC

на выпуск в период перекрытия клапанов. Работа турбокомпрессора при этом возрастает, но «лишний» воздух в процессе сгорания не участвует, в то время как необходимое давление наддува продолжает увеличиваться.

В следующем эксперименте было увеличено максимальное давление сгорания на 5 МПа. На рис. 18 показано влияние роста давления наддува на показатели двигателя (по результатам моделирования), а на рис. 19 приведены графики изменения давления и температуры в цилиндре во времени. По мере роста давления воздушного заряда увеличивается масса оставшегося в цилиндре воздуха. Из-за роста теплоемкости находящегося в цилиндре газа степень снижения выбросов NO_x значительно возрастает (рис. 20). Хотя максимальное давление сгорания при росте давления наддува повышается, точка максимума приближается к ВМТ, поэтому повышение давления за счет сгорания становится неочевидным.

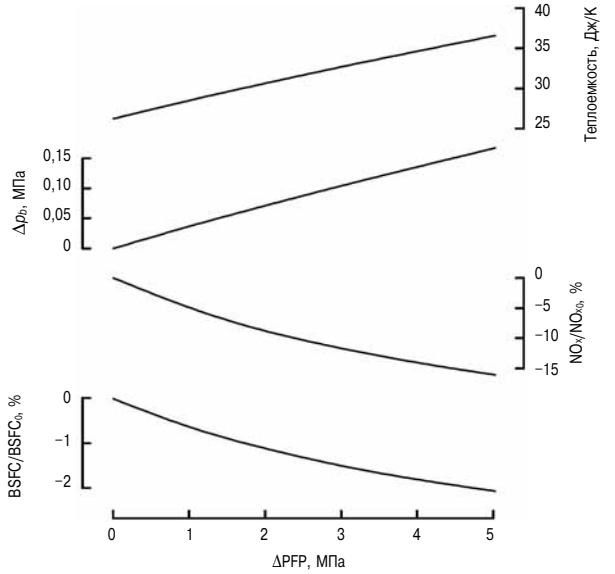


Рис. 18. Изменение расхода топлива и выбросов NO_x при увеличении PFP

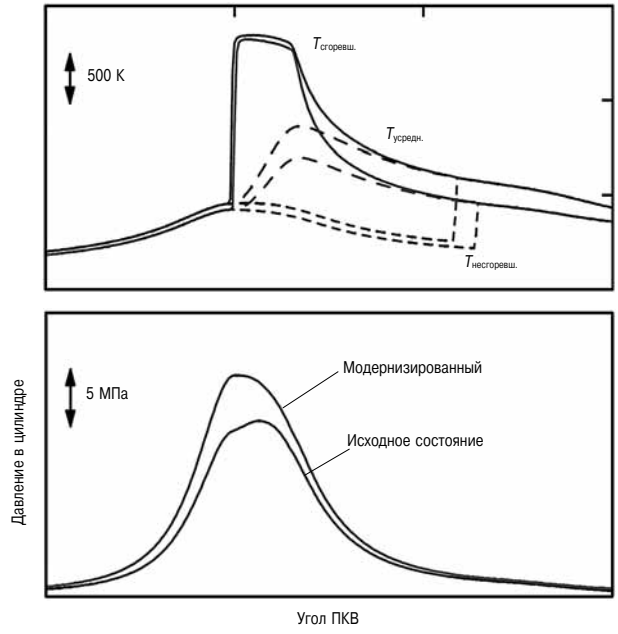


Рис. 19 Изменение давления и температуры в цилиндре

В нашем случае обе упомянутые выше технологии — усиленный цикл Миллера и повышение максимального давления сгорания — были применены одновременно. Влияние угла опережения подачи топлива на баланс между выбросами NO_x и расходом топлива показано на рис. 21. Каждая характеристика приведена в безразмерном виде, причем за номинал выбрано значение соответствующее показателям двигателя в конфигурации для Tier 1. За счет использования усиленного цикла Миллера совместно с повышением максимального давления сгорания удалось обеспечить снижение выбросов NO_x на

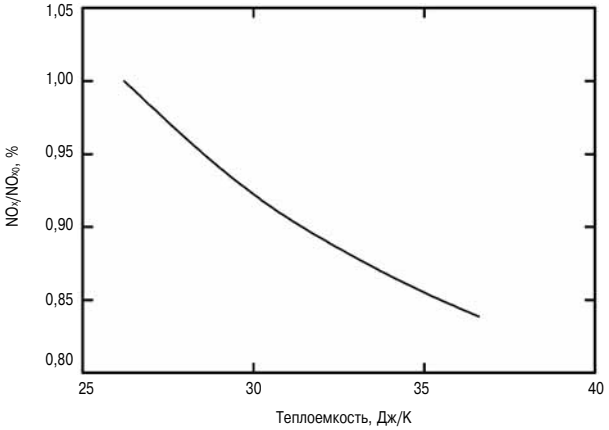


Рис. 20 Снижение выбросов NO_x в зависимости от теплоемкости заряда

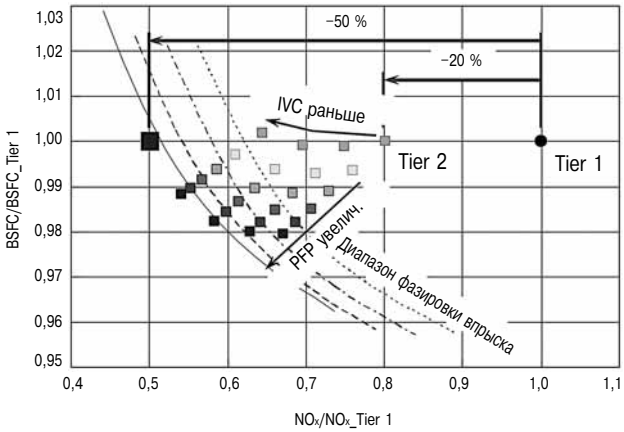


Рис. 21 Оптимизация компромисса между выбросами NO_x и расходом топлива

46 % по сравнению с уровнем Tier 1, при этом снизился и расход топлива (примерно на 1 %). Таким образом выбросы NO_x могут быть уменьшены почти на 50 % по сравнению с требованиями Tier 1 без ухудшения показателей расхода топлива только за счет оптимизации фазовых углов впрыска.

В качестве средства дальнейшего снижения выбросов NO_x рассматривалась рециркуляция отработавших газов (EGR). Основой технологии EGR является снижение температуры в цилиндре за счет подачи на впуск отработавших газов, имеющих высокую теплоемкость благодаря присутствию трехатомных компонентов — паров воды и двуокиси углерода. Кроме того, отработавшие газы вытесняют из цилиндра часть воздушного заряда, что ведет к снижению содержания кислорода и соответствующему уменьшению скорости сгорания. В то же время использование EGR в судовых двигателях потребует решения ряда технических проблем, таких как влияние на работу дизеля серы и других вредных примесей, а также увеличение весогабаритных

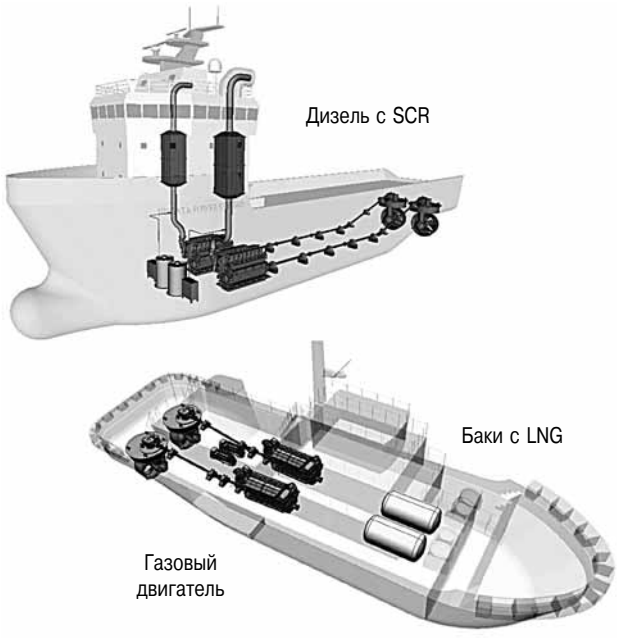


Рис. 22 «Зеленое» судно будущего

показателей установки. Выбор усиленного цикла Миллера в сочетании с двухступенчатым турбонаддувом и технологией EGR при условии оптимизации рабочих параметров позволит не только уменьшить выбросы NO_x, но и снизить расходы на техобслуживание системы очистки отработавших газов.

Предложение по судовой силовой установке

Предложены технологии, позволяющие обеспечить соответствие выбросов NO_x главных судовых двигателей требованиям IMO Tier 3. Обеспечение необходимыми для работы системы SCR и газового двигателя расходными материалами — мочевиной и газом — должно быть организовано за счет изменения существующей портовой инфраструктуры.

На рис. 22 показаны примеры возможной конфигурации судна снабжения с главными судовыми дизелями, оборудованными системами SCR, а также аналогичного судна с газовыми двигателями. Реализация силовой установки с высоким термодинамическим КПД, разработанной в рамках данного исследования, позволяет минимизировать размеры машинного помещения, топливных баков со сжиженным газом и системы SCR, а также существенно повысить эффективность работы установки.

Выводы

Разработаны методы снижения вредных выбросов, обеспечивающие выполнение требований новых, более жестких экологических стандартов. Три подобных метода были подробно исследованы с помощью компьютерного моделирования, а также натурных испытаний, проведенных на стенде и на борту судна. Проделанная работа позволяет сделать следующие выводы:

➢ Созданная в рамках данной темы компактная система SCR обеспечивает снижение выбросов NO_x более чем на 80 %. Это означает, что данная технология способна обеспечить выполнение требований IMO Tier 3 без привлечения дополнительных технических средств.

➢ Разработан двухтопливный двигатель, способный в газовом режиме удовлетворять требования IMO Tier 3 по вредным выбросам и обеспечить достаточную приемистость при резких изменениях нагрузки. Двигатель также сохраняет возможность работы на дизельном топливе, при этом система его управления обладает функциями резервирования.

➢ Использование усиленного цикла Миллера в сочетании с двухступенчатым турбонаддувом позволяет обеспечить 50-процентное сокращение выбросов NO_x без ухудшения топливной экономичности, однако для выполнения требований IMO Tier 3 этого недостаточно. Поэтому в качестве одного из вариантов можно рассматривать дополнение названных выше мероприятий системой EGR, однако надежность и долговечность этой системы нуждаются в подтверждении.

Литература

1. *Tagai, T., et al.* «Emission control technology by Niigata, the clean marine diesel engine for low speed, medium speed and high speed» 26th CIMAC World Congress. 2010. Paper №. 136.

2. *Yaguchi, K., et al.* «High NOx Reduction System Mounted on 500GT Class Vessel» ISME Yokohama '95. 1995.

РАЗРАБОТКА ФИЛЬТРА ЧАСТИЦ С РЕГЕНЕРАТОРОМ ДЛЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Minoru Tsuda, Dai Yamanishi, Kazuyuki Maeda, National Fisheries University, Япония

Реферат

Выбросы твердых частиц (PM) с отработавшими газами дизелей, оказывают вредное воздействие на органы дыхания. Поэтому предельно допустимые величины выбросов PM строго регламентируются, а разного рода устройства для снижения содержания PM в отработавших газах широко используются в автомобильных двигателях. Однако автомобильные устройства каталитического типа в судовых условиях неприменимы. Дело в том, что в главных судовых дизелях обычно используются тяжелые топлива (HFO — heavy fuel oil) с большим содержанием серы. Частицы, содержащиеся в отработавших газах главных судовых дизелей, состоят из сухой сажи, растворимых органических фракций (SOF — soluble organic fraction) и сульфатов. Международная морская организация (IMO) предложила правила, ограничивающие содержание серы в топливе. Ввод данных правил в действие будет означать снижение допустимого содержания серы в топливе с 3,5 до 0,5 %, начиная с 2020 г., а в зонах контролируемых выбросов (ECA), — с 1,0 до 0,1 %, начиная с 2015 г. Снижение содержания серы в топливе приведет к существенному уменьшению выбросов PM от морских судов, однако количество сухой сажи и SOF при этом не изменится. Настоящая работа посвящена исследованию влияния фильтра частиц на показатели судового двигателя. В ходе работы в выпускной тракт высокооборотного судового дизеля был установлен разработанный фильтр частиц (DPF — diesel particulate filter) с регенератором, и проведено экспериментальное исследование его влияние на снижение выбросов PM и показатели двигателя. В общих чертах план исследования выглядел следующим образом.

1. Исследование влияния DPF на выбросы PM. Фильтрующий материал помещался в выпускной тракт двигателя на участке между пробоотборником PM и смесительным каналом. Сравнивались компоненты PM при наличии и при отсутствии фильтрующего материала. В экспериментах были задействованы два двигателя: малооборотный главный судовой двигатель учебного судна «Seiun Maru» мощностью 7722 кВт, работающий на HFO, и высокооборотный судовой двигатель мощностью 103 кВт, установленный в лаборатории Национального Университета Рыболовства (National Fisheries University), работающий на газойле и флотском мазуте (MDO — Marine Diesel Oil).

2. Эффективная температура и время, необходимое для регенерации фильтра. Была проведена серия экспериментов, в которых варьировались время и температура при регенерации фильтра в DPF. Собранные с фильтра отложения помещались в тигель при заданной температуре, после чего фиксировалось время, затраченное на регенерацию фильтра.

3. Влияние разработанного фильтра DPF на выброс частиц. Фильтр DPF с регенератором был подключен к выпускному тракту высокооборотного судового дизеля; исследовалось влияние данного устройства на уровень выбросов частиц и рабочие параметры двигателя.

4. Регенерация DPF. Был разработан DPF с нагревателем для удаления PM, скапливающихся на фильтре.

На основании проведенных исследований авторы пришли к следующим практическим выводам.

➢ Фильтр DPF способен удалять основную часть сухой сажи, однако количество SOF и сульфатов в отработавших газах остается прежним. Причина заключается в том, что температура регенерации DPF должна быть достаточно высокой, а при такой температуре SOF и сульфаты также газифицируются.

➢ Экспериментально определена оптимальная температура, при которой гарантированно происходит полная регенерация фильтра в течение нескольких первых минут работы при минимальном расходе электроэнергии на его нагрев. Эта температура составляет 650 °C. Более низкая температура удлиняет период регенерации, более высокая — сокращает период регенерации, однако расход электроэнергии и соответственно ее стоимость возрастает.

➢ DPF удаляет большую часть сухой сажи, а также некоторую часть SOF и сульфатов, однако его загрязнение увеличивает удельный расход топлива (SFC) дизеля. Увеличение SFC составляет порядка 3 % на каждые 10 кПа перепада давления на фильтре.

➢ Нагрев фильтра до температуры не менее 650 °C обеспечивает полное выгорание PM. Это создает возможность непрерывной регенерации DPF без необходимости замены фильтра.

1. Введение

Частицы (PM), содержащиеся в отработавших газах главных судовых дизелей, состоят из сухой сажи, растворимых органических фракций и сульфатов. Состав PM, присутствующих в отработавших газах судовых и стационарных дизелей, в общем случае зависит от типоразмера двигателя, его скорости, а также качества используемого топлива [1–4]. Компоненты PM оказывают вредное воздействие на органы дыхания, поэтому предельно допустимые величины выбросов PM строго регламентируются. Это

вынуждает производителей автомобильных двигателей устанавливать разного рода устройства для очистки отработавших газов от частиц. Однако в судовых условиях каталитические очистители неприменимы, поскольку топливо для главных судовых дизелей обычно содержит большое количество серы, вызывающей деградацию катализатора.

С 1 января 2016 г. предельно допустимое значение эмиссии NO_x в зонах контролируемых выбросов (ECA) должно быть снижено на 80 % по отношению к нормативу IMO Tier 1. Одним из наиболее эффективных средств для достижения столь радикального снижения выбросов окислов азота является использование технологии селективного каталитического восстановления (SCR), в процессе которой NO_x в присутствии катализатора восстанавливаются до N_2 и H_2O. Однако существует опасность засорения катализатора содержащимися в отработавших газах сажей и SOF, которые могут осаждаться на поверхности катализатора, уменьшая ее эффективную площадь. Следовательно возникает необходимость создания фильтра PM (DPF) для судовых систем каталитического восстановления, который не только предотвращает загрязнение атмосферы частицами, но и повышает эффективность работы катализатора.

Целью настоящего исследования было создание для судовых дизелей фильтра DPF с функцией регенерации. Вначале была проверена эффективность снижения PM с помощью DPF, для чего фильтрующий материал помещался в выпускной тракт двигателя между пробоотборником частиц и смесительным каналом.

Анализировался состав PM в отработавших газах при наличии и отсутствии фильтрующего материала. Для экспериментов были использованы два типа двигателей: малооборотный главный судовой двигатель учебного судна «Seiun Maru» мощностью 7722 кВт, работающий на HFO, и высокооборотный судовой двигатель мощностью 103 кВт, установленный в лаборатории Национального Университета Рыболовства (National Fisheries University), работающий на газойле и флотском мазуте (MDO). На этих двигателях был проведен ряд экспериментов по исследованию эффективности фильтра PM в судовых условиях. Кроме того, был проведен эксперимент по изучению способности фильтра PM к регенерации. В ходе данного эксперимента фильтр подвергался нагреву, причем температура и длительность нагрева менялись. Дальнейшие эксперименты проводились с вновь разработанным фильтром DPF, который периодически, после регенерации (сжигания PM), соединялся с выпускным трактом высокооборотного судового дизеля, при этом изучалось его влияние на снижение выбросов PM и показатели двигателя. На основании результатов этих экспериментов были разработаны рекомендации по выбору конфигурации DPF для установки на судах.

2. Очистка газов от частиц с помощью DPF

Для проверки качества очистки отработавших газов от PM с помощью DPF последний был помещен между пробоотборником частиц (расположенном в выпускном тракте стендового двигателя) и смесительным каналом. В ходе испытаний состав PM на выходе из двигателя сравнивался для двух вариантов — при наличии и при отсутствии фильтрующего материала в выпускном тракте.

2.1. Экспериментальная установка

Схема системы измерения PM и расположение DPF показаны на рис. 1.

Отработавшие газы поступают в смесительный канал, расположенный горизонтально. Отбор пробы отработавших газов в смесительный канал осуществляется через систему труб с двойными стенками, которые подогреваются таким образом, чтобы их температура была равна температуре выпускной трубы. При выборе конструкции системы труб и температуры их нагрева ставилась задача свести к минимуму возможность оседания SOF, составляющих компоненты несгоревшего

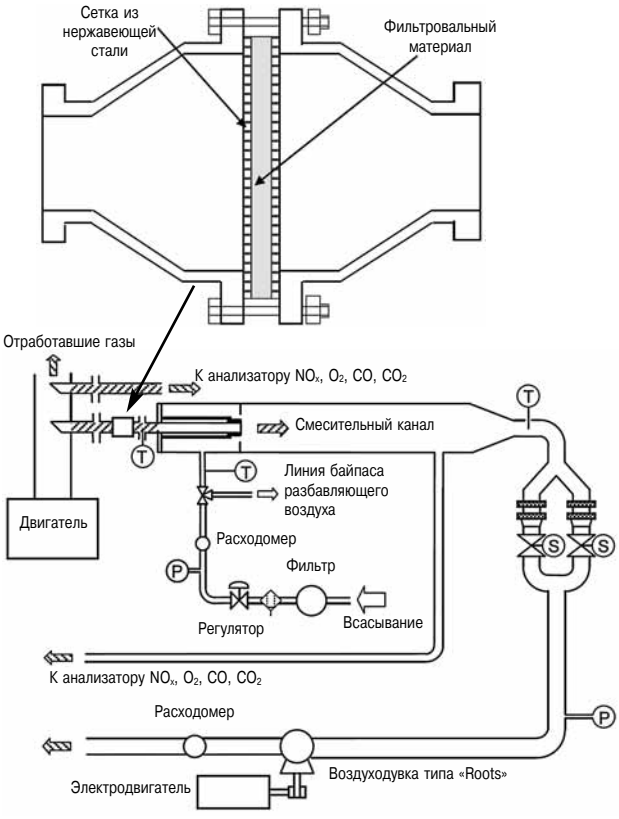


Рис. 1. Схема системы измерения PM и расположение DPF

Таблица 1

Основные технические характеристики высокооборотного двигателя

Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра, мм	110
Ход поршня, мм	125
Максимальная мощность, кВт	103
Скорость, об/мин	2400
Макс, p_{me}, МПа	1,1
Отверстия распылителя	5×0,32 мм



Рис. 2. Судно «Seiun Maru»

Таблица 2

Основные технические характеристики «Seiun Maru»

Валовый регистровый тоннаж, т	5890
Длина, м	116,0
Главный двигатель	MAN B&W
Максимальная мощность, кВт	7722
Скорость двигателя, об/мин	148
Диаметр цилиндра, мм	500
Ход поршня, мм	1620
Макс, p_{me}, МПа	1,64

масла и топлива (основная часть PM), к стенкам соединительной линии в смесительном канале. Основные характеристики экспериментального высокооборотного судового двигателя NFU приведены в табл. 1. Нагрузка двигателя и его скорость могут задаваться согласно плану эксперимента.

Таблица 3

Свойства топлив

Тип двигателя	**Высокооборотный**		**Низкооборотный**
Вид топлива	**Газойль**	**MDO**	**HFO**
Плотность, кг/м^3	824,7	879,3	983,0
Кинематическая вязкость, мм^2/с	2,744 (40 °C)	3,193 (40 °C)	359,3 (40 °C)
C, %масс.	86,3	87,5	86,8
H, %масс.	13,7	11,9	10,2
S, %масс.	0,0007	0,54	2,66
N, %масс.	—	0,02	0,23

На рис. 2 показано учебное судно «Seiun Maru», принадлежащее Национальному Институту Подготовки Морских Инженеров, с двухтактным главным двигателем, на борту которого выполнялась часть программы испытаний. Характеристики судна приведены в табл. 2. В табл. 3 приводятся основные характеристики использованных топлив.

2.2. Методика испытаний

В начале определялись характеристики выбросов PM высокооборотного судового двигателя при работе на газойле, затем определялось снижение выбросов PM за счет установки фильтра DPF, для чего выполнялись измерения при наличии и отсутствии фильтрующего материала. Анализ PM производился путем экстракции в аппарате Сокслета. Затем исследования были выполнены по той же программе на малооборотном судовом дизеле, работающем на HFO.

2.3. Результаты экспериментов

На рис. 3 приведены количество выброшенных частиц и их состав при наличии и отсутствии фильтра DPF, на трех различных значениях нагрузки двигателя. Поскольку газойль не содержит серу (см. табл. 3), частицы в данном случае состоят только из SOF и сажи. На рис. 3, *а* (нагрузка двигателя 25 %) при отсутствии DPF частицы состоят, в основном, из SOF. По мере роста нагрузки содержание сажи в составе PM при отсутствии DPF возрастает. Возможное объяснение состоит в том, что при малых нагрузках в отработавших газах содержится относительно большое количество несгоревших компонентов топлива из-за низкой температуры. С ростом нагрузки увеличивается топливоподача, поэтому растет количество несгоревшего топлива из-за отклонения условий сгорания от идеальных. Если рассмотреть состав PM при наличии DPF, то окажется, что установка DPF почти не меняет содержания SOF в отработавших газах, но основная часть сажи оказывается отфильтрованной. По-видимому, это происходит из-за того что температура возгонки компонентов топлива, составляющих основную часть SOF, ниже 350 °C.

Как показано на рис. 1, DPF и труба отбора отработавших газов нагреваются примерно до той же температуры, что и выпускная труба, поэтому SOF проходят через DPF в газообразном состоянии. Это обстоятельство весьма существенно с точки зрения применения DPF в судовых условиях, поскольку, в отличие от автомобильных двигателей, где в составе PM преобладает сажа, в судовых дизелях основным компонентом PM являются SOF.

На рис. 4 показаны относительные значения выбросов PM при наличии и отсутствии фильтра DPF в малооборотном судовом дизеле, работаю-

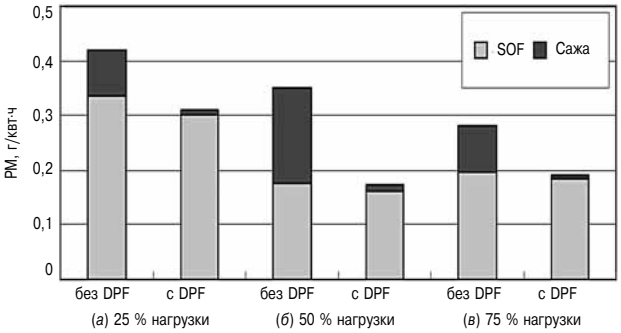


Рис. 3. Изменение количества выброшенных частиц и их состава при наличии и отсутствии DPF на различных режимах работы двигателя

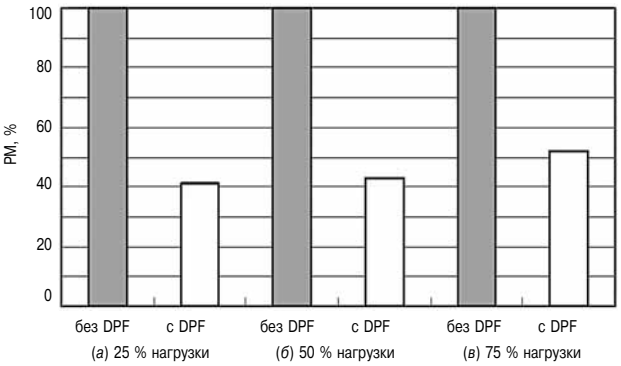


Рис. 4. Влияние DPF на выбросы PM малооборотного судового дизеля, работающего на тяжелом топливе

щем на тяжелом топливе. Установка DPF снижает выбросы PM примерно наполовину.

На рис. 5 показано изменение состава PM в отработавших газах малооборотного судового дизеля в зависимости от нагрузки. Бо́льшая часть сажи удаляется фильтром DPF при любой нагрузке. В то же время основная часть SOF и около половины сульфатов проходят через фильтр DPF и выбрасываются в атмосферу. Сообщений о снижении содержания сульфатов в отработавших газах с помощью DPF обнаружить не удалось, так что выполненное

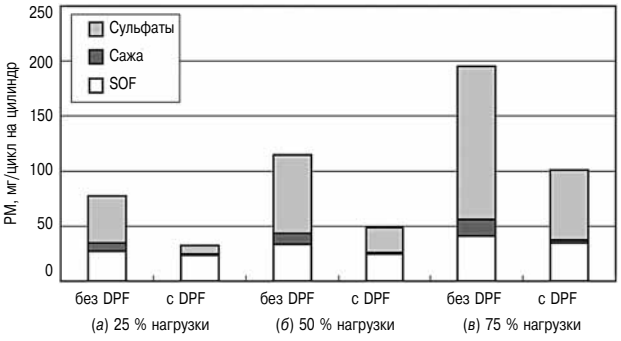


Рис. 5. Изменение выбросов PM и их состава на различных режимах работы малооборотного судового дизеля, работающего на тяжелом топливе, при наличии и отсутствии DPF

исследование содержит первое экспериментальное подтверждение такой возможности. В предстоящих исследованиях, касающихся очистки отработавших газов судовых дизелей от PM, следует сосредоточить внимание на поиске эффективного способа удаления SOF и сульфатов, поскольку обычный DPF, очевидно, с этой задачей не справляется.

3. Температура, необходимая для эффективной регенерации

С целью нахождения оптимальных условий регенерации DPF были проведены опыты, в которых менялись температура и длительность подогрева фильтра в тигле. Результаты этих опытов представлены на рис. 6, где показаны фильтры высокооборотного судового дизеля, работающего при нагрузке 75 %. Снимки сделаны через равные промежутки времени, причем исходное количество частиц, оставшихся на фильтре, и их состав во всех случаях одинаковы. Степень почернения фильтра пропорциональна количеству сажи в PM. При температуре 600 °C цвет фильтра по мере нагрева меняется постепенно и незначительно, при температуре 650 °C поверхность фильтра начинает бледнеть через три минуты, а через девять минут чернота полностью исчезает. При 700 °C чернота почти полностью исчезает за минуту, а при 800 °C это время составляет менее одной минуты. Следовательно, время регенерации можно сократить, повышая температуру нагрева.

Зависимость выгорания PM от времени показана на рис. 7. При температуре 400–500 °C максимальное выгорание (снижение содержания PM) составляет порядка 30 %, и этот процесс заканчивается в течение примерно одной минуты. При использовании газойля в составе PM содержатся только SOF и сажа, поскольку топливо не

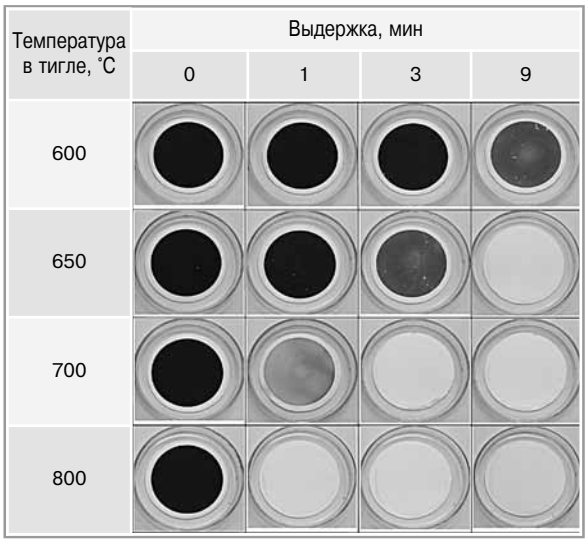


Рис. 6. Регенерация фильтра при различных температурах

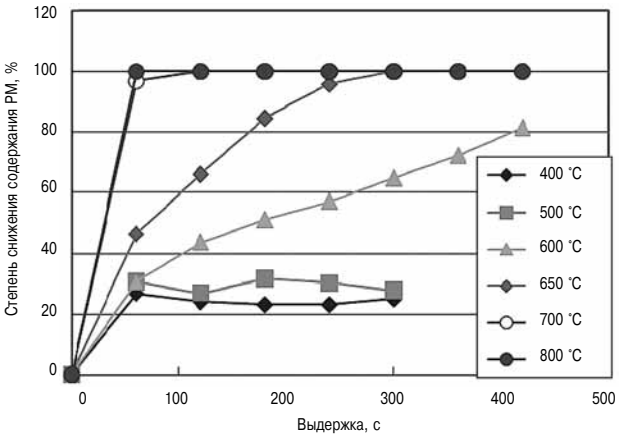


Рис. 7. Степень выгорания PM при различных условиях регенерации

содержит серы (см. табл. 3). Так как SOF состоят, в основном, из несгоревших компонентов топлива, температура перегонки которых ниже 350 °C, предполагается, что SOF в составе PM, будут испаряться при температуре ниже 500 °C. Очевидно, однако, что PM содержит и другие компоненты, которые по прошествии времени исчезают только при температуре 600 °C и выше. Предполагается, что эта часть PM представляет собой сажу, образующуюся вследствие отклонения условий сгорания топлива от идеальных. При достаточно длительном нагреве эта сажа выгорает; ее количество уменьшается примерно на 80 % после семиминутного нагрева. При повышении температуры в тигле до 650 °C степень выгорания сажи возрастает, и после пятиминутного нагрева масса частиц удаляется полностью. И наконец, при 700 °C и выше время полного удаления частиц не превышает одной минуты.

На рис. 8 показана зависимость степени выгорания PM от температуры при 10-минутной выдержке фильтра в тигле. Фракцией, которая выгорает при температуре ниже 500 °C, является предположительно SOF. Часть сажи выгорает при температуре от 500 до 650 °C, а полностью PM

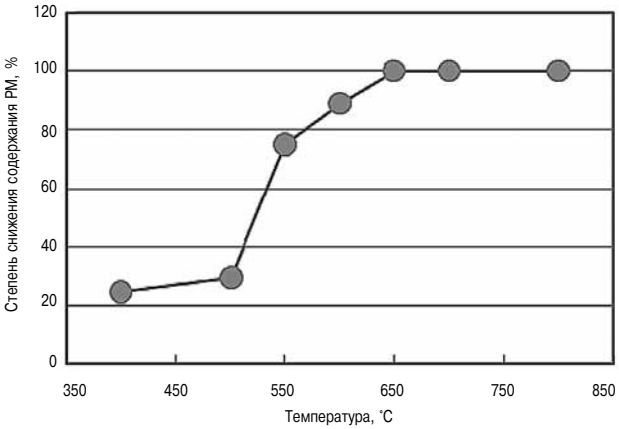


Рис. 8. Степень выгорания PM в зависимости от температуры регенерации

выгорают при температуре 650 °C и выше. Таким образом, можно считать, что для регенерации DPF достаточно температуры порядка 700 °C.

4. Эффективность разработанного фильтра с точки зрения очистки отработавших газов от PM

В данной серии экспериментов DPF со встроенным электронагревателем устанавливался в выпускной тракт высокооборотного судового двигателя. Исследовалось влияние данного устройства на степень очистки газов от PM и на показатели двигателя. Схема DPF, разработанного NFU для промышленного применения, показана на рис. 9. Отработавшие газы поступают в DPF с левого (на рисунке) торца, т. е. со стороны двигателя или выпускной трубы. Они заполняют пространство между нагревателем и фильтром, и выходят через фильтр. При этом фильтр очищается от содержащейся в отработавших газах сажи, хотя, как показано на рис. 3, основная часть SOF проходит через этот фильтр. По мере засорения фильтра его фильтрующая способность падает. В определенный момент срабатывает переключающая заслонка, и поток газов направляется в нижний фильтр. Одновременно включается электронагреватель верхнего фильтра, который сжигает скопившуюся там сажу, то есть работает в режиме регенерации. В это время нижний фильтр работает в режиме очистки газов. Затем, как только верхний фильтр готов к

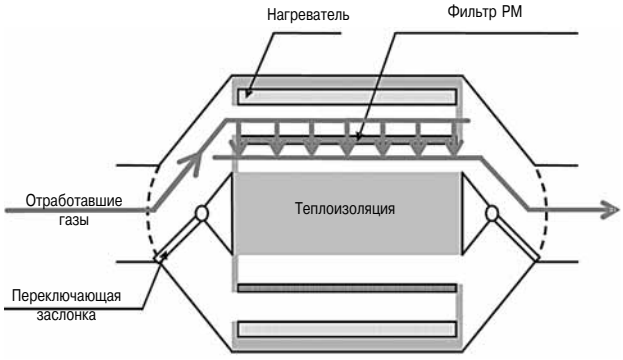


Рис. 9. Схема фильтра DPF для промышленного применения

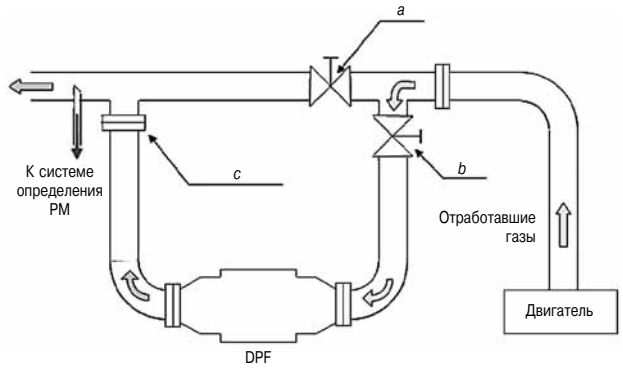


Рис. 10. Схема подключения фильтра DPF

работе, заслонка перебрасывается, и поток газов снова переключается на верхний фильтр. Таким образом, процесс носит циклический характер.

Схема подключения DPF к дизелю показана на рис. 10. DPF находится в выпускной трубе за турбокомпрессором. При необходимости отработавшие газы могут быть направлены в обход фильтра (через байпас) с помощью переключающей заслонки.

Эффективность DPF иллюстрируется фотографиями на рис. 11. На фото слева показаны PM, собранные при включенном байпасе (т. е. из неочищенных газов), на фото справа — PM, собранные из газов, прошедших очистку. На верхнем фото справа видны PM, собранные после только что установленного нового фильтра, на нижнем фото — PM, собранные после фильтра, прошедшего регенерацию. В обоих случаях фильтр очищает поток газов от PM практически полностью.

На рис. 12 показано изменение давления за турбиной во времени при циклической реге-

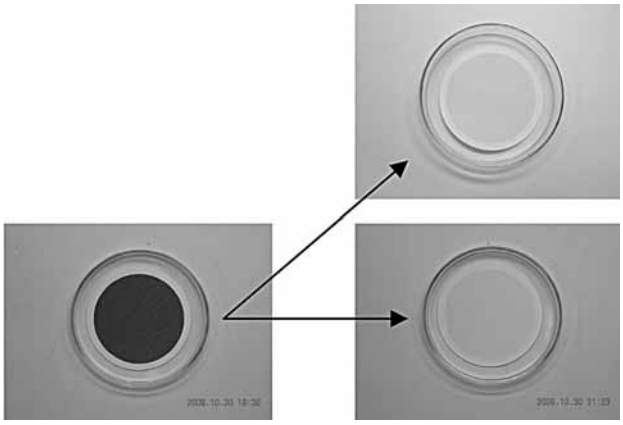


Рис. 11. PM собранные при наличии DPF (справа) и при его отсутствии (слева)

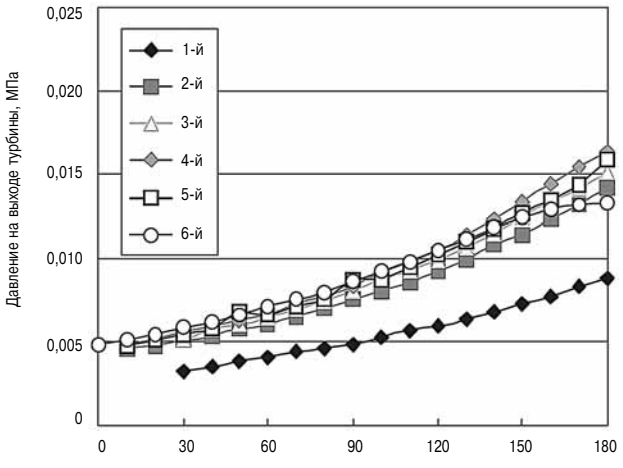


Рис. 12. Изменение давления за турбиной во времени при циклической регенерации DPF

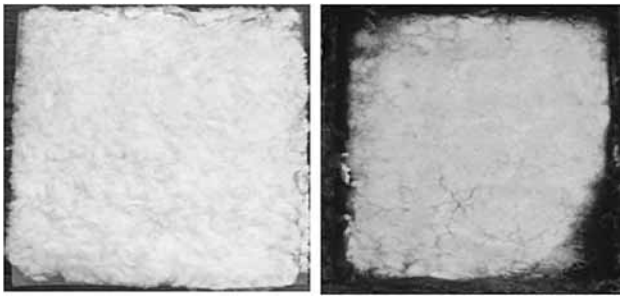


Рис. 13. Фильтр до и после регенерации

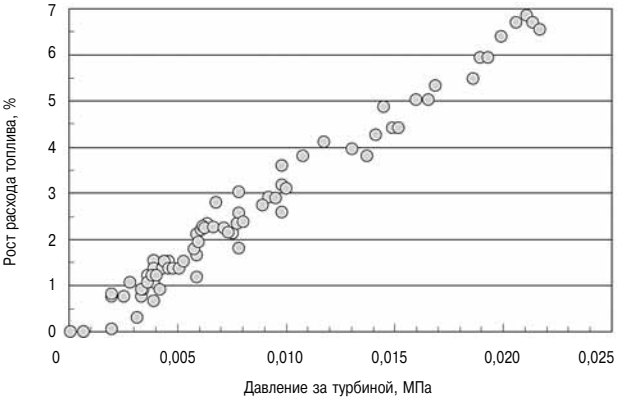


Рис. 14. Увеличение SFC с ростом давления за турбиной

нерации DPF. По мере нарастания отложений PM на поверхности фильтроэлемента давление за турбиной растет. После регенерации давление за турбиной снижается, но не до исходного уровня. Однако после третьего цикла регенерации фильтр практически возвращается к исходному состоянию. Иначе говоря, предложенная система обеспечивает полное восстановление фильтра.

На рис. 13 показаны фотографии фильтрующего материала DPF до и после регенерации, на которых видны небольшие отложения по периметру фильтра. По-видимому, эти отложения образовались потому, что температура вокруг фильтра была меньше 600 °C из-за недостаточного прогрева.

На рис. 14 показана зависимость между давлением за турбиной и удельным расходом топлива (SFC). Рост давления за турбиной вследствие засорения DPF сажей ведет, естественно, к ухудшению параметров работы двигателя и, следовательно, к росту расхода топлива.

5. Регенерация DPF

Результаты описанных выше исследований были использованы при разработке новой модели фильтра DPF с нагревателем-регенератором. Этот фильтр (расположенный в выпускном тракте двигателя) был поставлен на испытания.

Схема нового DPF с нагревателем-регенератором показана на рис. 15. Внутри DPF находятся

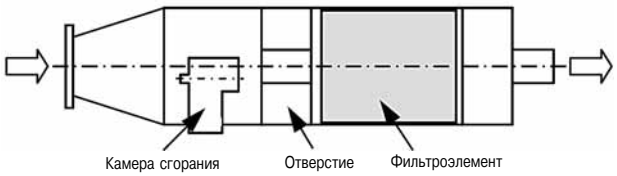


Рис. 15. Схема нового DPF с нагревателем-регенератором

камера сгорания нагревателя и отсек фильтра. Отработавшие газы поступают в камеру сгорания с левой (на рисунке) стороны, проходят через отверстие во внутренней стенке и попадают в фильтр. Фильтр выполнен из керамического материала, используемого в автомобильных системах некаталитической очистки отработавших газов. Когда на фильтре скопится количество частиц, достаточное для того, чтобы заметно повлиять на рабочие параметры двигателя, в камеру сгорания подается топливо, которое при горении сжигает PM, осевшие на фильтре.

Фильтр DPF новой конструкции, врезанный в выпускную систему двигателя, показан на рис. 16. Этот фильтр имеет только один газовый тракт, что упрощает конструкцию и обеспечивает ее компактность.

На рис. 17, *а* и *б* показано, как уменьшается количество PM в отработавших газах при использовании DPF в двигателях, работающих на газойле и на тяжелом топливе (MDO). При работе на газойле DPF удаляет примерно 70 % PM, при работе на MDO — порядка 84 %. Эта разница объясняется тем, что в последнем случае удаляется также часть сульфатов.

На рис. 18 показаны процессы изменения противодавления на выпуске, приращения расхода топлива и температуры на выходе DPF при нагрузке двигателя 75 %. По мере накопления PM в DPF противодавление выпуску растет, соответственно растет и расход топлива. Через

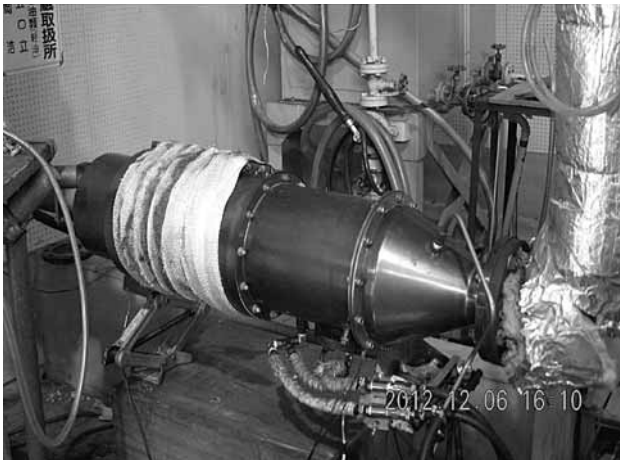
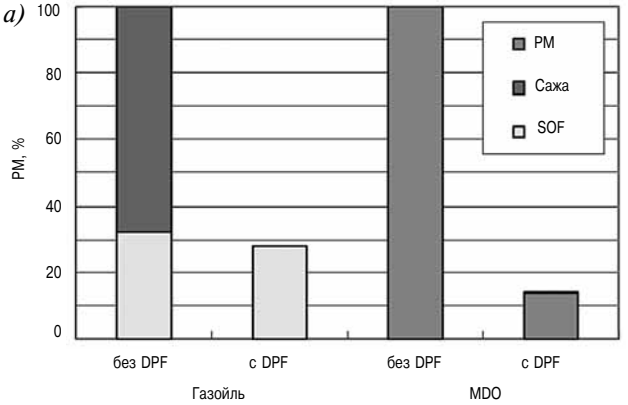


Рис. 16.Фильтр DPF новой конструкции, врезанный в выхлопную систему двигателя



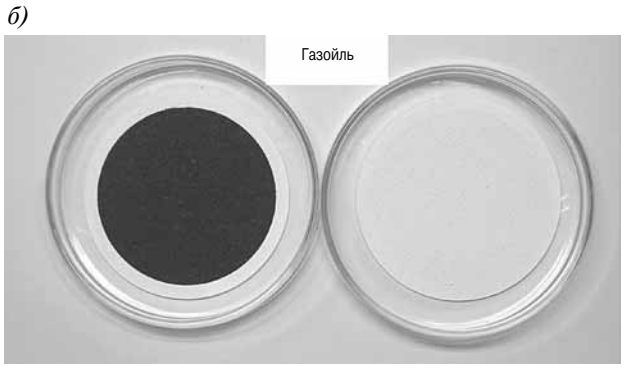


Рис. 17. Степень очистки газов от PM при работе на газойле и на MDO

160 минут после пуска дизеля нагрузка была снижена до 25 % и выполнена регенерация фильтра. Противодавление выпуску при этом упало, так как уменьшился объем проходящих через DPF газов. Быстрое падение давления на выпуске наблюдалось после того, как температура на выходе DPF достигла 700 °C. Это вызвано выгоранием PM на фильтре (см. рис 6). Примерно на 240-й минуте испытаний двигатель был снова нагружен до 75 %. При этом противодавление выпуску и приращение расхода топлива вернулись к исходным значениям. Это подтверждает возможность регенерации фильтра на работающем двигателе.

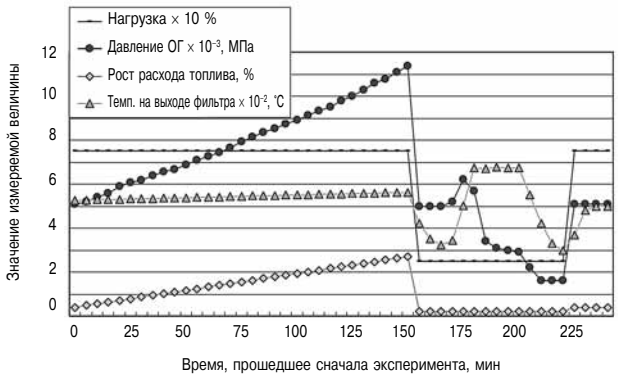


Рис. 18. Изменение во времени давления на выпуске, роста расхода топлива и температуры на выходе DPF

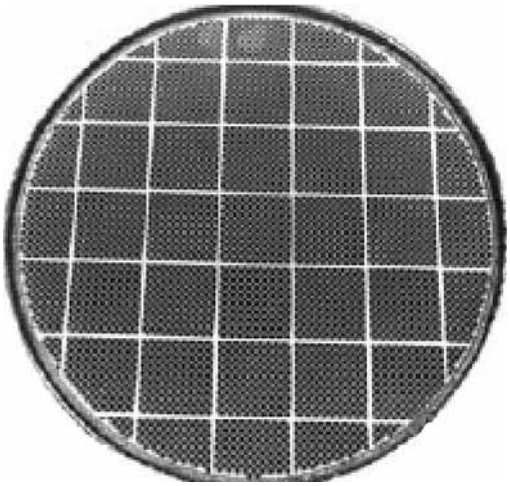


Рис. 19. Фильтр после регенерации

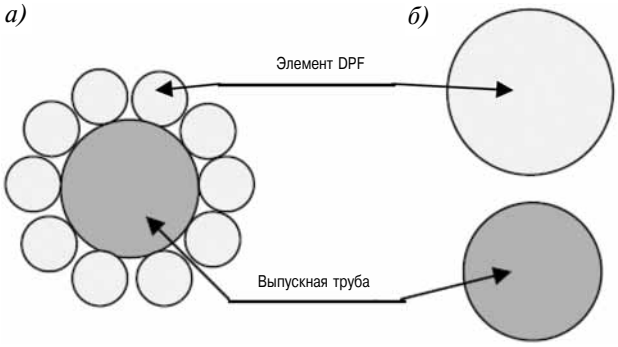


Рис. 20. Вариант установки DPF вокруг дымовой трубы судна

Вид фильтра после регенерации показан на рис. 19.

В процессе регенерации сажа полностью выгорает, и открывается чистая керамическая поверхность. Однако пламя горелки ориентировано преимущественно по оси фильтра, что несколько снижает эффективность регенерации. Это является определенным недостатком данной конструкции, который в дальнейшем должен быть устранен.

На рис. 20 показаны возможные варианты установки системы DPF относительно дымовой трубы судна. Если речь идет о крупнотоннажном судне (*а*), оптимальным представляется вариант установки нескольких фильтров вне дымовой трубы. При этом габариты установки оказываются минимальными, а DPF легко доступны для осмотра и ремонта. Во время плавания в открытом море используется основная дымовая труба, а систему с элементами DPF можно использовать во время плавания в прибрежных водах. На каботажном судне малого водоизмещения (*b*) предпочтительнее использовать единственный фильтр в линии выпуска с байпасом.

6. Выводы

На основании результатов настоящего исследования можно сделать следующие выводы.

➢ Фильтр DPF способен удалять основную часть сухой сажи, но при этом в отработавших газах остаются SOF и сульфаты. Это связано с высокой температурой отработавших газов, проходящих через DPF, при которой SOF и сульфаты остаются в газообразном состоянии.

➢ Для полной регенерации фильтра в течение нескольких минут при минимальном расходе электроэнергии оптимальная температура 650 °С. Более низкая температура увеличивает период регенерации, что нежелательно. Более высокая температура сокращает период регенерации, однако расход электроэнергии и соответствующие затраты возрастают.

➢ DPF удаляет большую часть сухой сажи, а также некоторую часть SOF и сульфатов, поэтому его загрязнение увеличивает удельный расход топлива (SFC). Это увеличение составляет порядка 3 % на каждые 10 кПа перепада давления на фильтре.

➢ Разработан DPF с нагревательным устройством и фильтром. Внутри DPF находятся камера сгорания нагревателя и отсек фильтра. Поскольку в этой схеме используется только один газовый тракт, она оказалась наиболее простой и компактной, к тому же она обеспечивает возможность регенерации при работающем двигателе.

Литература

1. *Maeda K. et al.* Improvement in Measurement of Particulate Emission on Voyage, CIMAC Congress 2001 Hamburg, p.562–569 (2001).

2. *Maeda K. et al.* Measurement of PM Emission from Marine Diesel Engines During Voyage, Proc. of International Cooperation on Marine Engineering Systems (ICMES 2003), at the Helsinki University of Technology (HUT) Ship Laboratory and on board MS SILJA SERENADE, Paper № .B18, 19–21 May 2003.

3. *Maeda K. et al.* Measurement of PM Emission form Marine Diesel Engines, CIMAC Congress 2004 Kyoto, Paper № 107 (2004).

4 *Maeda K. et al.* PM Emission from Ship — How to measure and reduce PM during voyage, CIMAC Congress 2010 Bergen, Paper № 87 (2010).

НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

НОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ КОЛОМЕНСКОГО ЗАВОДА

Конструкторами ОАО «Коломенский завод» (КЗ, входит в ЗАО «Трансмашхолдинг») создана новая модель тепловозного двигателя нового поколения — 12ЛДГ500 (ЧН26,5/31). Проект по созданию нового двигателя реализуется в рамках Федеральной целевой программы «Национальная технологическая база».

Мощность 12-цилиндровой модификации 12ЛДГ500 составляет 6000 л. с. (4412 кВт) при 1000 об/мин. По сравнению с двигателями серии Д49 разработчикам удалось добиться двукратного увеличения агрегатной мощности.

На базе головного образца создается типоразмерный ряд двигателей двойного назначения в диапазоне мощности от 3500 до 7500 кВт. Четырехтактные двигатели в этом диапазоне мощностей ранее в нашей стране не производились. В условиях реализации программы импортозамещения этот проект приобретает особую актуальность.

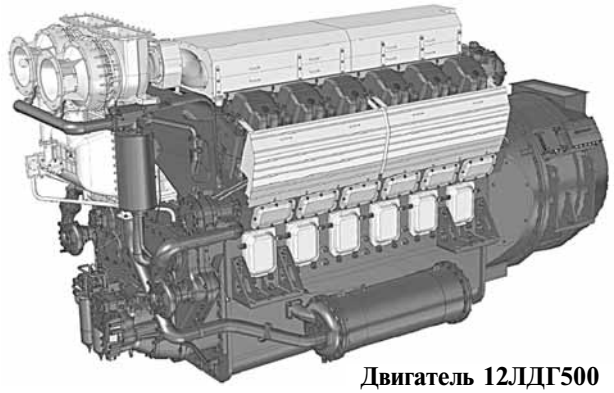
Прогрессивные конструктивные решения, использованные в двигателе 12ЛДГ500, обеспечивают высокую надежность и экономичность по расходу топлива и масла, не уступая по этим показателям лучшим зарубежным образцам дизельных двигателей MTU (Германия), «Wartsila» (Финляндия) и GE (США).

Основные технико-экономические показатели двигателя нового поколения приведены в таблице.

При проектировании двигателя разработчиками было получено 7 патентов на новые конструкторские решения, и четыре заявки находятся в стадии рассмотрения.

Применение оригинальной компоновки и оптимальная средняя скорость поршня обеспечивают приработе двигателя исключительно низкий уровень шума.

Двигатель 12ЛДГ500 соответствует требованиям международных стандартов по выбросам вредных веществ с отработавшими газами в классе железнодорожных дизелей.



Двигатель 12ЛДГ500

В новый мощностной ряд войдут двигатели в 12-, 16- или 20-цилиндровом исполнении при мощности от 6000 л. с.

При проектировании и постройке двигателя был решен ряд научно-технических задач, в том числе: разработан и реализован метод расчета температурных полей в масляном клине подшипников скольжения; метод моделирования поведения масла в камере охлаждения поршня с оптимизацией количества масла в камере, а также метод моделирования прочности деталей ЦПГ при одновременном воздействии температурных, монтажных и рабочих напряжений.

Предполагается, что двигатель 12ЛДГ500 будет применен в конструкции специального восьмиосного локомотива для вождения тяжелых составов в Сибири и на Дальнем Востоке.

Двигатель 12ЛДГ500 будет производиться на Коломенском заводе (Московская область). Предприятие обладает мощной производственной базой, квалифицированными конструкторскими и технологическими кадрами для выпуска тепловозных двигателей. Завод располагает современной опытно-экспериментальной базой, оснащенной специальным испытательным оборудованием и измерительной техникой.

В настоящее время ЗАО «Трансмашхолдинг» развивает инвестирование в дизелестроительное производство. Приобретается современное высокотехнологичное оборудование для изготовления ключевых компонентов новых двигателей, а также уникальное испытательное оборудование.

Департамент по внешним связям ЗАО «Трансмашхолдинг»

Показатель	Перспективные западные конструкции*	Предлагаемая конструкция ЧН26,5/31
Агрегатная мощность, кВт (л.с.):		
— тепловозный	4412 (6000)	≤4412 (6000)
— судовой (ВМФ)	7200 (9792)	≤7352 (10 000)
— резервный генератор	6200 (8432)	6200 (8432)
Частота вращения, об/мин	900–1000	900–1000
Степень форсирования по p_e, МПа	2,08–2,65	2,58
Удельный расход топлива по ISO 3046-1, г/кВт·ч	185–191	184–185
	195–198,1(1)	—
	200–203(2)	199–202(2)
Удельный расход масла на угар, г/кВт·ч	0,45–0,6	0,35–0,4
Удельная масса, кг/кВт	5,2–5,95	5,0–5,5
Ресурс до капитального ремонта, тыс. ч	24–50	60

*Осредненные показатели современных двигателей фирм GE, MAN, «Wartsila», «Deutz», MTU.

УДК 621.43

Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю., Румянцев В.В., Хильченко С.В., Ивановский Д.К. Анализ перспективных методов снижения мощности механических потерь в форсированном дизельном двигателе // Двигателестроение. — 2015. — № 3. — С. 3–7.

Ключевые слова: дизельный двигатель, мощность механических потерь, энергосберегающее моторное масло, антифрикционное покрытие, обкаточный состав.

Выполнен анализ возможностей повышения механического КПД двигателя за счет оптимизации работы узлов трения цилиндропоршневой группы. Разработаны антифрикционные покрытия рабочих поверхностей поршня и цилиндровой втулки, энергосберегающее смазочное масло и обкаточный состав.
Ил. 4. Библ. 6.

УДК. 621.43.018

Тер-Мкртичьян Г.Г. Трансформация рабочего цикла ДВС при разделении и добавлении тактов // Двигателестроение. — 2015. — № 3. — С. 8–17.

Ключевые слова: поршневой двигатель, трансформированный рабочий цикл, разделенные такты, добавленные такты, 5-тактный двигатель, 6-тактный двигатель, 8-тактный двигатель.

Выполнен анализ возможностей трансформации рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания. Дана классификация направлений и методов трансформирования циклов. Рассмотрены циклы с разделенными в пространстве тактами и циклы 5-, 6- и 8-тактных двигателей.
Табл. 1. Ил. 16. Библ. 14.

УДК 621.43

Путинцев С.В., Агеев А.Г. Результаты моделирования деформации юбки поршня быстроходного дизеля от действия гидродинамического давления масла // Двигателестроение. — 2015. — № 3. — С. 18–21.

Ключевые слова: поршень, юбка поршня, гидродинамическое давление масла, деформация юбки поршня.

Разработана расчетная модель для исследования напряженно-деформированного состояния поршня быстроходного дизеля. Представлены результаты моделирования деформации юбки поршня под действием гидродинамического давления масляного слоя на стенах цилиндра. Показана возможность деформации юбки поршня, вызывающей нарушение сопряжения поршня с цилиндром. Ил. 4. Библ. 17.

УДК 62-123

Шестаков Д.С., Кочев Н.С. Методы определения и устранения неравномерности цикловой подачи топлива при настройке ТНВД многоцилиндровых дизелей // Двигателестроение. — 2015. — № 3. — С. 22–25.

Ключевые слова: дизели, топливные насосы, цикловая подача топлива, методы устранения неравномерности подачи.

Представлены результаты испытаний топливных насосов высокого давления российского и зарубежного производства на безмоторном стенде. Выполнены расчеты цикловой подачи топлива на режимах тепловозной характеристики. Установлены причины неравномерности цикловой подачи топлива и предложены методы ее устранения.
Табл. 1. Ил. 2. Библ. 9.

УДК 621.431

Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Куликов А.С., Хафизов Р.Х., Борисенков Е.Р., Гатауллин Н.А. Опыт создания стенда для исследований экологических показателей двигателей // Двигателестроение. — 2015. — № 3. — С. 26–30.

Ключевые слова: двигатели КамАЗ, выбросы вредных веществ, испытательный стенд, Правила ЕЭК ООН № 49-05, испытательные циклы, воспроизводимость результатов испытаний, соответствие требованиям Евро-5.

Представлен опыт ПАО КамАЗ в реализации проекта испытательного стенда для исследований экологических показателей двигателей. Предложены технические решения для повышения точности измерения выбросов вредных веществ и воспроизводимости результатов испытаний двигателей КамАЗ по методикам Правил ЕЭК ООН № 49-05.
Табл. 2 . Ил. 4. Библ. 7.

УДК 621.456.001

Патрахальцев Н.Н., Пилар Габриэла Борреро Гарсия Анализ возможности повышения эксплуатационной топливной экономичности судового дизеля // Двигателестроение. — 2015. — № 3. — С. 31–33.

Ключевые слова: дизели, корабельная энергетическая установка, режимы малых нагрузок, отключение цилиндров, специальные регулировки.

Проведен анализ возможностей повышения экономичности энергетической установки корабля на режимах малых нагрузок. Показано, что более высокий эффект достигается при сочетании отключения цилиндров со специальными регулировками дизеля.
Ил. 3. Библ. 4.

УДК 621.43

Технологии снижения выбросов NO_x и частиц судовых дизелей (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2015. — № 3. — С. 34–52.

Ключевые слова: дизели, вредные выбросы, система очистки газов SCR, двухтопливный двигатель, фильтрация частиц, регенерация фильтра.

Рассмотрены методы снижения выбросов NO_x до уровня требований стандарта IMO Tier 3. Специалистами фирмы «Niigata» создана компактная система SCR, обеспечивающая снижение выбросов NO_x более чем на 80 %. В качестве альтернативного решения разработан двухтопливный двигатель, способный в «газовом» режиме обеспечить соответствие требованиям IMO Tier 3. Специалистами японского университета (National Fisheries University) разработан фильтр твердых частиц (DPF) новой конструкции с нагревателем-регенератором для защиты катализаторов системы SCR от дезактивации.
Табл. 6. Ил. 42. Библ. 6.

UDC 621.43

Galyshev Yu.V., Shabanov A.Yu., Rumyantsev V.V., Khilchenko S.V., and Ivanovsky D.K. How to Reduce Mechanical Losses in High-Powered Diesel Engine // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 3. — P. 3—7.

Keywords: diesel engine, mechanical losses, energy-saving motor oil, antifriction coating, running-in mixture.

Methods are considered of how to improve engine mechanical efficiency through optimization of friction pairs' operating conditions. These authors offered new antifriction coatings for piston and cylinder liner surfaces. Furthermore, they offered energy-saving motor oil and composition for engine running-in mixture.
4 ill., 6 ref.

UDC. 621.43.018

Ter-Mkrtychyan G.G. Transformation of Reciprocation Engine Working Cycle by Strokes Separation/Addition // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 3. — P. 8—17.

Keywords: reciprocation engine, transformed working cycle, separated strokes, added strokes, 5-stroke engine, 6-stroke engine, 8-stroke engine.

Working cycle of a reciprocation engine was analyzed for its transformation potential. Ways and methods of working cycle transformation have been classified. Considered are working cycles with geometrically separated strokes, as well as those of 5-, 6-, and 8-stroke engines.
1 table, 16 ill., 14 ref.

UDC 621.43

Putintsev S.V. and Agheev A.G. Deformation of Piston Skirt in High-Speed Engine Caused by Hydrodynamic Oil Pressure // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 3. — P. 18—21.

Keywords: piston, piston skirt, hydrodynamic oil pressure, piston skirt deformation.

The authors offer computational model for strain/stress analysis of high-speed engine piston. Piston skirt deformation due to hydrodynamic impact of cylinder wall oil layer has been simulated. Such deformation was demonstrated as capable to affect contact between piston and cylinder liner.
4 ill., 17 ref.

UDC 62-123

Shestakov D.S. and Kochev N.S. Prevention of Fuel Injection Rate Non-Uniformity During Mutli-Cylinder Injection Pump Tuning // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 3. — P. 22—25.

Keywords: diesel engines, fuel injection pumps, injection rate, methods of prevention of fuel injection rate non-uniformity.

Presented are the results of tests of domestic-make and imported fuel injection pumps carried out on a dedicated test stand. Also, fuel injection rate for locomotive diesel engine was evaluated. Causes of fuel injection rate non-uniformity have been identified, and ways to eliminate thereof have been offered.
1 table, 2 ill., 9 ref.

UDC 621.431

Goomerov I.F., Valeyev D.H., Kulikov A.S., Khafizov R.H., Borisenkov E.R. and Gataullin N.A. Development of a Dedicated Stand for Engine Testing for Environmental Performance // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 3. — P. 26—30.

Keywords: KamAZ engines, pollutant emissions, test stand, UN/ECE Reg 49-05, test cycles, test result repeatability, compliance with Euro-5 standard.

The article describes the experience of JSV KamAZ with its newly-developed test stand where diesel engines may be tested for environmental performance characteristics. New technical solutions are presented targeted at better precision of pollutant emission measurement and test result repeatability when engines are tested for compliance with UN/ECE Reg 49-05.
2 tables, 4 ill., 7 ref.

UDC 621.456.001

Patrakhaltsev N.N. and Pilar Gabriela Borrero Garcia Potential of Improving Marine Engine Fuel Efficiency // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 3. — P. 31—33.

Keywords: diesel engines, marine power plant, low-load operation, switching off cylinders, special tuning.

The potential of improving marine engine fuel efficiency during low-load operation has been studied. Partial switching off individual cylinders is demonstrated as the most efficient measure when combined with engine special tuning. 3 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Technologies of Reducing NO_x and Particle Emission from Marine Diesel Engines (based on CIMAC 2013 papers) // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 3. — P. 34—52.

Keywords: diesel engines, pollutants, SCR exhaust gas cleaning system, dual-fuel engine, particle filtering, filter regeneration.

Technologies are considered that enable lowering of NO_x emission to IMO Tier 3 specifications. Specialists of «Niigata Company» offered compact SCR system that secures lowering of NO_x emission by more than 80 %. As an alternative, dual-fuel engine has been developed that comply with IMO Tier 3 specifications in «gas» operation mode. Specialists of National Fisheries University (Japan) developed new diesel particulate filter (DPF) with heater-regenerator to protect SCR catalyst from deactivation.
6 tables, 42 ill., 6 ref.

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