

Санкт-Петербург

Индекс 70259

ISSN 0202-1633

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

2 (284) апрель–июнь 2021

DVIGATELESTROYENIYE

ПУМО





Механообрабатывающий цех



Сварочно-заготовительный цех



Сборочно-складской цех

(см. стр. 3)

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ

Шипов В.Б.

АО «РУМО» возрождает производство поршневых
ДВС и газомоторкомпрессоров

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Абызов О.В., Галышев Ю.В.,
Метелев А.А., Алексеев Д.Г.*

Разработка и верификация модели пузырькового
кипения в рубашке охлаждения головки цилиндра
двигателя внутреннего сгорания

Обозов А.А., Матюхина А.А.
Оптимизация формы камеры сгорания
дизельного двигателя с учетом процесса
развития топливного факела

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н.
Влияние малых добавок водорода на показатели
роторно-поршневого двигателя, работающего
на обедненных топливовоздушных смесях

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А.
Разработка и исследование
системы управления дизельным двигателем

Абрамов П.В.
Фазовый регулятор состава смеси
для одноцилиндрового двигателя

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Лобанов И.И., Калугин С.П.
Процесс пуска дизеля
как источник диагностической информации

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Смазочные масла для поршневых ДВС
(по материалам конгресса CIMAC)

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей

ENGINE BUILDING IN RUSSIA

Shipov V.B.

3 JSC RUMO to revive production of reciprocating
engines and gas-engine-compressor units

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

*Abyzov O.V., Galyshev Yu.V.,
Metlev A.A. and Alexeev D.G.*

5 Development and verification of the model
of bubble boiling in diesel engine jacket passage

Obozov A.A. and Matyukhina A.A.
11 Optimization of combustion chamber geometry
taking account of fuel jet evolvement

Fedyanov Ye.A., Levin Yu.V. and Shumsky S.N.
15 Addition of small amount of hydrogen as a means
to improve performance of pistonless
rotary engine firing lean air-fuel mixture

AUTOMATION AND DIAGNOSTICS

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V. and Ryzhov V.A.
20 Development and examination
of diesel engine control system

Abramov P.V.
26 Phase regulator of combustible mixture composition
for a single-cylinder engine

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Lobanov I.I. and Kalugin S.P.
31 Start procedure as a means of engine diagnostics

ENGINE BUILDING NEWS

36 Lube oils for reciprocating engines
(based on CIMAC Congress papers)

INFORMATION

54 Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	гл. конструктор	ООО ИЦД ТМХ, г. Коломна
В.А. Шелеметьев	зам. техн. директора	АО «Коломенский завод», г. Коломна
С.В. Хильченко	техн. директор	ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербург
А.К. Лимонов	зам. гл. конструктора	ООО «Энергомаш», г. Щекино, Тульская обл.
Е.И. Бирюков	гл. конструктор	АО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул
А.В. Попов	зам. ген. директора	АО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково
А.С. Куликов	гл. констр. по двиг.	ПАО «КАМАЗ», г. Набережные Челны
В.И. Федышин	директор	ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург
А.П. Маслов	вед. инж.-конструктор	ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск
А.С. Калюнов	начальник ИКЦ	ООО НЗТА, г. Ногинск

НИИ

В.А. Сорокин	зав. отделом	ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.И. Ерофеев	нач. отдела	И ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург
В.В. Альт	рук. науч. направления	ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск
Ю.А. Микутенок	президент	НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург

ВУЗЫ

В.А. Марков	зав. кафедрой Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
Н.Д. Чайнов	проф. кафедры Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
В.А. Рыжов	проф. кафедры ТМС и САПР	КИ фил. МПУ, г. Коломна
Ю.В. Галышев	проф. ВШ энерг. маш.	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
М.И. Куколев	проф. ВШ гидротех. стр-ва	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
О.К. Безюков	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.А. Иванченко	зав. кафедрой ДВС и АСЭУ	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Л.В. Тузов	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
С.П. Столяров	зав. кафедрой СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
В.К. Румб	проф. кафедры СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
А.В. Смирнов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
В.О. Сайданов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
А.А. Обозов	проф. кафедры ТД	БГТУ, г. Брянск
А.В. Разуваев	проф. кафедры ЯЭ	БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ, г. Балаково

Издатель журнала — ООО «НПФ «Экология», Санкт-Петербург

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2021 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 02.06.2021
Подписано в печать 23.06.2021
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 56. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «НПФ «Экология», 190020, Санкт-Петербург, а/я 9

Тел.: +7 (921) 956-31-94
+7 (812) 719-73-30

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2021. № 2 (284)

АО «РУМО» ВОЗРОЖДАЕТ ПРОИЗВОДСТВО ПОРШНЕВЫХ ДВС И ГАЗОМОТОКОМПРЕССОРОВ

*В.Б. Шипов, зам. ген. директора по маркетингу и продажам
Акционерное общество «РУМО»*

В 2019 г. в процессе реорганизации завода «РУМО» (ранее «Двигатель революции») было создано новое предприятие АО «РУМО» в целях выполнения функций центра комплексных инженеринговых решений для нефтегазовой, энергетической и судовой отраслей. АО «РУМО» приобрело права на всю интеллектуальную собственность предшественника, включая конструкторско-техническую документацию, патенты, товарные знаки «РУМО» и «Двигатель революции». Новое предприятие уже возобновило производство полнокомплектных газомотокомпрессоров агрегатной мощностью 16 и 25 МВт и готовит к выпуску двигателя универсального применения типоразмерного ряда ЧН22/28 в дизельном и газопоршневом вариантах мощностью 800 и 1000 кВт при частоте 750 и 1000 об/мин.

Завод «РУМО» (ранее «Двигатель революции») уже более 100 лет специализируется на разработке, производстве, поставке и сервисе дизельных, газодизельных и газопоршневых двигателей внутреннего сгорания и агрегатов на их базе. Также, 70 лет назад, завод освоил выпуск газомотокомпрессоров и является единственным в России производителем этого вида оборудования.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) «РУМО» широко применяются в качестве стационарных объектов малой энергетики, на речном и морском флотах в качестве главных судовых дизелей и судовых электроагрегатов.

Газомотокомпрессоры (ГМК) представляют собой газопоршневой ДВС и поршневой компрессор в одном корпусе, при этом компрессорные и силовые поршни приводятся от одного коленчатого вала. ГМК производства «РУМО» нашли широкое применение для закачки газа в подземные хранилища газа, на дожимных компрессорных станциях в нефте- и газоперерабатывающих заводах.

Исторически, за годы работы «РУМО», было выпущено более 20 000 двигателей внутреннего сгорания и более 1000 газомотокомпрессоров. В настоящее время в России и за рубежом эксплуатируется несколько тысяч двигателей размерности ЧН36/45 моделей Г60 и Г70, уста-

новленных на судах, и в составе стационарных дизель-генераторов модели ДГ72.

В 2019 г., в процессе реорганизации завода, было создано предприятие АО «РУМО», которое работает как центр комплексных инженеринговых



Рис. 1. Механообрабатывающий цех



Рис. 2. Сварочно-заготовительный цех



Рис. 3. Сборочно-складской цех

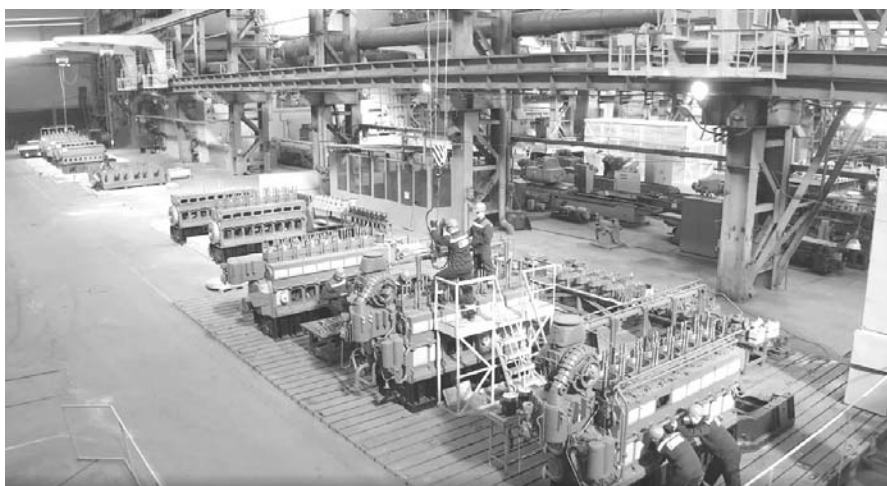


Рис. 4. Изготовление ДВС

решений для нефтегазовой, энергетической и судостроительной отраслей.

АО «РУМО» расположено в Нижнем Новгороде на территории площадью 9 Га, имеет собственные производственные площади 61 000 м², включая цех механической обработки, сварочно-заготовительный, сборочно-складской цех, участок проведения испытаний газомотокомпрессоров, поршневых компрессоров и двигателей внутреннего сгорания на различных видах топлива.

В целях совершенствования технологии производства на АО «РУМО» создано новое производственное направление — изготовление блочно-модульных конструкций, в том числе для газоперекачивающих агрегатов. Новый цех оснащен современным импортным оборудованием, в котором уже изготовлено 7 комплектов турбоблоков единичной мощностью 25 МВт для участка системы магистральных газопроводов Ухта–Торжок 2-й очереди (Ямал), являющейся частью газотранспортной системы ПАО «ГАЗПРОМ». Также, АО «РУМО» приступило к изготовлению полнокомплектных газоперекачивающих агрегатов единичной мощностью 16 и 25 МВт для участка системы магистральных газопроводов Ухта–Торжок 3-й очереди и Бованенковского НГКМ.

Цех механической обработки оснащен оборудованием в количестве более 200 единиц и специализированными участками сборки, где изготавливают детали и узлы поршневых компрессоров и двигателей внутреннего сгорания.

Создан новый сборочный цех, который позволяет одновременно производить сборку, упаковку и отгрузку до 14 комплектов блоков и систем, например, электроустановок в блочно-контейнерном исполнении.

В ходе реорганизации АО «РУМО» приобрело всю интеллектуальную собственность, в том

числе конструкторско-техническую документацию, патенты, товарные знаки «РУМО» и «Двигатель революции». Сформирована собственная конструкторско-технологическая служба численностью более 70 специалистов.

При проектировании используются современные методы трехмерного твердотельного параметрического конструирования на основании лицензионных российских программных продуктов.

В 2019 г. Акционерное общество «РУМО» прошло сертификацию СМК на соответствие ГОСТ Р ИСО 9001 и СТО ГАЗПРОМ по системе добровольной сертификации Интергазсерт. Сварочное оборудование и технология сварки аттестованы на соответствие требований НАКС.

В настоящее время АО «РУМО» готовит к выпуску современные двигатели внутреннего сгорания размерности ЧН22/28, в различных исполнениях, работающих на различных видах топлива. Головные образцы двигателей данного типоразмерного ряда имеют восьмицилиндровое газопоршневое исполнение и предназначены для работы на природном газе в составе мотор-генераторных установок торговой марки — РУМО-502. В настоящее время они проходят цикл заводских испытаний.

Двигатели и электроагрегаты этого типа имеют мощность 800 и 1000 кВт при 750 и 1000 об/мин и двухуровневую систему электронного управления и регулирования, основанную на современной микропроцессорной базе.

С 2023 г. завод планирует освоение двигателей этого ряда в форсированном варианте цилиндровой мощностью до 200 кВт при частоте вращения 1000 об/мин в 6, 8 и 9 цилиндровом рядном исполнении. Двигатели планируется использовать для привода синхронных генераторов переменного тока напряжением до 10,5 кВ и в качестве судовых двигателей для привода гребных винтов речных судов и судов река–море.

АО «РУМО» располагает собственной высококвалифицированной сервисной службой, состоящей из специалистов с опытом работы более 25 лет по сервису ГМК и ДВС, которая готова проводить полное комплексное сопровождение «под ключ» на протяжении всего жизненного цикла с предоставлением гарантии завода изготовителя.

РАЗРАБОТКА И ВЕРИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ ПУЗЫРЬКОВОГО КИПЕНИЯ В РУБАШКЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

О.В. Абызов, к.т.н., доц., Ю.В. Галышев, д.т.н., проф.,
А.А. Метелев, ассистент, Д.Г. Алексеев, инж.
ФГАОУ ВО СПбПУ, Санкт-Петербург

Поверхностное пузырьковое кипение в каналах жидкостного охлаждения головки цилиндра ДВС сопровождается усилением теплоотвода от стенки в охлаждающую жидкость. Для учета теплового эффекта пузырькового кипения существует ряд моделей, одна из наиболее известных — эмпирическая модель кипения Дж. Чена. Расчеты теплообмена с помощью модели Чена в ряде случаев демонстрируют занижение расчетного коэффициента теплоотдачи. Предлагаемая авторами новая модель кипения имеет в основе аддитивную структуру Чена, при этом дополнена соотношениями для учета подавления кипения от движения жидкости и недогрева. Сформулирован и математически описан механизм усиления конвективного теплообмена при кипении, основанный на аналогии «пузырьковой» и физической шероховатости стенки. Модель реализована в виде программного CFD-кода и верифицирована по данным эксперимента на оригинальном тепловом безмоторном стенде. Предложенная модель показывает лучшую корреляцию с экспериментальными данными по сравнению с базовой зависимостью Чена. Модель отличается простотой для программирования и не требовательна к вычислительным ресурсам, что позволяет применять ее в инженерных компьютерных расчетах сопряженного теплообмена в головках и блоках цилиндров ДВС.

Введение

Жидкостное охлаждение головок и блоков цилиндров высокофорсированных ДВС может сопровождаться явлением поверхностного пузырькового кипения охлаждающей жидкости (ОЖ) в областях рубашки охлаждения, подверженных наибольшим тепловым нагрузкам. Тепловой эффект пузырькового кипения проявляется в виде многократного увеличения локального коэффициента теплоотдачи к ОЖ по сравнению с однофазной конвекцией. В современных конструкциях ГЦ и БЦ часто предусматривается возможность контролируемого пузырькового кипения в полостях охлаждения, позволяющая добиться более равномерного температурного

состояния детали и сократить насосные потери в контуре охлаждения [1–3].

Определение теплового эффекта кипения — сложная задача по причине его зависимости от различных механизмов образования и движения пузырьков пара, в связи с чем на настоящий момент не существует универсальной модели кипения. Для инженерных расчетов применяются эмпирические и полуэмпирические зависимости для теплового эффекта пузырькового кипения [4, 5]. Также предпринимаются попытки компьютерного моделирования механизмов парообразования и двухфазной гидродинамики [6, 7]. Однако, опыт применения данных моделей при расчетах охлаждения ДВС [8], в том числе и с участием авторов данной статьи [9], показал их недостаточную пригодность по причине требовательности к вычислительным ресурсам, а также в связи с тем, что ключевые соотношения таких моделей были изначально сформулированы для течений при высоких давлениях и паросодержаниях.

Существует ряд подходов к описанию механизмов теплообмена ОЖ со стенкой при кипении. Одной из наиболее известных моделей кипения является модель Дж. Чена [4], представляющая суммарный тепловой поток от стенки к ОЖ как сумму компонентов:

$$q_w = q_{\text{конв}} + q_{\text{кип}} = F \cdot \alpha_{\text{конв}} (T_w - T_f) + S \cdot \alpha_{\text{кип}} (T_w - T_{\text{sat}}) \quad (1)$$

где $q_{\text{конв}}$ и $\alpha_{\text{конв}}$ — конвективные составляющие плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи; $q_{\text{кип}}$ и $\alpha_{\text{кип}}$ — составляющие теплового потока и коэффициента теплоотдачи кипения; T_w — температура стенки; T_f — температура в основном объеме жидкости; T_{sat} — температура насыщения жидкости; F — параметр усиления конвективного теплообмена при кипении; S — параметр подавления кипения в потоке недогретой жидкости.

В работах [4, 5] предложены соотношения для определения параметров $\alpha_{\text{конв}}$, $\alpha_{\text{кип}}$, F и S , при этом параметр F большинством авторов принимается равным единице, что ограничивает область применения стандартной модели Чена расчетами при

малых паросодержаниях. С данными допущениями модель Чена позволяет с приемлемой точностью определять тепловые потоки и температуры стенки для разных режимов кипения в каналах охлаждения ГЦ и БЦ [10–14]. Вместе с тем, в работах [11, 13, 14] отмечается занижение коэффициента теплоотдачи при расчете двухфазного теплообмена с помощью данной модели, что указывает на неучет ряда факторов усиления теплообмена в стандартной модели Чена, изначально сформулированной для кипения в неподвижном объеме жидкости. Для повышения точности расчетов теплообмена в ГЦ с полостями охлаждения произвольной формы при разных паросодержаниях необходима модификация стандартной модели Чена с учетом механики парообразования и двухфазной гидродинамики в пристеночном слое жидкости.

Усиление конвективного теплообмена при пузырьковом кипении происходит благодаря увеличению турбулентности потока от пузырьков пара. Этот эффект имеет в своей основе два механизма. Первый из них — создание «искусственной шероховатости» на стенке пузырьками пара при их росте и до момента отрыва. Данный механизм был описан в работе Н. Басу [10]. По данным Н. Басу усиление конвективного теплообмена при пузырьковом кипении может составлять до 30 %. Тем не менее, на настоящий момент не предложено каких-либо зависимостей для учета эффекта создания шероховатости пузырьками пара. Второй механизм усиления конвективного теплообмена — внесение в поток турбулентных возмущений при отрыве и подъёмном движении пузырьков пара.

Описание математической модели

Задача моделирования течения ОЖ в каналах охлаждения ГЦ высокофорсированного двигателя является двухфазной по своей природе, а значит должна решаться в двухфазной постановке. Применительно к методам компьютерной гидродинамики наилучшим образом отвечают предъявляемым требованиям гомогенные модели течения, движение и передача энергии в которых описывается стандартными определяющими уравнениями однофазного течения с введением дополнительной переменной — объемной доли паровой фазы x .

В качестве модели турбулентности для тестовых расчетов выбрана k - ϵ модель со стандартными пристеночными функциями. Уравнения сохранения для кинетической энергии турбулентности k и скорости турбулентной диссипации ϵ записываются следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho_m k) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + G_{k,m} - \rho_m \epsilon + \Pi_{k,m}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho_m \epsilon) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \epsilon) = \quad (3)$$

$$= \nabla \cdot \left(\left(\mu_m + \frac{\mu_{t,m}}{\sigma_\epsilon} \right) \nabla \epsilon \right) + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} G_{k,m} - C_{2\epsilon} \rho_m \epsilon) + \Pi_{\epsilon,m};$$

$$\rho_m = x \rho_l + x_v \rho_v; \quad (4)$$

$$\mu_m = x \mu_l + x_v \mu_v, \quad (5)$$

где индексы m , l и v обозначают, соответственно, смесь (mixture), жидкость (liquid) и пар данной жидкости (vapor); $G_{k,m}$ — генерация турбулентной кинетической энергии, $\Pi_{k,m}$ и $\Pi_{\epsilon,m}$ — источники турбулентного взаимодействия между фазами; $\mu_{t,m} = \rho_m C_\mu k^2 / \epsilon$ — турбулентная вязкость. Модельные константы $C_{1\epsilon} = 1,44$; $C_{2\epsilon} = 1,92$; $C_\mu = 0,09$.

Для определения профиля скоростей и температур в пристеночном слое в k - ϵ модели применяются полуэмпирические зависимости — стандартные пристеночные функции. В них используется логарифмическая зависимость для профиля скорости в пограничном слое:

$$v^* = \frac{1}{\kappa} \ln(E y^*), \quad (6)$$

где $v^* \equiv \frac{v_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho_l}$ — безразмерная скорость;

$y^* \equiv \frac{\rho_l C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu_l}$ — безразмерное расстояние

от стенки; v_p — средняя скорость в узле p пристеночной ячейки сетки; k_p — турбулентная кинетическая энергия в точке p ; y_p — расстояние до точки p ; $\kappa = 0,4187$ — константа Кармана; $E = 9,793$ — эмпирическая константа.

При $y^* < 11,225$ применяется линейная зависимость $v^* = y^*$.

Аналогичное выражение используется для температуры. Точкой перехода от линейного к логарифмическому закону служит координата верхней границы теплового пограничного слоя:

$$T^* = \frac{(T_w - T_p) \rho_l c_{p,l} C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{q_{\text{конв}}} = \begin{cases} \text{Pr}_l \cdot y^* & y^* < y_T^* \\ \text{Pr}_l \left[\frac{1}{\kappa} \ln(E y^*) + P \right] & y^* > y_T^*, \end{cases} \quad (7)$$

где параметр P определяется по формуле:

$$P = 9,24 \left[\left(\frac{\text{Pr}_l}{\text{Pr}_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[1 + 0,28 e^{-0,007(\text{Pr}_t / \text{Pr}_t)} \right], \quad (8)$$

где T_p — температура в узле пристеночной ячейки сетки; $q_{\text{конв}}$ — конвективный тепловой поток; Pr_l — молекулярное число Прандтля для жидкости; Pr_t — турбулентное число Прандтля на стенке, равное 0,85 для большинства жидкостей.

Модель кипения

Выражение для суммарного теплового потока от стенки в ОЖ записывается следующим образом:

$$q_w = (1 - A_b) \cdot q_{\text{конв усил}} + q_{\text{кип}}, \quad (9)$$

где $q_{\text{конв усил}}$ — плотность конвективного теплового потока, определяемая в пристеночном узле сетки с учетом усиления от механизмов парообразования; $q_{\text{кип}}$ — плотность теплового потока кипения; A_b — относительная площадь поверхности стенки, занятая пузырьками, рассчитываемая по формуле:

$$A_b = K \cdot N_a \frac{\pi D_d^2}{4}, \quad (10)$$

где $K = 4$; D_d — отрывной диаметр пузырька, определяемый из динамической модели роста и отрыва пузырька [11]; N_a — плотность активных центров парообразования [15]:

$$N_a = \begin{cases} 0,34[1 - \cos(\phi_s)](T_w - T_{\text{sat}})^2 & \Delta T_{w,ONB} < T_w < 15 \\ N_a = 3,4 \times 10^{-5}[1 - \cos(\phi_s)](T_w - T_{\text{sat}})^{5,3} & T_w \geq 15, \end{cases} \quad (11)$$

где ϕ_s — краевой угол смачивания для пары материал стенки–жидкость.

$$q_{\text{кип}} = S \cdot h_{\text{кип}}(T_w - T_{\text{sat}}), \quad (12)$$

где коэффициент теплоотдачи при кипении определяется из соотношения Форстера–Зубера:

$$h_{\text{кип}} = 0,00122 \left(\frac{\lambda_l^{0,79} c_{p,l}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} r^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right) \Delta T_{\text{sat}}^{0,24} \Delta p_{\text{sat}}^{0,75}, \quad (13)$$

где $\Delta p_{\text{sat}}(T_w) = p_w - p_s(T_{\text{sat}})$.

Параметр S в формуле (7) определяется:

$$S = S_{\text{flow}} \cdot S_{\text{sub}}, \quad (14)$$

где $S_{\text{flow}} \leq 1$ — параметр, определяющий подавление кипения в потоке жидкости, рассчитываемый согласно динамической модели [11]; $S_{\text{sub}} = (T_w - T_{\text{sat}})/(T_w - T_b)$ — параметр подавления кипения от недогрева.

Усиление конвективного теплообмена при кипении имеет в своей основе два механизма. Для учета упомянутой выше «пузырьковой шероховатости» в настоящей работе предлагается аналогия с физической шероховатостью стенки. Для этого вводится предположение, что пузырьки пара, устилающие стенку, образуют равномерный профиль «песочной» шероховатости, как показано на рис. 1. Такое допущение позволяет использовать в расчетах зависимости, полученные для течений

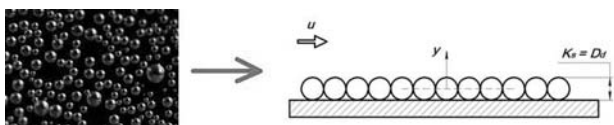


Рис. 1. Аналогия «пузырьковой» и физической шероховатости стенки

в трубах с шероховатыми стенками. Средняя высота микронеровностей K_s в таком случае принимается равной среднему диаметру зерна. Предполагается, что шероховатость образована пузырьками, имеющими максимально возможный при данных условиях диаметр, т. е. отрывной диаметр D_d .

$$K_s = D_d. \quad (15)$$

По результатам экспериментов в каналах с шероховатыми стенками установлено, что профиль скорости в них при записи в полулогарифмических

$$v^* = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^*) - \Delta B; \quad (16)$$

$$\Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln f_r,$$

координатах имеет тот же наклон что и для гладких стенок (см. (6)), но при этом смещен на величину ΔB :

где f_r — функция шероховатости поверхности.

$$P_{\text{шерох}} = 3,15 \text{Pr}^{0,695} \left(\frac{1}{E'} - \frac{1}{E} \right)^{0,359} + \left(\frac{E'}{E} \right)^{0,6} P, \quad (17)$$

Также, при шероховатой поверхности используется модифицированное выражение для параметра P в уравнении (7):

где $E = E/f_r$ — константа пристеночной функции для шероховатой поверхности.

Известно, что в случае равномерного распределения микронеровностей величина смещения ΔB хорошо коррелирует с безразмерным параметром шероховатости $K_s^+ = (\rho K_s v^*)/\mu$. Тогда, основываясь на принятой аналогии ($K_s = D_d$), можно воспользоваться формулами И. Никурадзе для течений в трубах с равномерной «песочной» шероховатостью стенок и записать выражения для функции пузырьковой шероховатости f в

$$f_r = \begin{cases} 0 & K_s^+ \leq 2,25 \\ \left[\frac{K_s^+ - 2,25}{87,75} + C_s K_s^+ \right] \cdot \sin[0,4258(\ln K_s^+ - 0,811)] & 2,25 < K_s^+ \leq 90 \\ 1 + C_s K_s^+ & K_s^+ > 90. \end{cases} \quad (18)$$

предположении трех гидродинамических режимов: гидродинамически гладкого ($K_s^+ \leq 2,25$), переходного ($2,25 < K_s^+ \leq 90$) и шероховатого ($K_s^+ > 90$)

Выбор константы C_s в выражении (18) обусловлен параметрами шероховатости. В случае с пузырьками пара можно воспользоваться данными И. Никурадзе для равномерного профиля шероховатости, образованной плотно расположенными круглыми зернами, и принять $C_s = 0,5$.

Помимо смещения логарифмического профиля шероховатость оказывает также эффект разрушения вязкого подслоя вблизи стенки. При $K_s^+ > 90$ высота микронеровностей превышает тол-

щину вязкого подслоя, и эффект вязкости полностью исчезает. Как видно из рис. 2, эффективная высота профиля неровностей составляет половину диаметра пузырька, что можно предста-

$$y^* = y^* + \frac{K_s^+}{2} = y^* + R_d. \quad (19)$$

вить, как физическое смещение стенки на расстояние $D_d/2 = R_d$. Это смещение учитывается моделью турбулентности $k-\epsilon$ со стандартными пристеночными функциями

Смещение, описанное формулой (19), позволяет игнорировать ограничения минимальной толщины пристеночного элемента и использовать в расчетах относительно грубую сетку.

Второй механизм воздействия кипения на турбулентность потока заключается в увеличении кинетической энергии турбулентности и скорости турбулентной диссипации в многофазном потоке от подъемного движения и перемешивания пузырьков пара. В модели $k-\epsilon$ для учета эффекта пузырьковой турбулентности в уравнениях 2 и 3 вводятся источники члены Π_{kl} и $\Pi_{\epsilon l}$. Предполагается, что вся энергия, теряемая пузырьками

$$\Pi_{kl} = C_{ke} \frac{K_{vl}}{\alpha_l \rho_l} \cdot |\vec{v}_v - \vec{v}_l|^2; \quad (20)$$

$$\Pi_{\epsilon l} = C_{\epsilon l} \frac{1}{\tau_p} \Pi_{kl}, \quad (21)$$

от сил сопротивления в потоке, переходит в турбулентную кинетическую энергию. Для опре-

$$\tau_p = \frac{2C_{VM} D_b}{3C_d |\vec{v}_v - \vec{v}_l|} \text{ — временной масштаб турбулентности;}$$

деления Π_{kl} и $\Pi_{\epsilon l}$ в настоящей работе используются зависимости Трошко и Хассана [16]:

где K_{vl} — коэффициент межфазной передачи импульса;

D_b — диаметр пузырька; $C_{VM} = 0,5$ — коэффициент виртуальной массы; C_d — коэффициент межфазного сопротивления; $C_{\epsilon l} = 0,45$.

Экспериментальное исследование

Экспериментальная установка, воспроизводящая условия двухфазного течения ОЖ и теплообмена в канале охлаждения ГЦ ДВС, создана на базе лаборатории «Двигатели внутреннего сгорания» Высшей школы энергетического машиностроения СПбПУ. Гидравлическая схема теплового стенда показана на рис. 2.

Экспериментальный канал изображен на рис. 3 и представляет собой цилиндр диаметром 115 мм и высотой 20 мм с односторонним подводом тепла снизу. Измерение температур на охлаждаемой поверхности производилось в трех точках,

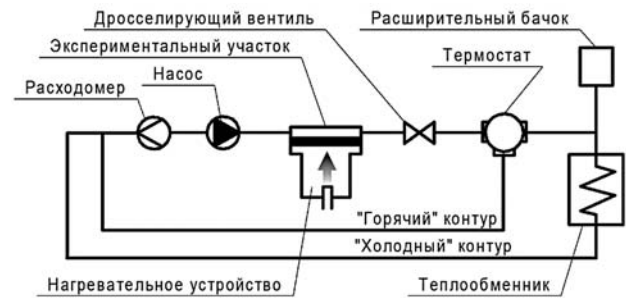


Рис. 2. Гидравлическая схема теплового стенда

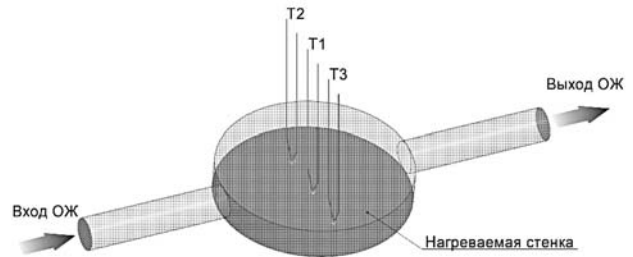


Рис. 3. Экспериментальный канал

расположенных в плоскости поперечного сечения канала. В контексте данной статьи представляет интерес влияние пузырьковой шероховатости на усиление теплообмена, для чего важным является равномерный подвод теплоты по всей поверхности нагреваемой стенки канала.

Подробное описание экспериментальной установки и методики исследования приведено в работе [17]. В исследованиях в качестве ОЖ использовалась дистиллированная вода. Для исключения влияния шероховатости стенки на теплообмен поверхность плиты из алюминиевого сплава АМг2 была отполирована до шероховатости $R_z = 0,2-0,4$. Параметры экспериментов представлены в таблице.

В ходе экспериментов были сняты значения температур в точках на охлаждаемой стенке при различной подводимой тепловой мощности. Также по градиенту температур в нижней плите были определены значения плотности теплового потока. Режим максимального нагрева соответствовал активному пузырьковому кипению в канале, причем в точках Т2 и Т3 отмечалось накопление паровой фазы, таким образом имитировалась «застойная зона» рубашки охлаждения.

Параметры экспериментов

№ эксперимента	Скорость ОЖ на входе, м/с	Температура ОЖ на входе, °С	Давление ОЖ в канале, бар	Диапазон подводимой тепловой мощности, Вт	Шероховатость поверхности стенки R_z , мкм
1	1,18	90	1	0–20 000	0,2–0,4
2	2,35				

Компьютерное моделирование условий эксперимента проводилось в программном комплексе ANSYS Fluent. Задача решалась в двухфазной постановке «mixture» с применением пользовательских функций для модели кипения. Для исследования сеточной независимости решения было построено 3 гексаэдральных расчетных сетки: «грубая» (8961 элемент, пристеночная $y^+ = 48-320$), «средняя» (16 681 элемент, пристеночная $y^+ = 14-152$) и «точная» (34 937 элементов, пристеночная $y^+ = 4-46$). По результатам моделирования получены сеточно-независимые решения для «средней» и «точной» сеток с максимальными отклонениями контролируемых значений плотности теплового потока при фиксированных температурах стенки в пределах 3,5 %.

Результаты и их обсуждение

По результатам численного моделирования получены картины линий тока жидкости и полей температур (рис. 4) в исследуемой области. На рисунках видно, что в канале имеется выраженная струя потока и две застойные области по бокам. В струе температура жидкости на всех режимах

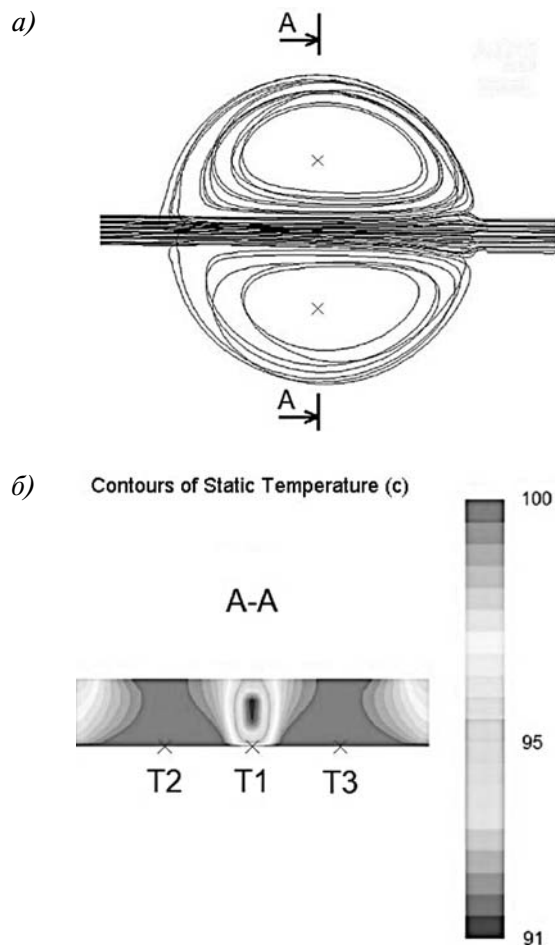


Рис. 4. Примеры результатов численного моделирования: а — линии тока ОЖ в канале; б — распределение температур ОЖ в поперечном сечении канала

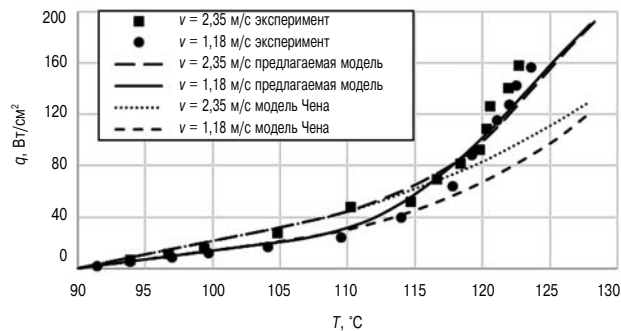


Рис. 5. Зависимости плотности теплового потока от температуры стенки в точке T1

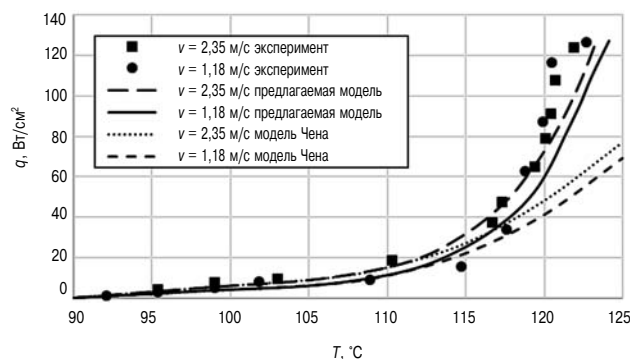


Рис. 6. Зависимости плотности теплового потока от температуры стенки в точке T2

ниже температуры насыщения, тогда как в застойных зонах кипение насыщенное.

Результаты численного моделирования представлены на рис. 5 в виде зависимостей суммарной плотности теплового потока от температуры стенки в точках T1 и T2. Для сравнения приведены данные, полученные при расчете с помощью стандартной модели Чена. На графиках хорошо виден переход от однофазного конвективного теплообмена, описываемого линейной зависимостью плотности теплового потока от температуры стенки, к теплообмену при пузырьковом кипении. При развитом кипении теплообмен практически перестает зависеть от скорости потока ОЖ, что видно на обоих графиках. Анализ кривых теплового потока показывает, что данные расчета с помощью предложенной модели демонстрируют лучшую корреляцию с экспериментальными данными, чем значения, полученные с помощью стандартной модели Чена. Несмотря на существенное расхождение по тепловым потокам, отклонение расчетных и экспериментальных значений температур стенки для предложенной модели не превышает 3°. При расчетах теплового состояния ГЦ именно температура стенки является искомой величиной при известных тепловых нагрузках, следовательно, такая точность расчета является приемлемой.

Выводы

Разработана модель пузырькового кипения в полостях охлаждения головки цилиндра двигателя. Модель основывается на эмпирической зависимости для компонентов теплового потока в охлаждающую жидкость, при этом в ней реализованы механизмы подавления кипения от движения жидкости и от недогрева. Сформулирован и математически описан механизм усиления конвективного теплообмена при кипении, основанный на воздействии пристеночной «пузырьковой» шероховатости на турбулентность потока. Модель является простой для программирования и не требовательной к вычислительным ресурсам компьютера.

Предложенная модель верифицирована по данным эксперимента на безмоторном тепловом стенде при условиях, максимально приближенных к условиям охлаждения головки цилиндра двигателя. Результаты расчета демонстрируют расхождение с экспериментальными данными по температуре стенки в пределах 3° на всех рассматриваемых режимах, что значительно превосходит точность стандартной модели Чена, широко используемой в расчетах системы охлаждения ДВС.

По мнению авторов, предложенная эмпирическая модель кипения имеет потенциал к доработке и уточнению с учетом получения новых знаний в области двухфазного теплообмена. В частности, для расширения возможностей ее применения при расчетах двигателей, интерес представляет исследование суперпозиции «пузырьковой» и физической шероховатости стенки.

Литература

1. Безюков О.К., Жуков В.А., Тимофеев В.Н. Современная концепция регулирования охлаждения судовых дизелей // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2015. Т. 3. № 31. С. 93–103.
2. Безюков О.К., Жуков В.А., Пуляев А.А. Выбор параметров охлаждения судовых дизелей // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2018. Т. 10. № 2. С. 379–389.
3. Алексеев Д.Г., Галышев Ю.В., Зайцев А.Б. Численное моделирование в исследовании гидродинамики и сложного сопряженного теплообмена в системе охлаждения поршневого двигателя // Неделя науки СПбПУ. Материалы научной конференции с международным участием. Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. 2017. С. 210–212.
4. Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Ind. & Eng. Chem. // Process Design and Development*. 1966. № 5 (3). Pp. 322–329.
5. Liu Z., Winterton R.H.S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tube and annuli // *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1991. № 34. Pp. 2759–2766.
6. Ose Y., Kunugi T. Investigation of wall surface temperature evaluation procedure during subcooled nucleate boiling in non-empirical boiling and condensation model // *First Thermal and Fluids Engineering Summer Conference*. 2016. Pp. 1909–1912.
7. Shi J., Zhang R., Zhu Z., Ren T., Yan C. A modified wall boiling model considering sliding bubbles based on the RPI wall boiling model. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 2020. 154 (119776).
8. Tu J.Y., Yeoh G.H. On numerical modelling of low-pressure subcooled boiling flows // *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 2002. № 45 (6). Pp. 1197–1209.
9. Abyzov O.V., Galyshev Y.V., Metelev A.A. Implementation of the mechanistic wall boiling model in IC engine cooling gallery simulation. *MATEC Web of Conferences*. EECCE-2018. 2018. № 245.
10. Basu N. Wall heat flux partitioning during subcooled flow boiling: Part 1. Model Development // *J. of Heat Transfer*. 2005. № 127 (2). Pp. 131–140.
11. Steiner H., Kobor A., Gebhard L.A. A wall heat transfer model for subcooled boiling flow // *Int. J. of Heat and Mass Transfer*. 2005. № 48 (19). Pp. 4161–4173.
12. Myagkov L.L., Sivachev V.M. Modeling of subcooled boiling heat transfer in internal combustion engine water jacket. *International Russian automation conference, RusAutoCon*. 2018.
13. Das S., Punekar H. On development of a semimechanistic wall boiling model. *J. of Heat Transfer*. 2016. № 138 (6). Paper №: HT-14-1032.
14. Qasemian A., Keshavarz A. Robust empirical correlation development for subcooled flow boiling heat transfer in internal combustion engines // *Int. J. of Sc. & Eng. Res*. 2014. № 5 (11). Pp. 1123–1132.
15. Basu N., Warrier G.R., Dhir V.K. Onset of nucleate boiling and active nucleation site density during subcooled flow boiling // *J. Heat Transfer*. 2002. № 124 (4). Pp. 717–728.
16. Troshko A.A., Hassan Y.A. A two-equation turbulence model of turbulent bubbly flows // *Int. J. Multiphase Flow*. 2001. № 27 (11). Pp. 1965–2000.
17. Абызов О.В., Галышев Ю.В., Иванов А.К. Экспериментальное исследование двухфазного теплообмена в модели канала охлаждения головки цилиндра поршневого двигателя // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2020. № 4 (133).

ОПТИМИЗАЦИЯ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ПРОЦЕССА РАЗВИТИЯ ТОПЛИВНОГО ФАКЕЛА

А.А. Обозов, д.т.н., проф. кафедры
А.А. Матюхина, магистрант

ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»

Приводится описание программы, разработанной в среде программирования MS EXCEL, позволяющей анализировать процесс развития топливного факела в камере сгорания дизеля в целях оптимизации формы камеры сгорания. Описываются приемы динамического «анимационного» представления графической информации, получаемой на основании результатов расчетов. Приводятся результаты расчета динамики топливного факела дизельного двигателя Д-240 (ММЗ), в основу которого положена «капельная теория» развития факела в объеме камеры сгорания.

К двигателям внутреннего сгорания (ДВС) предъявляются высокие технико-экономические и экологические требования, в связи с этим компании, занимающиеся созданием новых двигателей, уделяют особое внимание научно-исследовательским работам и, в частности, расчетным исследованиям с применением ЭВМ.

В настоящее время ряд зарубежных фирм разработали и используют специализированные программные комплексы (ПК), в частности это: ПК «BOOST» (AVL), «WAVE» (Ricardo), «GT-Power» (Gamma Technologies). Данные лицензионные ПК весьма дорогостоящи и доступ к ним ограничен.

Следует отметить, что для исследований процессов ДВС еще в 1980-х гг. были разработаны отечественные вычислительные ПК: «ИМПУЛЬС», «ВОЛНА», «ФАКЕЛ» (ЦНИДИ, Ленинград). В МГТУ им. Н.Э. Баумана разработаны и широко используются ПК «ДИЗЕЛЬ-2/4т», «Впрыск». Доступ пользователям к данным вычислительным комплексам в настоящее время есть в интернете [1, 2].

На кафедре «Тепловые двигатели» БГТУ разработана программа для использования в вычислительной среде Microsoft EXCEL, дающая пользователю определенные удобства при исследовании процесса впрыскивания топлива и согласовании формы камеры сгорания с формой факела.



Процесс согласования формы камеры сгорания с процессом развития топливного факела можно рассматривать состоящим из трех этапов:

Этап 1. Построение динамической (анимационной) модели развития топливного факела в условиях рабочего процесса дизеля

Этап 2. Построение динамической (анимационной) модели камеры сгорания дизеля.

Этап 3. Интерактивное решение задачи по оптимизации формы камеры сгорания с использованием полученных моделей.

Этап 1. Авторами статьи за основу в вычислениях взята однозонная капельная теория развития факела [3], основные методические положения которой следующие (рис. 1):

➤ Из теории газовой динамики известно, что сила воздействия на каплю в набегающем потоке воздуха определяется по формуле

$$F = C_x \frac{\rho_v W_\phi^2}{2} S, \quad (1)$$

где W_ϕ — скорость набегающего потока (скорость капли); C_x — коэффициент сопротивления (определяется экспериментально), $C_x \approx 0,5$ для значений коэффициента Рейнольдса $Re > 10^4$; ρ_v — плотность воздуха в камере сгорания (КС), определяемая из уравнения состояния Клапейрона–Менделеева, $\rho_v = p_u \cdot 10^6 / R_u T_u$ ($\rho_v = 17,1$ кг/м³ при $p_u = 4,5$ МПа, $T_u = 915$ К, $R_u = 287$ Дж/кг·К); S — поперечное сечение капли ($S = \pi d_k^2 / 4$).

➤ В соответствии с законом сохранения импульса силы определяется ускорение (замедление) движения капли:

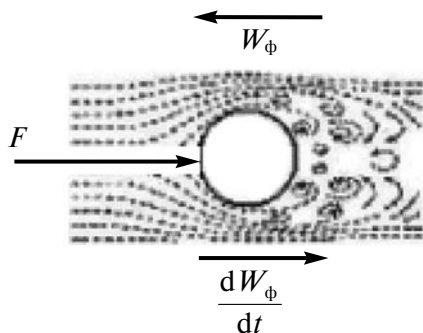


Рис.1. Движение капли в камере сгорания дизеля

$$F dt = d(m_k \cdot W_\phi) \Rightarrow \frac{dW_\phi}{dt} = F \cdot \frac{1}{m_k}, \quad (2)$$

где m_k — масса капли ($m_k = \rho_t \cdot \pi d_k^3 / 6$, d_k — диаметр капли; ρ_t — плотность топлива).

➤ При движении капли, вследствие испарения, диаметр капли изменяется по закону Срезневского:

$$d_{k0}^2 - d_k^2 = kt \Rightarrow d_k = \sqrt{d_{k0}^2 - kt}, \quad (3)$$

где d_{k0} — начальный диаметр капли (в момент начала впрыскивания $t = 0$); k — эмпирический коэффициент.

Уравнения (1)–(3) образуют систему уравнений, которая решается численным методом. Систему уравнений можно преобразовать к виду:

$$\begin{aligned} \frac{dW_\phi}{dt} &= C_x \cdot \frac{\rho_v W_\phi^2}{2} \cdot \frac{\pi d_k^2}{4} \cdot \frac{1}{\rho_t \cdot \frac{\pi d_k^3}{6}} = \\ &= \frac{3}{4} \cdot C_x \cdot \frac{\rho_v}{\rho_t} \cdot \frac{W_\phi^2}{d_k} \approx 0,375 \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_t} \right) \frac{W_\phi^2}{d_k}. \end{aligned} \quad (4)$$

На основании анализа (4) можно сделать заключение о том, что в процессе развития топливного факела замедление движения вершины факела линейно зависит от константы, равной отношению плотностей воздуха в цилиндре и топлива ρ_v/ρ_t , пропорционально квадрату текущей скорости капли W_ϕ и обратно пропорционально текущему диаметру капли d_k .

Интегрирование уравнения (4) выполнено численным методом в среде программирования Microsoft EXCEL.

Начальные условия задавались следующие:

➤ $W_{\phi 0}$ — скорость вершины факела (скорость капли) в начальный момент ее движения

$$W_{\phi 0} = \sqrt{2(p_{t \text{ ср}} - p_{\text{ц}}) \cdot 10^6 / \rho_t},$$

где $p_{t \text{ ср}}$ — среднее давление топлива в распылителе форсунки в процессе впрыскивания ($p_{t \text{ ср}} = 35$ МПа); $p_{\text{ц}}$ — давление воздуха в цилиндре в процессе впрыскивания, МПа;

➤ d_{k0} — начальный диаметр капли на выходе из распылителя форсунки ($d_{k0} = 0,2$ мм, принимается равным диаметру соплового отверстия распылителя).

Результаты интегрирования уравнения (4) приведены на рис. 2.

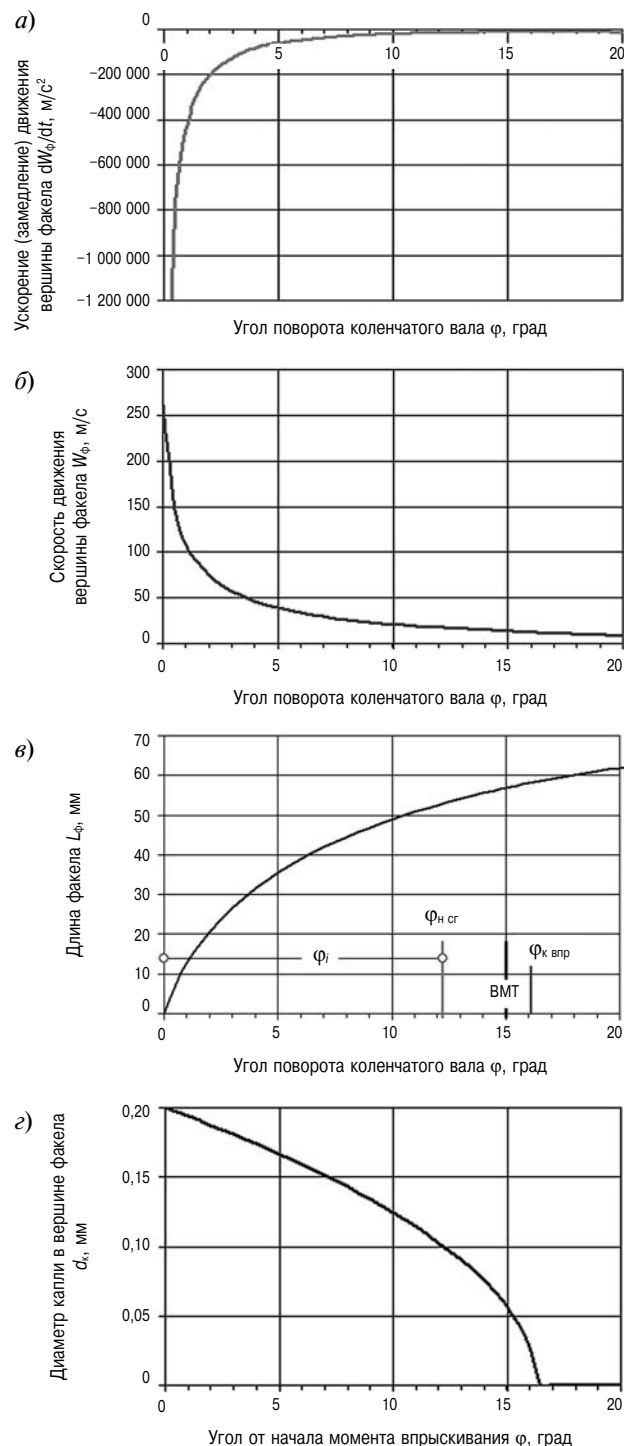


Рис. 2. Функции от угла φ ПКВ:

a — ускорения dW_ϕ/dt ; б — скорости W_ϕ ; в — перемещения вершины факела L_ϕ ; з — диаметра капли d_k (по формуле Срезневского).

Пояснение: на графиках моменту начала впрыскивания топлива соответствует $\phi = 0$.

При выполнении расчетов угол опережения подачи топлива $\varphi_{опт}$ выбирался из условия получения оптимального угла ПКВ, соответствующего началу процесса сгорания $\varphi_{нсг}$ (для высокооборотных двигателей $\varphi_{нсг} \approx 2-5$ град до ВМТ). Принято $\varphi_{нсг} = 2,5$ град до ВМТ и, соответственно, с учетом периода задержки воспламенения топлива τ_i получено: $\varphi_{опт} = \varphi_{нсг} + 60\tau_i n = 15$ град до ВМТ (τ_i определялся по формуле А.И. Толстова [4–6], $\tau_i = 1,2$ мс; частота вращения двигателя исследуемого режима $n = 1700$ об/мин). Момент начала сгорания топлива $\varphi_{нсг}$ обозначен на рис. 2, в. Эмпирический коэффициент k , входящий в формулу Срезневского (k — определяет скорость изменения параметра d_k), выбирался из условия получения диаметра капли $d_k \approx 50$ мкм в момент воспламенения топлива (рис. 2, г).

Среда программирования MS EXCEL дает возможность представить в динамике (анимировать) процесс развития топливных факелов (например, с шагом $\Delta\varphi = 1$ град ПКВ). С этой целью используются элементы управления среды EXCEL, например, «полоса прокрутки». Для этого в «Меню» последовательно выбираются следующие пункты: «Вид» → «Панель инструментов» → «Формы» → ... и задается «Формат элемента управления»).

Этап 2. По мнению авторов, форму камеры сгорания представляется возможным определить 5-ю параметрами, представленными на рис. 3.

Данные параметры описывают элементарные поверхности КС: внешний усеченный конус, внутренний конус и внешнюю тороидальную границу КС. При изменении какого-либо из указанных параметров в среде программирования EXCEL можно осуществлять автоматическое перестроение «графического образа» камеры сгорания. Изменение геометрических параметров КС можно выполнять плавно с заданным шагом, применив «элементы управления», описанные выше, и при этом также достигается эффект анимации. В процессе изменения формы камеры сгорания есть возможность отслеживать ее «текущий» объем (геометрическую степень сжатия ϵ).

Этап 3. Осуществляется последовательное изменение параметров (угла ПКВ, направления топливных факелов, параметров формы КС) и анализ получаемых графических образов топливных факелов и камеры сгорания. Как представляется, такой подход позволяет более оперативно и качественно решать задачи оптимизационного характера. В качестве примера на рис. 4 представлены исходная форма КС дизеля Д-240 (полуразделенная камера сгорания в поршне /КС типа ЦНИДИ/) и полученная с использованием разработанной программы оптимизированная форма КС.

Из рисунка видно, что исходная форма КС была существенно изменена: оптимальная форма

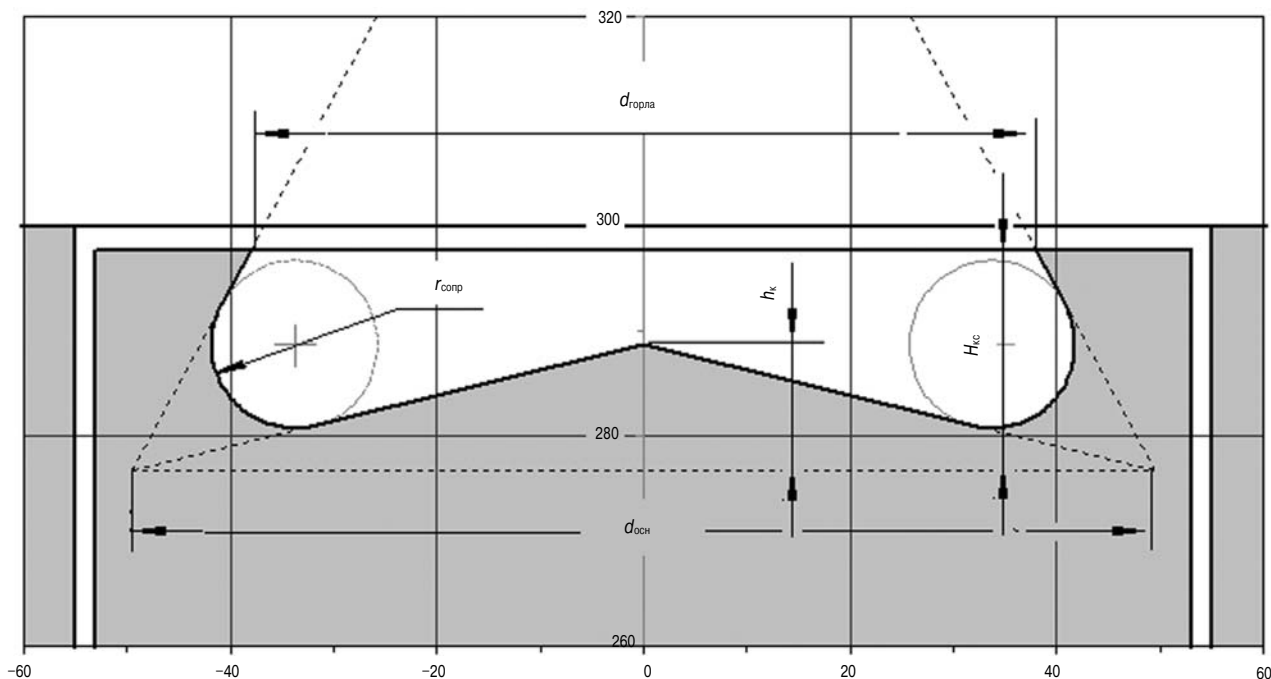


Рис. 3. Геометрическое описание формы камеры сгорания дизеля:

$H_{кc}$ — глубина КС (высота усеченного конуса); $d_{осн}$ — диаметр основания КС; $d_{горла}$ — диаметр горла КС; h_k — высота внутреннего конуса; $r_{сопр}$ — радиус сопряжения внешнего усеченного и внутреннего конусов

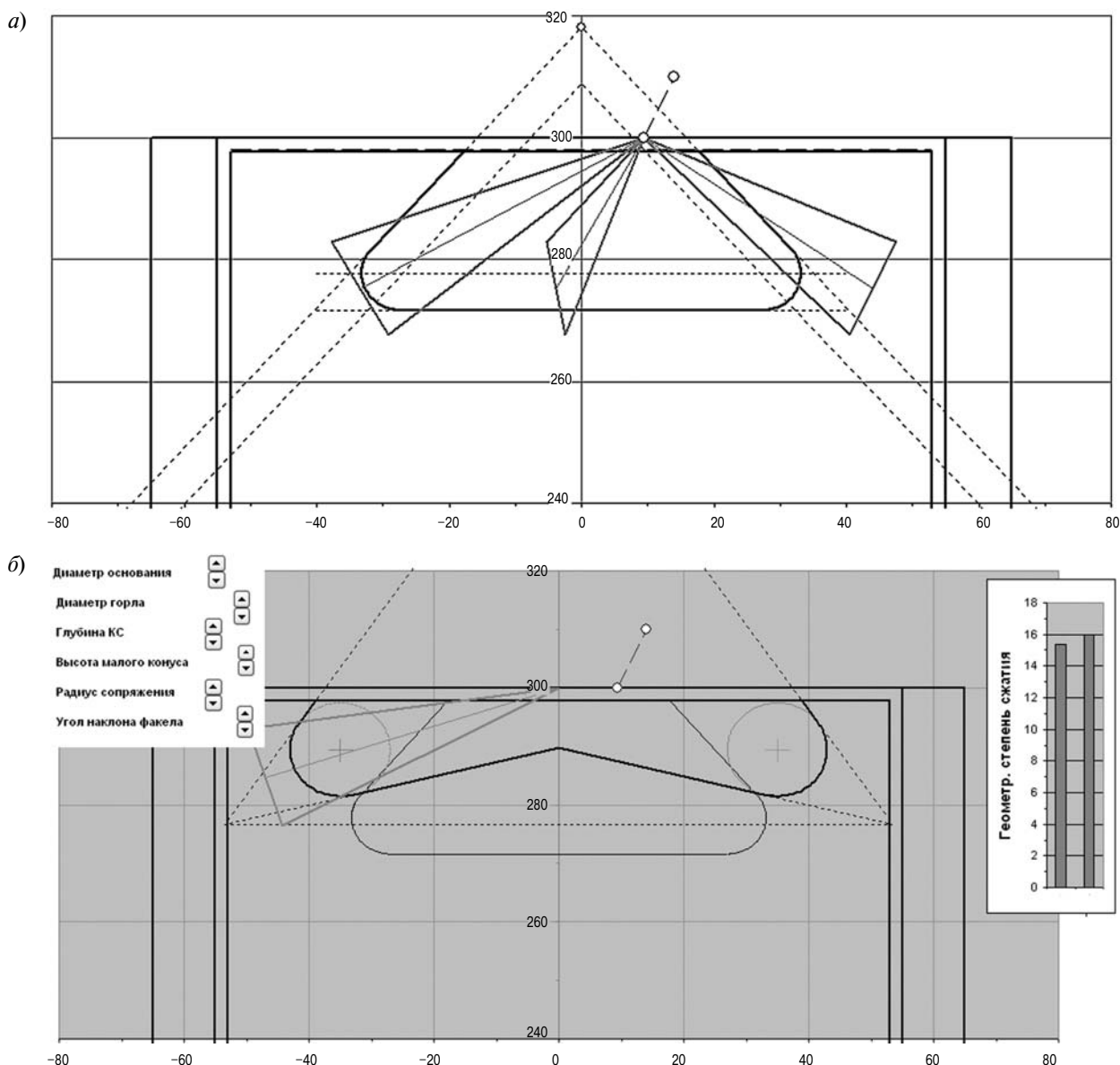


Рис. 4. Исходная форма КС дизеля Д-240 (а) и оптимизированная форма КС (б)
(на рисунке видны элементы управления анимацией и элемент контроля геометрической степени сжатия ϵ)

камеры сгорания может быть отнесена к КС открытого типа. Изменены также положение распылителя форсунки и направление топливных факелов. Способ смесеобразования в оптимизированной КС изменился с объемно-плочного на объемный.

Авторы статьи будут благодарны за критические замечания к материалу статьи, которые помогут в дальнейшем скорректировать данное направление исследований.

Литература

1. Кулешов А.С. Развитие методов расчета и оптимизация рабочих процессов ДВС: дис. ... докт. техн. наук, МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2011. 235 с.

2. DIESEL-RK: [Электронный ресурс]. URL: <http://diesel-rk.bmstu.ru> (дата обращения 16.03.2019).

3. Свиридов Ю.Б., Малявинский Л.В., Вихерт М.М. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1979. 248 с.

4. Толстов А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия «Исследование рабочих процессов в быстроходных дизелях». Труды научно-исследовательской лаборатории двигателей. М.: Машгиз, 1955. № 1. С. 5–55.

5. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Выща школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. 169 с.

6. Обозов А.А., Субботенко Д.И. Определение периода задержки воспламенения топлива для дизелей без наддува. Совершенствование энергетических машин, Сб. научных трудов. Брянск: БГТУ, 2015. С. 44–50.

ВЛИЯНИЕ МАЛЫХ ДОБАВОК ВОДОРОДА НА ПОКАЗАТЕЛИ РОТОРНО-ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ОБЕДНЕННЫХ ТОПЛИВОВОЗДУШНЫХ СМЕСЯХ

Е.А. Федянов, д.т.н., проф., зав кафедрой,
Ю.В. Левин, к.т.н, доцент, С.Н. Шумский, к.т.н., доцент
Волгоградский государственный технический университет

Использование добавок свободного водорода к основному топливу в роторно-поршневых двигателях Ванкеля является эффективным способом решения проблемы неполного сгорания топливовоздушной смеси, свойственной этим двигателям. На кафедре «Теплотехника и гидравлика» Волгоградского государственного технического университета проводятся исследования по организации рабочего процесса двигателя Ванкеля при использовании водородосодержащих добавок к основному топливу. Добавка свободного водорода к основному топливу позволяет уменьшить величину удельного эффективного расхода топлива и снизить содержание в отработавших газах несгоревших углеводородов и оксида углерода при обеднении топливовоздушной смеси. Экспериментальные исследования показывают, что добавки небольших (до 5 %) порций водорода к основной топливовоздушной смеси позволяют добиться устойчивой работы роторного двигателя Ванкеля при коэффициенте избытка воздуха 1,3.

Двигатели Ванкеля, представляющие собой роторно-поршневой двигатель (РПД), работают по принципу четырехтактного цикла, благодаря вращению ротора и эксцентрикового вала. По сравнению с традиционными поршневыми двигателями в двигателе Ванкеля отсутствуют кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы, в результате чего он имеет более простую конструкцию и меньшее количество деталей [1, 2].

Особенность конструкции РПД Ванкеля позволяет рассматривать данный тип двигателя в качестве силовой установки для легкомоторной авиации, маломерных судов и наземных транспортных средств [3–5]. Хотя в настоящее время в автомобилестроении не возникает новых предложений о широкомасштабном применении РПД, интерес к этим двигателям вновь повысился в связи с развитием гибридных силовых установок. РПД позволяют получить более компактную и легкую конструкцию такой установки [6]. Вследствие меньшей массы эксплуатационный



расход топлива транспортным средством может оказаться меньшим, чем в случае применения обычного поршневого двигателя. Кроме того, в составе гибридной силовой установки РПД может работать на одном практически установившемся режиме, соответствующим наименьшему удельному расходу топлива. Однако широкому применению РПД в автомобилестроении препятствует то, что эти двигатели имеют несколько больший эксплуатационный расход топлива и повышенное количество несгоревших углеводородов в отработавших газах по сравнению с поршневыми двигателями в результате неполного сгорания топливовоздушной смеси [1, 3, 5].

Процесс распространения пламени в РПД имеет ряд особенностей, обусловленных, в первую очередь, формой камеры сгорания. Вытянутая серповидная форма камеры сгорания увеличивает расстояние, которое необходимо пройти фронту пламени от свечи зажигания до вершин ротора. В результате вращения ротора в рабочей камере РПД создается однонаправленное движение топливовоздушного заряда, которое препятствует распространению фронта пламени от свечи зажигания в сторону задней, по ходу вращения, вершины ротора. В тоже время, направленное движение заряда способствует быстрому сгоранию топлива у передней вершины ротора.

Для того чтобы существенно уменьшить недогорание топлива в РПД Ванкеля, необходимо добиться полного охвата пламенем топливовоздушной смеси, находящейся у задней вершины ротора. Принципиально существуют два пути решения такой задачи. Первый путь основан на сокращении расстояния, которое должен преодолеть фронт пламени от источника зажигания до задней вершины ротора. Второй путь заключается в увеличении тем или иным способом скорости распространения пламени в сторону задней вершины ротора.

Установка дополнительной свечи зажигания является в современных конструкциях РПД Ванкеля основным способом уменьшения неполноты сгорания топлива. Применению этого способа способствует конструкция двигателя — вытянутая вдоль грани ротора рабочая камера позволяет легко разместить в статоре две свечи зажигания, одна из которых оказывается смещенной ближе к передней, а другая — ближе к задней вершинам ротора в момент зажигания топливовоздушной смеси. К сожалению, как показывают исследования [7, 8], установка дополнительной, так называемой дожигающей свечи, смещенной в сторону задней вершины ротора, не решает в полной мере проблему неполноты сгорания. На большинстве режимов работы РПД фронт пламени, распространяющийся от дожигающей свечи, не успевает достичь задней вершины ротора, до начала выпуска.

Показатели РПД можно улучшить, увеличив скорость распространения пламени при сгорании топлива. Состав топливовоздушной смеси подразумевает, в первую очередь, соотношение между топливом и воздухом, однако в более широком смысле необходимо учитывать и вид самого топлива. Если рассматривать РПД, работающие на бензине, то соотношение между топливом и воздухом на всех скоростных и нагрузочных режимах близко к стехиометрическому, т. е. такому при котором нормальная скорость распространения пламени максимальна. Увеличить скорость распространения пламени и, как следствие, уменьшить недогорание топливовоздушной смеси и расход топлива можно за счет использования добавок такого активного, с точки зрения горения, газа как водород [9–12].

На базе роторно-поршневого двигателя ВАЗ-311 были проведены экспериментальные исследования влияния добавок водорода к бензовоздушной смеси на основные показатели двигателя [13–17]. Приведенный рабочий объем данного двигателя составляет 649 см³, степень сжатия — 9,3. Испытания проводились на режиме $n = 2000$ об/мин, $p_e = 0,2$ МПа, который примерно соответствует осредненному режиму работы ав-

томобильного двигателя в городском испытательном цикле. При этом углы опережения зажигания на обеих свечах устанавливались оптимальными для работы РПД на бензовоздушной смеси и не изменялись при использовании добавки водорода. Угол опережения зажигания для лидирующей свечи зажигания «L» составлял 26 град по углу поворота эксцентрикового вала (ПЭВ) до ВМТ, для дожигающей свечи «T» — 30 град ПЭВ до ВМТ.

Подача водорода осуществлялась через дополнительную форсунку во впускной коллектор РПД. Система фазированного впрыска топлива позволяет в широких пределах варьировать момент начала и длительность впрыска топлива [17].

Влияние добавок свободного водорода к основному углеводородному топливу на топливную экономичность РПД оценивали в ходе экспериментальных исследований по значениям удельного эффективного расхода топлива и эффективного КПД двигателя (рис. 1). Обе указанные величины, как известно, однозначно связаны между собой.

При работе РПД с добавками водорода величину удельного расхода топлива определяли с учетом величины добавки свободного водорода:

$$g_e = \frac{G_6 + G_{H_2} \cdot H_{uH_2} / H_{u6}}{N_e}, \quad (1)$$

где G_6 , G_{H_2} — соответственно массовые расходы бензина и водорода, кг/с; H_{u6} , H_{uH_2} — соответственно низшие теплоты сгорания бензина и водорода; N_e — эффективная мощность двигателя.

Формула (1) учитывает различие значений низшей теплоты сгорания для бензина и водорода и дает значение g_e , приведенное к условиям работы на бензине без добавок водорода.

Эффективный КПД определяли следующим образом:

$$\zeta_e = \frac{N_e}{G_6 \cdot H_{u6} + G_{H_2} \cdot H_{uH_2}}. \quad (2)$$

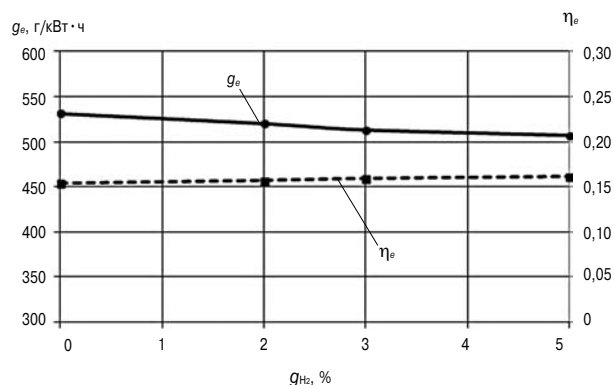


Рис. 1. Зависимость эффективных показателей от величины добавки водорода на режиме $n = 2000$ об/мин, $p_e = 0,2$ МПа

Отметим, что в ходе испытаний на данном режиме длительности впрыскивания водорода и бензина подбирались таким образом, чтобы в камеру РПД поступала топливовоздушная смесь стехиометрического состава.

Анализ результатов испытаний показал, что массовая добавка свободного водорода 5 % на данном режиме позволяет снизить удельный расход топлива на 4,2 %.

На рис. 2 приведены результаты испытаний РПД при обеднении топливовоздушной смеси. Испытания также проводились на режиме $n = 2000$ об/мин, $p_e = 0,2$ МПа. Как видно из рисунка, с увеличением добавки водорода предел эффективного обеднения заметно смещается в сторону обеднения топливовоздушной смеси. Если без добавок водорода четко выраженный предел эффективного обеднения достигается уже при $\alpha = 1,1-1,12$, то при добавке 5 % водорода этот предел равен примерно 1,25 и выражен уже не столь ярко, как без добавки водорода.

Как известно, существование предела эффективного обеднения связано с резким нарастанием доли рабочих циклов с вялым затянутым сгоранием, а также с появлением пропусков воспламенения. То, что при добавках водорода, предел эффективного обеднения выражен не так ярко, свидетельствует о положительном влиянии водорода на межцикловую стабильность процесса сгорания — доля «плохих» циклов при добавке водорода нарастает не так интенсивно, как при работе без этой добавки.

Представляет интерес оценка возможностей дополнительного снижения содержания токсичных компонентов на нагрузочных режимах работы двигателя за счет обеднения топливовоздушной смеси. Такая оценка была проведена на основе результатов измерения содержания несгоревших углеводородов и оксида углерода в отработавших газах РПД ВА3-311 при различных регулировках

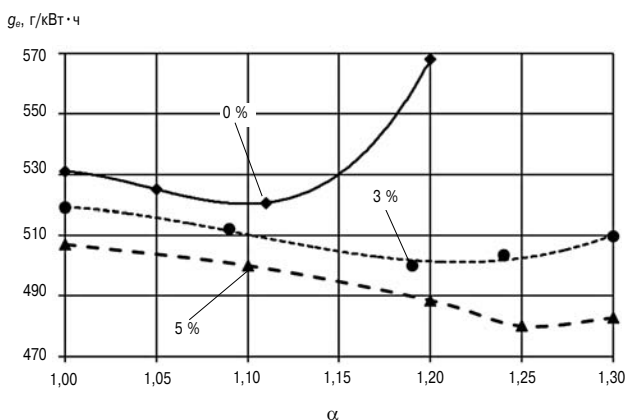


Рис. 2. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от коэффициента избытка воздуха с различными добавками водорода при $n = 2000$ об/мин

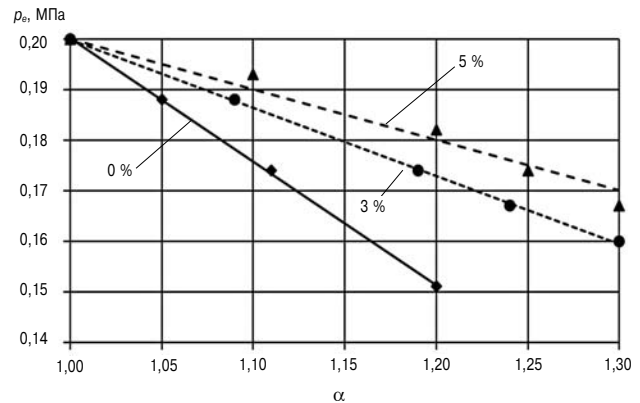


Рис. 3. Зависимость среднего эффективного давления от коэффициента избытка воздуха при различных добавках водорода

по величине коэффициента избытка воздуха. За исходную точку был взят режим, который соответствовал в среднем режиму работы автомобильного двигателя в условиях городского движения: $p_e = 0,2$ МПа при $n = 2000$ об/мин. Коэффициент избытка воздуха в исходной точке соответствовал стехиометрическому составу. Обеднение в ходе этих опытов достигалось уменьшением подачи бензина, при этом соответствующим образом уменьшалась и подача водорода с тем, чтобы не изменялась доля добавляемого водорода. При такой методике проведения экспериментов среднее эффективное давление по мере обеднения снижалось по сравнению с его значением в исходной точке (рис. 3). Без добавок водорода обеднение смеси от стехиометрии до предела эффективного обеднения ($\alpha = 1,2$) снижало p_e на 25 %. С добавками 3 и 5 % водорода, соответственно, среднее эффективное давление при таком же обеднении было на 13,5 и 9 % соответственно меньше, чем на стехиометрической топливовоздушной смеси.

На рис. 4 и 5 представлены построенные на основе результатов рассматриваемых опытов зависимости содержания несгоревших углеводородов и оксида углерода от величины коэффициента избытка воздуха.

Как видно из рис. 4, содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах РПД уменьшается по мере обеднения топливовоздушной смеси практически линейно как без добавок водорода, так и с добавками.

Абсолютное значение величины, на которую снижается содержание несгоревших углеводородов в ОГ, от добавок водорода не зависит: при обеднении от стехиометрии до $\alpha = 1,2$ содержание C_xH_y во всех трех случаях, представленных на графике, уменьшилось примерно на 50 ppm. Однако относительная величина снижения содержания C_xH_y в ОГ при добавках водорода больше, так как

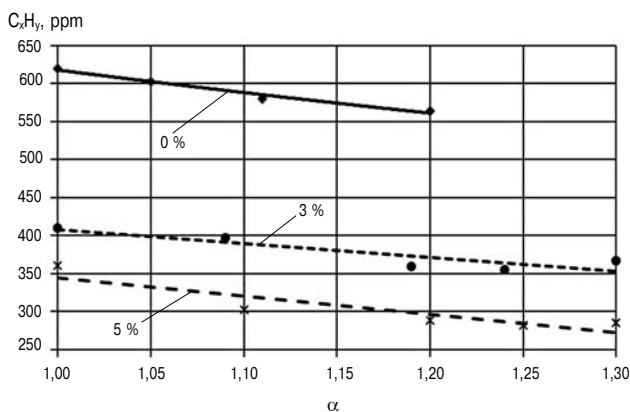


Рис. 4. Зависимость концентрации несгоревших углеводородов от коэффициента избытка воздуха при различных добавках водорода

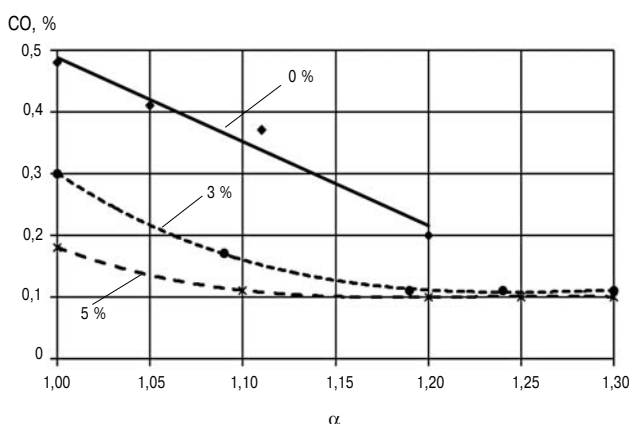


Рис. 5. Зависимость концентрации оксида углерода от коэффициента избытка воздуха при различных добавках водорода

меньше содержание этого компонента ОГ в исходной точке. То обстоятельство, что наклон прямых на рис. 4 один и тот же и, следовательно, при всех значениях α добавка водорода снижает содержание C_xH_y в одно и то же число раз, свидетельствует о том, что причины, в силу которых содержание C_xH_y в ОГ уменьшается по мере обеднения топливовоздушной смеси, не связаны с добавками водорода.

Содержание оксида углерода в ОГ по мере обеднения топливовоздушной смеси, как видно из рис. 5, также уменьшается как с добавками водорода, так и без них. При работе без добавок водорода полученную зависимость содержания CO от α в исследованном диапазоне изменения последнего можно считать линейной. При работе с добавками водорода возможные пределы обеднения существенно шире. В этих пределах содержание CO снижается при обеднении от стехиометрии до $\alpha = 1,2$, а при обеднении большем, чем $\alpha = 1,2$, содержание оксида углерода в ОГ остается практически неизменным. Обращает

на себя внимание то обстоятельство, что содержание CO перестает меняться, когда значение оказывается выше, чем предел эффективного обеднения при работе без добавок водорода.

Проведенные экспериментальные исследования влияния добавок водорода на показатели РПД ВАЗ-311 при его работе с обеднением топливовоздушной смеси позволяют сделать следующие выводы:

1. Добавка свободного водорода в основную бензовоздушную смесь позволяет уменьшить величину удельного эффективного расхода топлива и снизить содержание в отработавших газах несгоревших углеводородов и оксида углерода. На режиме $p_e = 0,2$ МПа и $n = 2000$ об/мин удельный эффективный расход топлива при добавке 5 % водорода уменьшается на 4,2 %. Содержание несгоревших углеводородов снижается, соответственно, в 1,5 и в 1,55 раза.

2. Добавка свободного водорода к основной бензовоздушной смеси позволяет повысить предел эффективного обеднения. При добавке 5 % свободного водорода предел эффективного обеднения достигается при $\alpha = 1,25$, в то время как без добавки свободного водорода он равен 1,12.

Литература

1. Hu C. et al. Development of Rotary Piston Engine Worldwide // AASRI International Conference on Industrial Electronics and Applications (IEA 2015). Atlantis Press, 2015.
2. Pulkrabek W.W. Engineering fundamentals of the internal combustion engine. 2004.
3. Amrouche F. et al. Extending the lean operation limit of a gasoline Wankel rotary engine using hydrogen enrichment // International Journal of Hydrogen Energy. 2016. Т. 41. № 32. С. 14261–14271.
4. Wakayama N. et al. Development of hydrogen rotary engine vehicle // 16th World Hydrogen Energy Conference (Lyon, France, 2006). 2006.
5. Boretti A., Jiang S., Scalzo J. A novel wankel engine featuring jet ignition and port or direct injection for faster and more complete combustion especially designed for gaseous fuels. SAE Technical Paper, 2015. №. 2015-01-0007.
6. Ribau J. et al. Analysis of four-stroke, Wankel, and microturbine based range extenders for electric vehicles // Energy Conversion and Management. 2012. Т. 58. С. 120–133.
7. Kawahara N. et al. Cycle-resolved measurements of the fuel concentration near a spark plug in a rotary engine using an in situ laser absorption method // Proceedings of the Combustion Institute. 2007. Т. 31. №. 2. С. 3033–3040.
8. Зиновьев И.В. Особенности процесса сгорания в роторно-поршневом двигателе и некоторые пути его совершенствования: дисс. ... канд. тех. наук 05.04.02. Москва, 1983.

9. *Su T. et al.* Improving the combustion performance of a gasoline rotary engine by hydrogen enrichment at various conditions // *International journal of hydrogen energy*. 2018. Т. 43. №. 3. С. 1902–1908.
10. *Yang J. et al.* Numerical investigation of the effects of hydrogen enrichment on combustion and emissions formation processes in a gasoline rotary engine // *Energy Conversion and Management*. 2017. Т. 151. С. 136–146.
11. *Zambalov S.D., Yakovlev I.A., Skripnyak V.A.* Numerical simulation of hydrogen combustion process in rotary engine with laser ignition system // *International journal of hydrogen energy*. 2017. Т. 42. №. 27. С. 17251–17259.
12. *Shi C. et al.* Combined influence of hydrogen direct-injection pressure and nozzle diameter on lean combustion in a spark-ignited rotary engine // *Energy Conversion and Management*. 2019. Т. 195. С. 1124–1137.
13. *Федянов Е.А. и др.* Влияние добавок свободного водорода на экологические показатели роторно-поршневого двигателя // *Двигателестроение*. 2018. № 2. С. 35–38.
14. *Levin Y.V., Prikhodkov K.V., Fedyanov E.A.* Influence of Hydrogen Additives on Cycle-to-Cycle Variability of Working Process of Rotary Engine // *International Conference on Industrial Engineering*. Springer, Cham, 2019. С. 617–624.
15. *Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н.* Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателей роторного двигателя Ванкеля // *Двигателестроение*. 2020. № 2. С. 9–12.
16. Левин Ю.В. Улучшение топливной экономичности и экологичности роторно-поршневого двигателя за счет добавок свободного водорода к основному топливу: дисс. ... канд. техн. наук 05.04.02. Волгоград, 2016. 128 с.
17. Улучшение топливной экономичности и экологических показателей роторно-поршневых двигателей: монография / Е.А. Захаров, Ю.В. Левин, Е.А. Федянов, С.Н. Шумский; ВолгГТУ. Волгоград, 2020. 152 с.

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

*А.Г. Кузнецов, д.т.н., профессор, профессор кафедры «Теплофизика»,
С.В. Харитонов, к.т.н., доцент кафедры «Теплофизика»,
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*В.А. Рыжов, д.т.н., заведующий кафедрой ДВС,
Коломенский институт (филиал) Московского политехнического университета*

Рассмотрены вопросы разработки и исследования комплексной адаптивной системы управления дизельными двигателями. Комплексный подход к управлению предусматривает формирование регулирующих воздействий не только на топливоподачу, но и на другие системы двигателя. Адаптивность предусматривает гибкую перенастройку системы управления на различных режимах работы двигателя. Описание структуры системы управления дано на базе функциональной схемы. Принята концепция построения электронного блока в виде двух модулей: универсального процессорного модуля и специализированного модуля, ориентированного на конкретный двигатель. Изготовлен экспериментальный образец электронного блока, предназначенный для перспективного дизельного двигателя размерности 26,5/31 производства АО «Коломенский завод». Приведены результаты экспериментального исследования системы управления на одноцилиндровом отсеке двигателя, которые подтвердили работоспособность разработанного электронного блока.

Направление исследования

К современным комбинированным двигателям на основе дизелей с турбонаддувом предъявляются высокие требования в отношении экономических и, особенно, экологических показателей [1, 2]. Одним из важных направлений удовлетворения этих требований является использование на двигателях перспективных систем автоматического управления (САУ) [3–6]. Перспективные САУ должны обладать рядом свойств, которые направлены на обеспечение требований, предъявляемых к комбинированным двигателям. САУ должны быть комплексными с воздействием на такие основные системы двигателя, как топливоподача, воздухоснабжение (систему впуска и турбонаддув), рециркуляцию отработавших газов, систему охлаждения, систему нейтрализации отработавших газов [7–9]. В комплексной системе управления должна быть предусмотрена диаг-

ностика как двигателя, так и самой системы. САУ должны быть адаптивными в смысле приспособления системы и двигателя к различным режимам и условиям работы. САУ с микропроцессорными контроллерами должны обеспечивать оптимизацию работы дизелей в поле режимов работы по выбранным критериям, включающим показатели экономичности и экологии, прежде всего — по выбросам вредных веществ с отработавшими газами. Оптимизация работы САУ должна осуществляться как на установившихся, так и на неустойчивых режимах.

Для создания перспективной комплексной адаптивной САУ необходимо осуществить набор исследовательских и проектировочных работ. На сегодняшний день накоплен значительный опыт по созданию систем управления двигателями. Развитие систем управления на базе гидромеханических конструкций достигло своего предела, поэтому появилась объективная необходимость использования в САУ программируемых цифровых электронных устройств — микропроцессорных контроллеров. Появились новые подходы к построению алгоритмов управления дизелем, что предоставило разработчикам возможность создания комплексных адаптивных САУ. Сегодня создалось положение, когда возможности САУ с микропроцессорными контроллерами используются в двигателестроении недостаточно полно. Современные САУ представляют принципиально новый уровень развития систем управления, что приводит к необходимости разработки новых подходов при их построении.

Выпуск систем управления с электронными блоками для дизельных двигателей различного типа и назначения уже освоен зарубежными фирмами, среди ведущих мировых производителей можно назвать такие фирмы как «Bosch» [10], «Heinzmann» [11], «Woodward» [12], «Denso» [13] и др. В российском двигателестроении подобные системы находятся пока на стадии разработки, в то же время, потребность в них существует в связи с организацией на отечественных предприятиях производства современных перспективных

двигателей. Сложившееся положение вызвало необходимость интенсифицировать работы по созданию отечественных систем управления, способных обеспечить требуемые показатели работы дизельных двигателей. Процесс разработки САУ содержит следующие основные этапы.

1. Определение структуры САУ и разработка алгоритмов управления.
2. Расчет и моделирование установившихся режимов и переходных процессов двигателя и САУ.
3. Разработка аппаратных и программных средств электронного блока, подбор датчиков и исполнительных устройств.
4. Испытания САУ: физическое моделирование, исследования на безмоторном и моторном стендах.

Структура системы управления

Для реализации расширенных функций управления дизельным двигателем САУ должна иметь иерархическую структуру с верхним уровнем управления и нижним уровнем регулирования. На уровне управления осуществляется задание режимов работы двигателя и определение настроек контуров регулирования по матрицам оптимизированных параметров и программам коррекции. На нижнем уровне САУ, содержащем разомкнутые и замкнутые контуры регулирования, реализуются настройки, поступающие из верхнего уровня управления. Выбор управляемых параметров определяет состав системы и набор контуров регулирования.

Функциональная схема системы управления двигателем показана на рис. 1. В состав САУ включены следующие элементы:

- дизельный двигатель с турбонаддувом — комбинированный двигатель внутреннего сгорания (ДВС) с установленными на нем датчиками (Д);
- электронный блок (ЭБ), или микропроцессорный контроллер;
- комплект исполнительных устройств (ИУ), через которые САУ воздействует на регулируемые параметры систем двигателя, являющихся объектами регулирования (ОР).

На двигатель действуют внешние возмущающие воздействия $f_1, \dots, f_m$, которые изменяют режим работы двигателя (основное воздействие — характеристика потребителя энергии). На электронный блок от управляющего устройства (УУ) подается сигнал управления u , задающий режим работы двигателя, и поступают сигналы с датчиков необходимых для регулирования параметров рабочего процесса $y_1, \dots, y_n$, а также сигналы с датчиков внешних воздействий, которые используются в алгоритмах управления.

Сигналы с датчиков после прохождения через выходные преобразователи электронного блока

(Вх. пр.) преобразуются в форму, удобную для последующей обработки в процессорной части контроллера. Результаты обработки кодов сигналов датчиков в соответствии с заложенными в программе контроллера алгоритмами $z_1, \dots, z_k$ поступают на выходные преобразователи (Вых. пр.) электронного блока. Выходные преобразователи формируют сигналы $U_1, \dots, U_k$, необходимые для конкретных типов исполнительных устройств контуров регулирования: аналоговые, дискретные, широтно-импульсной модуляции (ШИМ). Исполнительные устройства устанавливают регулируемые органы в положения $h_1, \dots, h_k$, которые соответствуют заданному системой управления режиму работы двигателя.

Устройство управления, контроллер и датчики являются общими элементами САУ. Каждый контур регулирования использует сигналы необходимых для него датчиков. Исполнительные устройства и регулируемые органы различны в каждом контуре регулирования конкретной системы двигателя.

В САУ используются типы систем и контуров управления и регулирования, отличающиеся по структуре и алгоритму работы контроллера. Важнейшим отличительным свойством структуры контура регулирования является использование главной отрицательной обратной связи (ГООС). Применяются как разомкнутые контуры управления и регулирования, без обратной связи, так и замкнутые контуры регулирования, использующие принцип регулирования по отклонению, который реализуется с помощью ГООС.

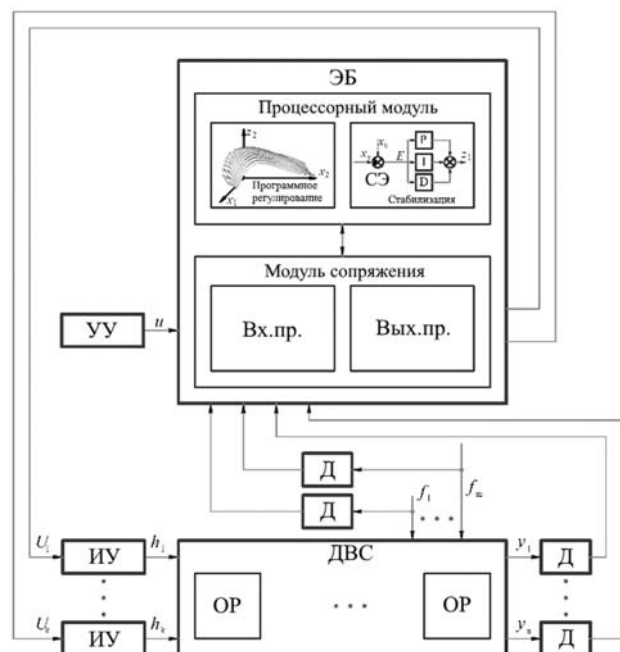


Рис. 1. Функциональная схема системы управления двигателем

Наиболее часто в контурах регулирования дизельных двигателей используется управление со стабилизацией — замкнутый контур, в котором сигнал u устройства управления задает значение регулируемого параметра y_n , поддерживаемое регулятором (см. рис. 1). В контроллере на сравнивающем элементе (СЭ) в кодах x определяется отклонение E реального значения регулируемого параметра, поступающего по главной отрицательной обратной связи, от заданного сигналом управления значения в виде разности $E = x_u - x_{yn}$. Результат обработки отклонения по заданному закону регулирования z_k поступает на преобразователь выходных сигналов и далее — на исполнительное устройство. На рис. 1 показано пропорционально-интегрально-дифференциальное (ПИД) преобразование отклонения, которое является стандартным для процессов стабилизации регулируемых параметров.

При программном регулировании параметров двигателя по содержащимся в памяти контроллера матрицам оптимизированных или требуемых значений используются как разомкнутые, так и замкнутые контуры. К программному регулированию относится также формирование необходимых характеристик дизельного двигателя и коррекция его параметров на различных режимах работы.

Наибольшее внимание при создании САУ уделено разработке электронного блока. Разрабатываемый электронный блок системы комплексного адаптивного управления предназначен для установки на дизельные двигатели различного назначения и размерности. Для обеспечения функции наибольшей адаптации оборудования к возможным вариантам использования принята концепция построения электронного блока в виде двух модулей (см. рис. 1).

Один из модулей является универсальным и может устанавливаться в электронные блоки различных двигателей. Он содержит неизменную по аппаратному составу процессорную часть, в которой в соответствии с заложенными алгоритмами реализуются программы управления системами двигателя. При установке на двигатели различного типа изменяются программы управления, записанные в память процессорного модуля, который аппаратно остается неизменным.

Второй модуль электронного блока является специализированным и предназначен для связи универсального процессорного модуля с конкретными датчиками и исполнительными устройствами двигателя, для которого разрабатывается контроллер. Такой специализированный модуль содержит каналы преобразования входных для электронного блока сигналов с датчиков и вы-

ходных сигналов на исполнительные устройства. Схемы и аппаратный состав каналов формирования входных и выходных сигналов определяются необходимыми преобразованиями сигналов с датчиков из физического вида в форму, требуемую для процессорного модуля, а также преобразованиями регулирующих сигналов, вырабатываемых процессором, из двоичного кода в физический вид для исполнительных устройств системы управления.

Для обеспечения связи универсального модуля электронного блока со специализированными модулями различных двигателей программа процессорной части включает соответствующие блоки, содержащие программы обработки входных и выходных сигналов.

Принятая концепция модульного построения контроллеров систем комплексного управления обеспечивает удобство разработки и адаптации электронных блоков для использования на двигателях различного назначения и размерности.

Проектирование электронного блока проводилось, исходя из выполнения следующих требований: необходимое быстродействие; интегральная компактная структура, предусматривающая многослойность печатных плат, конструктивные элементы типа «Surface Mounted Devices», адаптивность интегральных схем (ASIC); электромагнитная совместимость; вибростойкость; надежность эксплуатации, включая устойчивость к перепадам температуры окружающей среды и стойкость к агрессивным средам.

Электронный блок имеет следующие каналы для подключения датчиков: 3 канала датчиков Холла, канал индукционного датчика, 4 канала потенциометрических датчиков, 8 каналов токовых датчиков стандарта (4–20) мА, 5 каналов подключения терморезисторов типа РТ1000, 3 канала подключения терморезисторов типа РТ200, 4 канала аналоговых входов до 5 В.

Кроме внешних датчиков на плате электронного блока установлено два внутренних датчика: датчик атмосферного давления МРХА4250 и технологический датчик температуры ТМР102. Технологический датчик температуры предназначен для оценки качества теплового обмена внутри корпуса электронного блока и предупреждения аварийных ситуаций, связанных с перегревом блока.

Для управления исполнительными устройствами контуров регулирования САУ электронный блок содержит: 20 каналов стабилизированных регулируемых токовых выходов для управления электромагнитными клапанами форсунок, 24 канала ШИМ-регуляторов, 4 канала аналоговых выходов по напряжению с токовой нагрузкой до 15 мА.

Экспериментальное исследование системы управления

Экспериментальный образец электронного блока системы управления изготовлен для перспективного среднеоборотного дизельного двигателя Д500 размерности 26,5/31 производства АО «Коломенский завод» [14, 15].

На первом этапе испытаний проводилось исследование работоспособности блока управления по обеспечению подачи топлива в двигатель. В настоящее время на двигателе используется система топливоподачи с индивидуальными одноплунжерными насосами высокого давления и электромагнитными клапанами, установленными в магистралях нагнетания от топливных насосов к форсункам. Система управления влияет на характеристику впрыска топлива через закон движения электромагнитного клапана, который определяется сигналом напряжения, формируемым электронным блоком. После определения первичных калибровок САУ методами расчетного и физического моделирования образец электронного блока прошел испытания на безмоторном стенде завода. Результаты испытаний показали, что блок управления формирует требуемую характеристику впрыска с достижением заданных значений давления топлива.

Следующий этап испытаний проведен на одноцилиндровом отсеке двигателя с электрическим тормозом. Стенд с одноцилиндровым отсеком оснащен необходимыми системами питания двигателя и современной системой измерений и регистрации параметров рабочего процесса.

АО «Коломенский завод» имеет опыт успешного использования в системах управления двигателями электронных блоков одной из ведущих зарубежных фирм. В связи с этим было принято решение о проведении на одноцилиндровом отсеке двигателя Д500 сравнительных испытаний разработанного электронного блока и блока данной фирмы. Ниже приведены некоторые результаты сравнительных испытаний при работе одноцилиндрового отсека на четырех режимах тепловозной характеристики. Значения частоты вращения вала двигателя и мощности на исследованных режимах приведены в таблице. На графиках линии под номером 1 соответствуют разработанному блоку управления, под номером 2 — блоку зарубежной фирмы.

Параметры двигателя

№ режима	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт
1	300	0
2	755	122,8
3	875	212,4
4	1000	355,6

На рис. 2–5 приведены диаграммы изменения давления впрыска топлива и давления газов в цилиндре на исследованных режимах. Из приведенных диаграмм видно, что изменения давлений топлива и газов идентичны для обоих исследованных блоков управления.

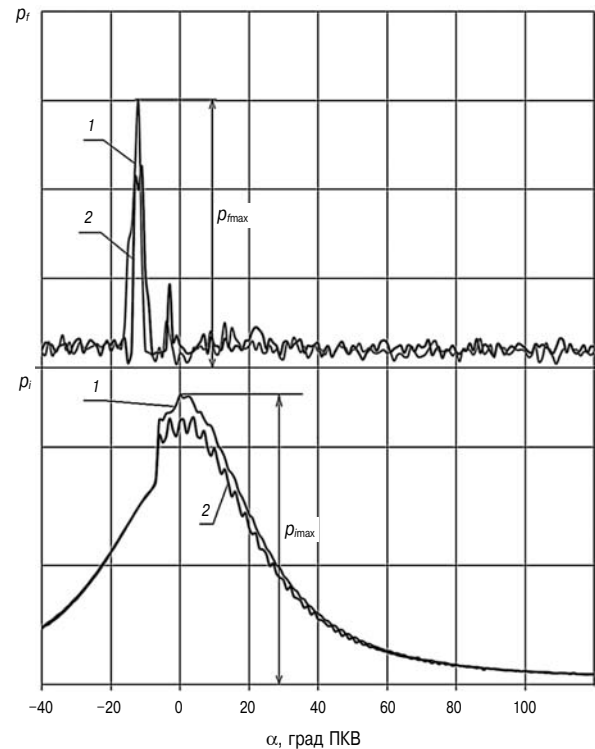


Рис. 2. Режим № 1

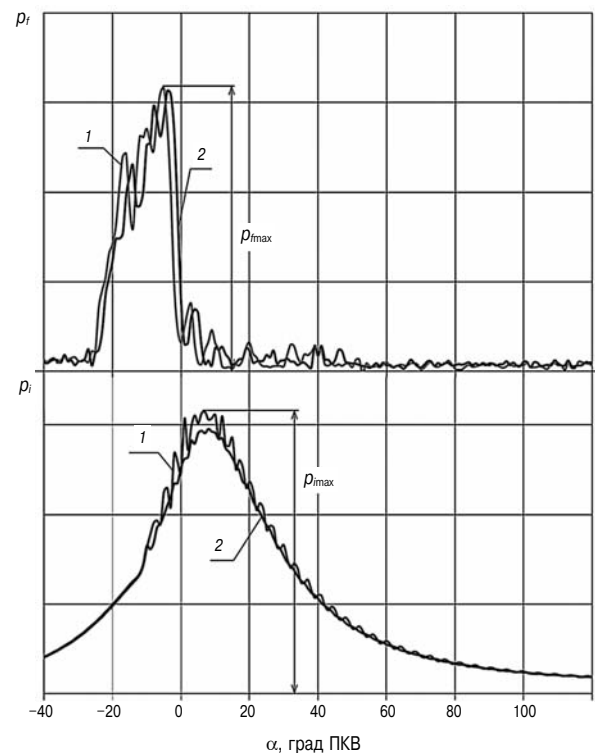


Рис. 3. Режим № 2

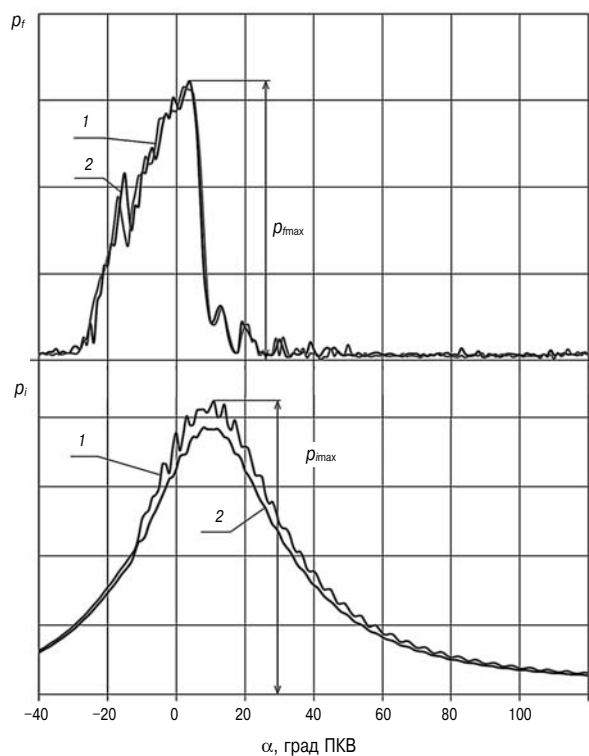


Рис. 4. Режим № 3

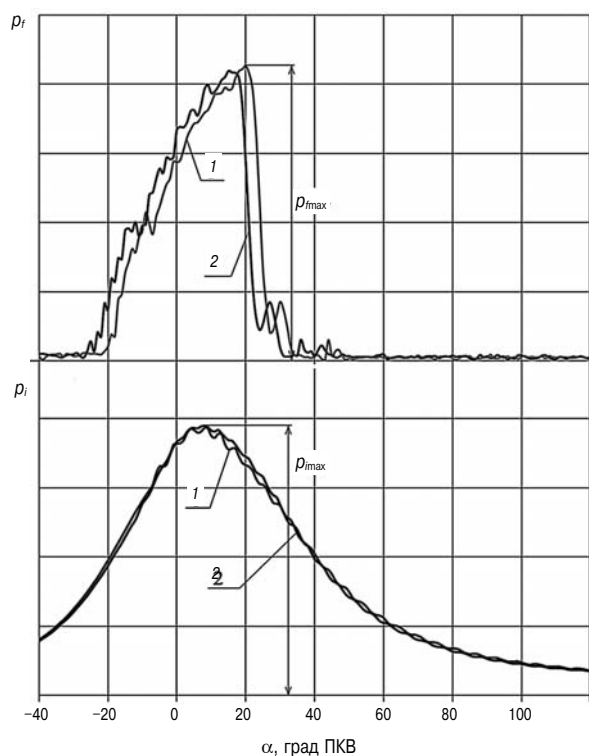


Рис. 5. Режим № 4

На рис. 6 даны осциллограммы изменения частоты вращения вала одноцилиндрового отсека двигателя на установившихся режимах, характеризующие стабильность поддержания системой управления скоростного режима. На стабильность

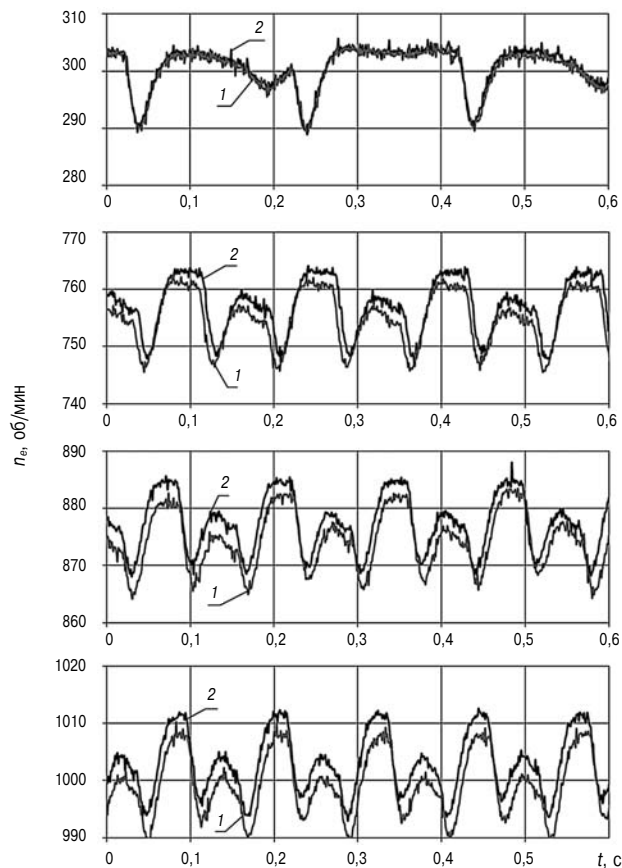


Рис. 6. Стабильность поддержания скоростного режима

частоты вращения влияет настройка коэффициентов ПИД закона регулирования. Размах колебаний частоты вращения для обоих блоков одинаков. При оценке величины отклонений частоты вращения следует учитывать специфику работы одноцилиндрового отсека, в котором подвод энергии к валу производится гораздо реже, чем в многоцилиндровом двигателе, а система управления имеет возможность влиять на процесс топливоподачи только во время сравнительно редких впрысков в одном цилиндре.

Получение типовых переходных процессов на одноцилиндровых отсеках двигателей, обычно, не проводится из-за трудностей с контролируемым процессом изменения во времени нагрузки на двигатель. Для проверки устойчивости работы системы управления были сняты переходные процессы при изменении настройки частоты вращения при неизменной нагрузке. На рис. 7 в качестве примера приведен переходный процесс при изменении настройки частоты вращения холостого хода с 300 до 400 об/мин. В алгоритме работы системы управления реализован заданный темп изменения частоты вращения, характерный для тепловозных дизелей. Показаны процессы изменения во времени следующих параметров: настройки частоты вращения (линия 1), частоты вращения вала двигателя (линия 2), продолжи-

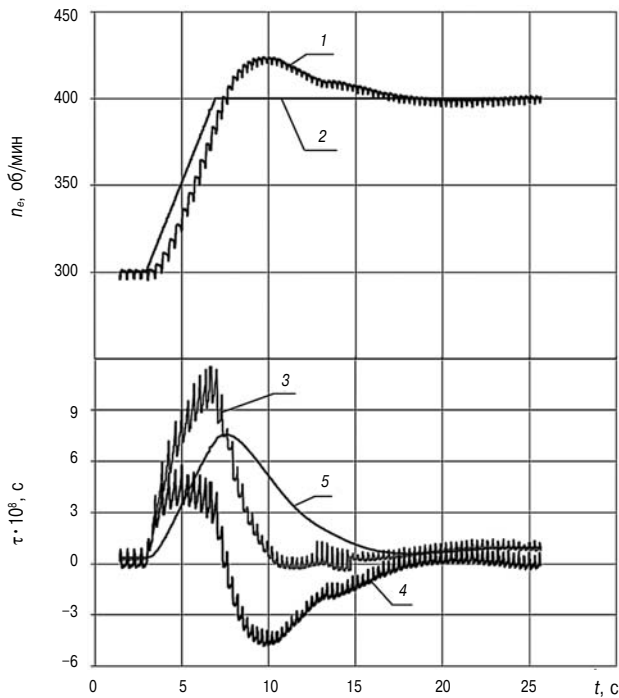


Рис. 7. Переходный процесс

тельность управляющего импульса (линия 3), пропорциональной и интегральной составляющих закона регулирования (линии 4 и 5, соответственно). Характер протекания переходного процесса изменения частоты вращения свидетельствует об устойчивой работе системы управления с разработанным электронным блоком.

Выводы

Разработана система управления дизельными двигателями различного назначения, производство которых планируется в настоящее время в Российской Федерации. Для обеспечения современных требований к экологическим и экономическим показателям дизельных двигателей разработанная система управления характеризуется комплексностью и адаптивностью. Комплексность предусматривает реализацию регулирующих воздействий на основные системы двигателя, прежде всего — топливоподачу и воздухоснабжение. Система управления обладает гибкостью и предусматривает адаптацию к двигателям различного назначения и режимам их работы.

Удобство адаптации системы управления к различным двигателям обеспечивается модульным принципом построения электронного блока, который состоит из двух модулей: универсального процессорного модуля и специализированного модуля, содержащего устройства связи процессорного модуля с датчиками и исполнительными устройствами контуров регулирования конкретного двигателя.

Преимуществом разработанной системы управления является возможность осуществления

единым электронным блоком регулирующих воздействий на все системы двигателя, для которых это требуется. Нет необходимости в использовании нескольких отдельных блоков, требующих взаимного согласования.

Экспериментальный образец электронного блока, изготовленный для перспективного дизельного двигателя Д500 производства АО «Коломенский завод», содержит в специализированном модуле набор каналов обработки внешних сигналов, обеспечивающий применение блока на любой модификации двигателя.

При испытаниях разработанной системы управления на одноцилиндровом отсеке двигателя Д500 получены требуемые параметры по топливоподаче, индикаторному давлению, стабильности поддержания частоты вращения, показателям переходных процессов.

Литература

1. Кутенев В.Ф., Козлов А.В., Теренченко А.С., Шюте Ю.В. Проблемные вопросы ограничения выбросов CO₂ от автотранспортных средств // Журнал автомобильных инженеров. 2010. № 3 (62). С. 55–59.
2. Haurie A., Sceia A., & Thenie J. [Электронный ресурс]: Inland Transport and Climate Change a Literature Review. University of Geneva. URL: <https://www.uncece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2009/wp29/WP29-149-23e.pdf> (дата обращения 09 марта 2021).
3. Energy Technology Perspectives [Электронный ресурс]: URL: <https://www.iea.org/etp/> (дата обращения 09 марта 2021).
4. Saadat M., Esfahanian M., & Saket M. Reducing fuel consumption of diesel-electric locomotives using hybrid powertrain and fuzzy look-ahead control. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. 2016. №231 (4), 406–418. doi:10.1177/0954409716631010
5. Zhao, D., Winward, E., Yang, Z., Stobart, R., & Steffen, T. Characterisation, control, and energy management of electrified turbocharged diesel engines. Energy Conversion and Management. 2017. № 135. Pp. 416–433. doi:10.1016/j.enconman.2016.12.033
6. Иващенко Н.А. Кузнецов А.Г., Ворнычев Д.С., Фурман В.В. Исследование токсичных показателей отработавших газов дизеля на неустановившихся режимах // Вестн. Волгогр. гос. ун-та. Сер. 10, Иннов. деят. 2014. №6. С. 95–103. doi:10.15688/jvolsu10.2014.6.9
7. Nielsen K.V., Blanke M., Eriksson L., & Vejlgaard-Laursen M. Adaptive feedforward control of exhaust recirculation in large diesel engines. Control Engineering Practice. 2017. № 65, С. 26–35. doi:10.1016/j.conengprac.2017.05.003
8. Bauer H. Diesel-engine management. Stuttgart, Germany: Robert Bosch. 2004.
9. Langouet H., Metivier L., Sinoquet D. & Tran Q. Engine calibration: Multi-objective constrained optimization of engine maps // Optimization and Engineering. 2011. № 12 (3). Pp. 407–424. doi:10.1007/s11081-011-9140-8
10. Magnetventil-Steuergerate [Электронный ресурс]: DARDANOS. URL: <http://www.heinz-mann.com/de/motor-und-turbinen-management/regler/magnetventil-steuergeraete> (дата обращения 09 марта 2021).
11. Spicciati, S. [Электронный ресурс]: Diesel Control Systems. URL: <http://www.woodward.com/dieselengines.aspx> (дата обращения 09 марта 2021).
12. Denso ECU Design. Global. [Электронный ресурс]: ECU Design URL: <https://www.denso.com/global/en/products-and-services/electronics/ecu-design> (дата обращения 09 марта 2021).
13. PJSC «Kolomensky Zavod». [Электронный ресурс]: PJSC «Kolomensky Zavod». URL: <http://www.kolomnadiesel.com/> (дата обращения 09 марта 2021).
14. Рыжов В.А. Отечественные двигатели нового поколения Д500. Новый оборонный заказ. Стратегии. 2015. № 5. С. 40–41.

ФАЗОВЫЙ РЕГУЛЯТОР СОСТАВА СМЕСИ ДЛЯ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

П.В. Абрамов, к.т.н.
ООО «НПП «ИТЭЛМА» г. Владимир

Предложен способ регулирования состава смеси, применимый, в основном, к одноцилиндровым двигателям, и основанный на гармоническом анализе приведенной к оси коленчатого вала кинетической энергии подвижных элементов двигателя и жестко связанных с коленчатым валом потребителя. Приведены результаты экспериментов по выявлению реакции регулятора состава смеси с обратной связью по фазе основной гармоники кинетической энергии, коррелирующей с составом смеси, на возмущение в дозировании топлива. Установлена связь между тепловым состоянием двигателя и параметрами гармоник кинетической энергии. Предложен способ коррекции поддерживаемого регулятором значения фазы основной гармоники кинетической энергии в процессе прогрева двигателя для уменьшения отклонения фактического состава смеси от заданного. Описаны особенности процедуры перехода к регулированию.

Значительное число выпускаемых в настоящее время одноцилиндровых двигателей с принудительным воспламенением работает на богатой смеси во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. К таким двигателям относятся, прежде всего, двигатели общего назначения, широко используемые в малой механизации. С одной стороны, работа на заведомо неэкономичном составе смеси, вдобавок дающем повышенные выбросы CO и C_xH_y , обусловлена применением на данных двигателях простейшего карбюратора, не обеспечивающего ни надлежащего дозирования топлива на переходных режимах, ни исключения переобогащения на стационарных режимах при загрязнении дозирующих органов и при прочих отклонениях производственного и эксплуатационного характера. С другой стороны, и, видимо, по этой же причине, для данных двигателей допускается сравнительно высокое содержание CO в выбросах, что стимулирует работу на богатых смесях.

Переход к работе на бедных смесях позволил бы снизить как выбросы всех нормируемых компонентов отработавших газов, так и расход топлива, т. е. выбросы CO_2 . Однако для эффективной работы на обедненных смесях необходимым

условием является сравнительно высокая точность поддержания состава смеси. Несоблюдение этого условия чревато следующими негативными последствиями: резким повышением выбросов NO_x при обогащении состава смеси; повышением межцикловой неустойчивости вплоть до пропуска вспышек при обеднении состава смеси; провалом частоты вращения при набросе нагрузки вследствие кратковременного снижения мощности из-за чрезмерного переобогащения смеси при отсутствии точной динамической коррекции топливоподачи.

Добиться управления составом смеси с требуемой точностью возможно лишь путем применения электронных средств, как это делается, например, на автомобильных двигателях или на части одноцилиндровых двигателей транспортного назначения. При этом стоимость доступных сегодня решений сопоставима со стоимостью самого одноцилиндрового двигателя. В то же время возможности карбюраторной системы питания не исчерпаны в отношении одноцилиндровых двигателей. Об этом говорит появление карбюраторов серии Tillotson TCT фирмы «Tillotson». Карбюраторы данной серии сравнительно просто оснастить устройством коррекции состава смеси. Но остается проблема дороговизны и надежности датчиков, в частности, датчика концентрации кислорода в отработавших газах.

Одним из альтернативных источников информации об условиях протекания рабочего процесса является внутрицикловая вариация угловой скорости коленчатого вала (КВ). Теоретическое обоснование существования такой связи можно вывести из уравнения движения КВ, жестко соединенного с валом потребителя, на установившемся скоростном режиме в спектральной форме:

$$(S_p + S_{тр\ ц}) \otimes S_L + S_{мк} + S_n = p(S_T), \quad (*)$$

где S_p — спектр силы давления газов в цилиндре (разности сил давления газов над и под поршнем); $S_{тр\ ц}$ — спектр силы трения в цилиндро-поршневой группе; S_L — спектр плеча действия сил давления газов и трения; $S_{мк}$ — спектр приведенного к оси КВ момента неучтенных в $S_{тр\ ц}$ механических потерь; S_n — спектр нагрузки двигателя; символ $\otimes$ — оператор циклической свертки; $p(S_T)$ —

оператор масштабирования и фазового сдвига спектра S_T приведенной к оси КВ кинетической энергии подвижных элементов системы двигатель—потребитель: $kC_{Tk}, \Psi_{Tk} + 180^\circ$ ПКВ, $k = 0, 1/2 \dots N$ (для 4-х тактного цикла). Здесь k — порядок гармоники (период гармоники порядка $1/2$ составляет 720° ПКВ); C_{Tk} и Ψ_{Tk} — соответственно, амплитуда и начальная фаза k -ой гармоники кинетической энергии; N — порядок последней в спектре гармоники.

Из (*) следует, что амплитуда k -ой гармоники кинетической энергии равна $1/k$ амплитуды соответствующей гармоники результирующего момента всех сил, приведенного к оси КВ, а начальная фаза каждой гармоники кинетической энергии отстает от фазы соответствующей гармоники указанного момента на четверть периода цикла. Таким образом, посредством гармонического анализа кинетической энергии можно наблюдать за действием тех или иных факторов на амплитуду и фазу гармоник результирующего момента, которые, в свою очередь, определяются наряду с прочим и параметрами гармоник газовой силы. Теоретически по спектру кинетической энергии можно восстановить индикаторную диаграмму. Но на практике это вряд ли осуществимо в силу уменьшения амплитуды гармоник кинетической энергии пропорционально их порядку, вследствие чего они становятся ненаблюдаемыми.

Экспериментальное подтверждение «отражения» параметров рабочего процесса в вариации угловой скорости КВ можно найти, например, в [1, 2], где установлена связь между параметрами гармоник угловой скорости КВ одноцилиндрового двигателя и нагрузкой двигателя, а также наполнением и составом смеси. Таким образом, посредством анализа внутрициклового вариации угловой скорости КВ можно не только оценить состав смеси, но и построить систему координат для нахождения требуемого его значения (уставки) в зависимости от режима работы. В итоге карбюраторная система питания претерпит минимальные изменения: добавятся корректор подачи топлива и датчик положения КВ, а также электронный блок управления.

В данной работе сделана попытка практического применения ранее выявленных закономерностей в поведении параметров гармоник кинетической энергии для регулирования состава смеси.

Эксперименты проводились на двигателе общего назначения с воздушным охлаждением Honda iGX440 рабочим объемом 0,44 л, оснащенный опытной электронной системой управления топливоподачей, зажиганием и дросселированием. Двигатель нагружался гидротормозом, управля-

емым общим с двигателем электронным блоком. В качестве параметра обратной связи по составу смеси была выбрана фаза основной гармоники (порядка $1/2$) кинетической энергии вращающихся масс двигателя. Моменты инерции тормоза и приводного вала не учитывались в виду их незначительности. За начало отсчета выбрана верхняя мертвая точка такта впуска. Преимущество фазы основной гармоники перед остальными величинами, коррелируемыми с составом смеси, заключается в меньшей зависимости ее от частоты вращения и нагрузки при одном и том же составе смеси. Кроме того, на нее не влияют гармоники момента более высокого порядка, которые могут быть, например, в спектре потребителя.

Для выбранного скоростного и нагрузочного режима было определено значение фазы основной гармоники кинетической энергии, соответствующее заданному составу смеси. Поскольку на данную фазу влияет угол опережения зажигания (УОЗ), то в качестве задаваемого для поддержания значения (уставки) принималась разность указанной фазы и УОЗ. Такое приведение дает приемлемый результат при отклонении УОЗ на $1-2^\circ$ ПКВ от значения, имевшего место при нахождении уставки фазы.

Нагрузочный режим определялся по амплитуде основной гармоники кинетической энергии. Задаваемое значение этой амплитуды поддерживалось тормозом. Частота вращения КВ регулировалась двигателем. Фаза основной гармоники кинетической энергии поддерживалась на заданном уровне интегральным регулятором, выходной коэффициент которого вычислялся следующим образом:

$$k_p = 1 + \sum_i \frac{(\Psi_{1/2 \text{ зад } i} - \Psi_{1/2 \text{ н } i}) \Delta t_i}{\Delta \Psi_{\max} T_i},$$

где $\Psi_{1/2 \text{ зад}}$ — приведенная (нормированная) по УОЗ уставка фазы основной гармоники кинетической энергии; $\Psi_{1/2 \text{ н}} = \Psi_{1/2} - \Theta_3$ — приведенная по УОЗ фаза основной гармоники кинетической энергии, определяемая как разность измеренной фазы $\Psi_{1/2}$ указанной гармоники и УОЗ Θ_3 ; $\Delta \Psi_{\max}$ — максимальное отклонение фазы от уставки, задаваемое для нормирования ошибки регулирования; Δt_i — временной шаг интегрирования (период цикла двигателя); T_i — постоянная времени интегрирования; i — номер цикла двигателя.

Эффективность фазового регулятора состава смеси определялась путем отслеживания его реакции на введение возмущения в расчет уставки циклового расхода топлива на установившемся режиме. Последняя включала две финальных коррекции:

$$G_{\text{тц}} = G_{\text{тц } 0} k_T k_p,$$

где $G_{\text{цикл}0}$ — уставка циклового расхода топлива, вычисленная по значению циклового расхода воздуха и заданному составу смеси; k_r — коэффициент коррекции топливopодачи по произвольному закону (собственно возмущение); k_p — коэффициент фазового регулятора состава смеси. В идеале при прочих равных условиях произведение $k_r k_p$ должно оставаться постоянным.

Пример работы фазового регулятора показан на рис. 1. Условия эксперимента следующие: двигатель прогрет; частота n вращения — 2000 об/мин; нагрузка — около 50 %; уставка коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,0$ (состав смеси может задаваться в широком диапазоне). До возмущения в дозировании топлива произведение коэффициентов коррекции $k_r k_p$ близко к 1 (на начальном участке до момента времени $t = 150$ с среднее значение этого произведения составляет 0,993). При появлении возмущения, вызывающего обеднение смеси, регулятор начинает увеличивать подачу топлива, тем самым нивелируя действие этого возмущения. Поскольку в данном случае постоянная времени интегратора сравнительно велика и составляет 10 с, то в процессе регулирования имеется значительная динамическая ошибка, достигающая 6 %. Но при отсутствии регулирования ошибка составила бы 33 % и осталась бы на этом уровне. С регулятором же по окончании действия обедняющего возмущения ошибка сходит практически на нет — $k_r k_p = 0,987$ (осреднение на интервале от 270 до 390 с). Затем начинает действовать обогащающее возмущение. В ответ на него регулятор начинает уменьшать подачу топлива, но с некоторым запаздыванием, вследствие чего снова появляется значительная динамическая ошибка, порядка 7 %. Если принять предшествующее обогащению состояние за базу

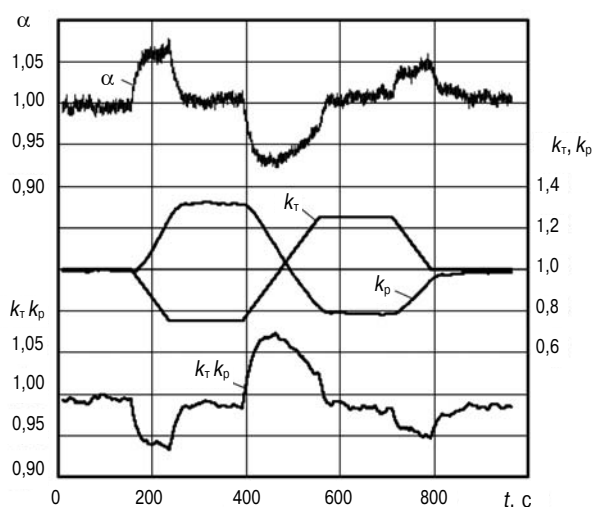


Рис. 1. Реакция фазового регулятора состава смеси на возмущение в дозировании топлива

с $\alpha = 1$, то без регулирования смесь обогатилась бы до $\alpha = 0,6$. По окончании действия очередного возмущения ошибка снова сходит почти на нет — $k_r k_p = 0,983$ (осреднение на интервале от 590 до 720 с). Заключительный этап — возвращение k_r к исходному значению. Регулятор, как и при первом подобном возмущении, противодействует обеднению путем увеличения подачи топлива. По окончании возмущения выход регулятора также приходит практически в исходное состояние. При этом $k_r k_p = 0,984$ (осреднение на интервале от 820 с и до конца записи). За весь рассмотренный процесс наибольшее отклонение $k_r k_p$ от начального значения на тех участках, где выход регулятора и состав смеси стабилизировались, составляет приблизительно 1 %. На столько же отклоняется и измеренный состав смеси.

Приведенный пример показывает принципиальную возможность создания регулятора состава смеси на основе регулирования фазы основной гармоники кинетической энергии вращающихся масс двигателя. Однако на данную фазу влияет не только состав смеси. В значительной степени влияние оказывает тепловое состояние двигателя, главным образом, через качество смесеобразования, период задержки воспламенения и скорость сгорания. Для установления степени этого влияния был проведен специальный эксперимент. Двигатель прогревался при постоянной частоте вращения без внешней нагрузки и фиксированном составе смеси, обеспечиваемом регулятором на базе широкополосного лямбда-зонда. Результаты эксперимента, полученные при $n = 1500$ об/мин и $\alpha = 1$, представлены на рис. 2. Тепловое состояние двигателя определялось по температуре T_r головки цилиндра, измеряемой штатным датчиком температуры.

Эксперимент показал, что по мере прогрева приведенная по УОЗ фаза основной гармоники

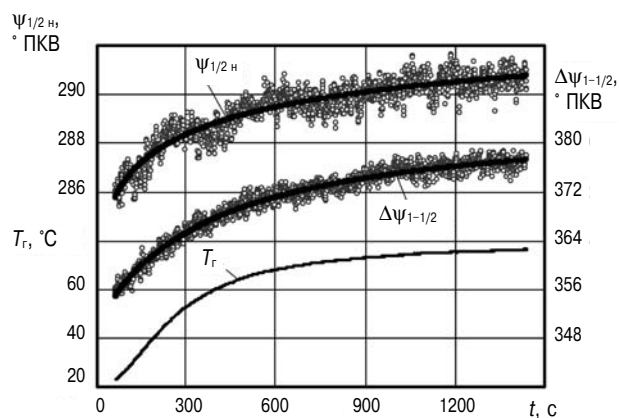


Рис. 2. Изменение фазы основной гармоники и разности фаз первой и основной гармоник кинетической энергии в процессе прогрева двигателя без внешней нагрузки

кинетической энергии ($\Psi_{1/2 \text{ н}}$) возрастает. Следовательно, при поддержании значения данной фазы, соответствующего прогретому состоянию, на холодном двигателе смесь будет переобогащена относительно заданного состава (с уменьшением фаза возрастает вплоть до области мощностного состава [2]). Отсюда вытекает необходимость в температурной коррекции уставки фазы. Такая коррекция возможна на основании закономерности, найденной в процессе анализа поведения параметров гармоник кинетической энергии во время прогрева. Было замечено, что пропорционально температуре двигателя изменяется разность фаз первой и основной гармоник — $\Psi_{1-1/2} = \Psi_1 - \Psi_{1/2}$ (см. рис. 2). На рис. 3 показана зависимость указанной разности от температуры головки цилиндра при различных значениях частоты вращения и коэффициента избытка воздуха. Приведенные данные получены в процессе прогрева без внешней нагрузки с фиксированным УОЗ (свое значение для каждой частоты вращения).

На основании данной закономерности можно построить эмпирическую модель для оценки температуры двигателя и в зависимости от полученной температуры вводить коррекцию. Очевидно, что точность такой оценки не будет высокой, хотя бы вследствие зависимости $\Delta\Psi_{1-1/2}$ от состава смеси — неизвестной величины. Кроме того, структура модели будет сложной ввиду зависимости $\Delta\Psi_{1-1/2}$ от частоты вращения, нагрузки, УОЗ, возможно, и других факторов. Да и сама коррекция фазы будет функцией не только температуры. Тем не менее, избежать значительного отклонения состава смеси от заданной величины во время прогрева вполне возможно и при весьма приближенной оценке температуры. Вдобавок в системе управления появляется виртуальный датчик температуры двигателя, что само по себе ценно.

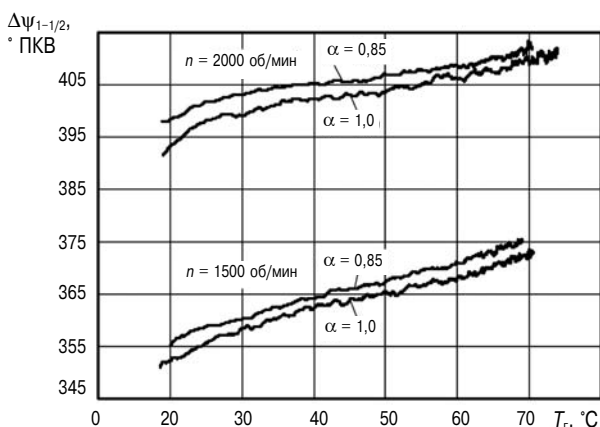


Рис. 3. Зависимость разности фаз первой и основной гармоник кинетической энергии от температуры головки цилиндра при прогреве двигателя без внешней нагрузки

Другой способ нахождения температурной коррекции уставки фазы — сделать величину коррекции частью отклонения $\Delta\Psi_{1-1/2}$ от значения этой разности в прогретом состоянии на соответствующем скоростном и нагрузочном режиме. Это проиллюстрировано на рис. 4, где линия 1 построена по сглаженным данным рис. 2. Аргумент находился путем вычитания из текущей разности $\Delta\Psi_{1-1/2}$ фаз двух первых гармоник кинетической энергии значения этой разности в установившемся тепловом состоянии ($\Delta\Psi_{1-1/2 \text{ уст}}$). Подобным образом находилась зависящая величина: из текущего значения приведенной по УОЗ фазы $\Psi_{1/2 \text{ н}}$ основной гармоники кинетической энергии вычиталось ее значение в установившемся тепловом состоянии ($\Psi_{1/2 \text{ н уст}}$). Полученная зависимость может быть названа потенциалом коррекции уставки фазы, поскольку ей нельзя воспользоваться напрямую для получения величины коррекции, но она задает область, где лежат искомые значения коррекции, дающие в итоге требуемый состав смеси. Данное обстоятельство обусловлено тем, что в ходе прогрева уменьшаются механические потери в двигателе, и это приводит к уменьшению индикаторного крутящего момента, а вслед за ним и к уменьшению амплитуды основной гармоники кинетической энергии. При прочих равных условиях с уменьшением амплитуды фаза этой гармоники, соответствующая одному и тому же составу смеси, увеличивается. Поэтому в непрогретом состоянии уставка фазы должна быть меньше не только из-за более низкой температуры, но и по причине более высокой внутренней нагрузки двигателя. Вследствие этого для рассматриваемого примера необходимая коррекция уставки фазы будет лежать выше линии 1 (см. рис. 4). При минимальном значении аргумента смещение составит примерно $1,5^\circ$ ПКВ и сойдет на нет при нулевом значении.

Результаты эксперимента по подбору величины коррекции уставки фазы представлены на рис. 5.

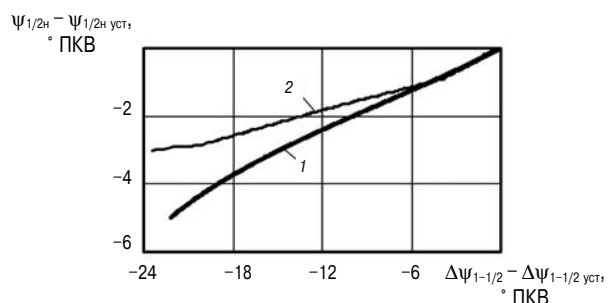


Рис. 4. Зависимость коррекции уставки фазы основной гармоники кинетической энергии от отклонения разности фаз первой и основной гармоник кинетической энергии от значения этой разности в прогретом состоянии

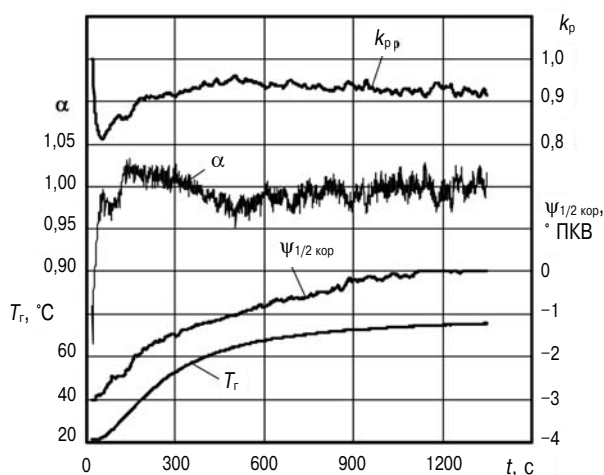


Рис. 5. Изменение выхода регулятора, состава смеси и коррекции уставки фазы основной гармоники кинетической энергии в процессе прогрева двигателя без внешней нагрузки

Двигатель работал при тех же условиях, что и в эксперименте, результаты которого приведены на рис. 2. С учетом сделанных выше выводов коррекция уменьшена относительно ее предела — линия 2 на рис. 4. Причем для более холодного состояния уменьшение сделано в большей степени с целью получения более богатой смеси по сравнению с заданным составом для обеспечения устойчивой работы двигателя в самом начале прогрева.

Важным обстоятельством является то, что продолжительность действия коррекции определяется автоматически, без термометрирования, и в соответствии с тепловым состоянием двигателя. При приближении к установившемуся температурному режиму коррекция $\psi_{1/2 \text{ кор}}$ сходится на нет (см. рис. 5).

В целом, принятую коррекцию уставки фазы можно считать удовлетворительной, поскольку в процессе прогрева состав смеси отклоняется от заданного значения не более чем на 3 % (без учета флуктуаций, обусловленных ступенчатым изменением положения дросселя). При отсутствии коррекции отклонение составило бы около 10 % в сторону обогащения смеси.

В заключение следует отметить еще одну особенность данного регулятора. Параметр обратной связи — фаза основной гармоники кинетической энергии — имеет максимум в области мощного состава смеси [2]. Поэтому при старте регулятора в условиях переобогащения смеси относительно мощного состава обратная связь будет положительной. Во избежание этого перед началом регулирования выполняется следующая процедура. Выход k_p регулятора уменьшается с постоянной скоростью до тех пор, пока градиент $\Delta\psi_{1/2 \text{ н}}$ приведенной по УОЗ фазы

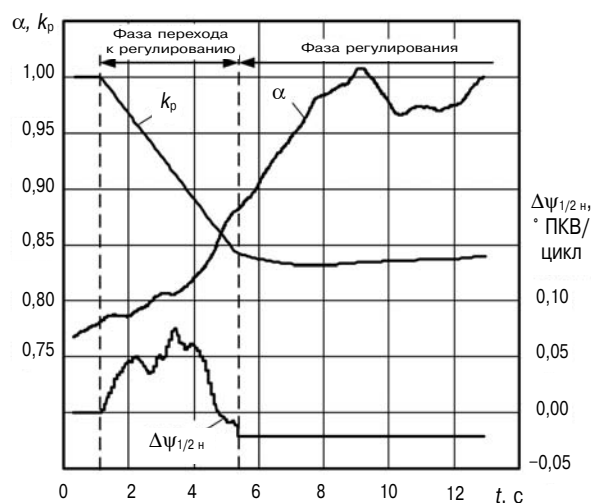


Рис. 6. Выход в область отрицательной обратной связи фазового регулятора состава смеси

основной гармоники кинетической энергии не окажется ниже заданного отрицательного порога (рис. 6). Это обеспечивает переход через экстремум фазы в случае переобогащенной смеси. Если изначально смесь была беднее относительно мощного состава, то градиент фазы сразу будет отрицательным. Следует добавить, что указанное поведение фазы создает предпосылки для разработки экстремального регулятора, поддерживающего мощный состав смеси.

Предложенный регулятор состава смеси не является прецизионным, но обеспечить устойчивую работу двигателя на бедных смесях вне зависимости от внешних и внутренних возмущений он способен даже в представленном весьма несовершенном виде. И никаких дорогостоящих датчиков для этого не потребуется. Приведенный материал в очередной раз свидетельствует о высоком информационном потенциале кинематики одноцилиндрового двигателя для синтеза виртуальных датчиков различного назначения. Наличие корреляции между фазами гармоник кинетической энергии более высокого порядка, в частности 2-го, и составом смеси делает возможным создание подобного регулятора и для двигателей с числом цилиндров до четырех.

Литература

1. Абрамов П.В. Кинематический метод определения нагрузки поршневого двигателя // Двигателестроение. 2006. № 3. С. 27–30.
2. Абрамов П.В. и др. Оценка наполнения и состава смеси в одноцилиндровом двигателе с принудительным воспламенением по внутрицикловой вариации угловой скорости коленчатого вала // Фундаментальные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XII Междунар. науч.-практ. конф. Владим. гос. ун-та. Владимир, 2010. С. 79–86.

ПРОЦЕСС ПУСКА ДИЗЕЛЯ КАК ИСТОЧНИК ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

*И.И. Лобанов, к.т.н., доц. кафедры ЭиЛ
Российский университет транспорта (МИИТ)
С.П. Калугин, к.т.н.*

Предложен метод диагностики дизельных двигателей, позволяющий оценивать качество компрессии (по всем цилиндрам суммарно) без применения специального оборудования. При испытаниях суперконденсаторной системы пуска дизеля с отключенной подачей топлива была обнаружена существенная зависимость энергозатрат на прокрутку коленчатого вала, связанная с дроссельными потерями, от числа открытых индикаторных кранов и температурного состояния дизеля. При равном запасе энергии в суперконденсаторах открытие индикаторных кранов снижает число оборотов, совершенных коленчатым валом, в результате чего могут обнаруживаться разного рода неплотности поршневых колец, впускных и выпускных клапанов и газового стыка. Точность метода может оцениваться минимальной величиной утечки, вызванной открытием половины проходного сечения одного индикаторного крана.

На кафедре «Электропоезда и локомотивы» РУТ (МИИТ) в период с апреля по октябрь 2019 г. были проведены экспериментальные исследования режима пуска тепловозного дизеля. Объектом исследования являлся тепловозный дизель 2-2Д49 (12ЧН26/26). Цель исследований — оценка энергозатрат на пуск дизеля с конденсаторной системой пуска, в частности, оценка минимального количества банок суперконденсаторов, обеспечивающего надежный пуск, и выбор способа получения необходимой энергии — изменением числа банок при заданном напряжении либо изменением напряжения при заданном числе банок [1]. При этом в ходе исследований было обнаружено существенное влияние на энергозатраты пуска положения индикаторных кранов (открыты/закрыты) и температурного состояния дизеля.

Известен такой способ облегчения пуска, как декомпрессия — открытие всех клапанов при пуске для снижения вращающего момента, необходимого при разгоне дизеля до минимально

устойчивой частоты вращения. Однако в ходе экспериментов обнаружилось обратное — затруднение пуска за счет значительного увеличения энергозатрат (приблизительно в 2 раза при открытии индикаторных кранов) по сравнению с прокруткой при всех закрытых кранах. Данное обстоятельство объясняется потерями на дросселирование воздуха в малых проходных сечениях индикаторных кранов, что позволило рассматривать энергозатраты при пуске как диагностический параметр, характеризующий качество компрессии по всем цилиндрам дизеля суммарно.

В настоящее время находит применение компрессионно-вакуумный метод диагностики состояния цилиндрико-поршневой группы дизеля для оценки качества компрессии [2–4], однако он требует присоединения к индикаторным кранам специального измерительного оборудования, в связи с чем его применение в условиях эксплуатации затруднительно. Разработка способа, без применения специального оборудования для выявления ухудшения компрессии и указывающего на необходимость более детальной диагностики, представляет практический интерес.

Условия проведения опытов были следующими:

- Батарея конденсаторов имела постоянно подключенными 18 банок по 23,8 Ф.

- Напряжение, до которого заряжалась батарея, во всех опытах поддерживалось равным 60 ± 1 В.

- Перед прокруткой дизеля производилась прокачка масла в штатном режиме (до срабатывания РДМ1, 0,07 МПа).

- Остаточное напряжение на конденсаторах после остановки дизеля составляло порядка 15 В и незначительно отличалось от опыта к опыту.

- Для оценки влияния температурного состояния дизеля на энергозатраты пуска дизель предварительно прогревался с последующим отстоем в течение 1–1,5 ч для выравнивания температур.

Механическая работа, затраченная на пуск, оценивалась по числу оборотов коленчатого вала N , совершенному за время прокрутки. Число

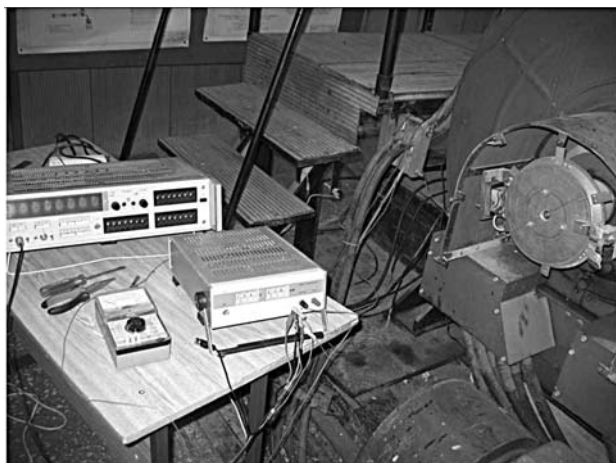


Рис. 1. Оборудование для измерения числа импульсов



Рис. 2. Измерение числа импульсов

оборотов измерялось счетчиком типа Ф5007 при помощи датчика импульсов КВД-6-24. Конструкция датчика обеспечивала получение 6 импульсов за 1 оборот коленчатого вала (рис. 1).

Энергозатраты на прокрутку при закрытых кранах можно описать соотношением:

$$E_{\text{пр_закр}} = \eta_{\text{СТГ_ср}} \cdot \int_0^{t_{\text{п}}} P_{\text{СТГ_закр}} dt = \int_0^{\varphi_{\text{закр}}} M_{\text{мех}}(\omega(\varphi)) d\varphi, \quad (1)$$

где $E_{\text{пр_закр}}$ — энергозатраты на прокрутку при закрытых индикаторных кранах, Дж; $\eta_{\text{СТГ_ср}}$ — среднее значение КПД стартер-генератора в процессе прокрутки; $t_{\text{п}}$ — продолжительность прокрутки, с; $P_{\text{СТГ_закр}}$ — электрическая мощность стартер-генератора, Вт; $\varphi_{\text{закр}}$ — угловое перемещение коленчатого вала за время прокрутки, при закрытых индикаторных кранах, рад ($\varphi_{\text{закр}}/2\pi = N_{\text{закр}}$ — число оборотов, совершенных

коленчатым валом за время прокрутки); $M_{\text{мех}}(\omega)$ — момент механических потерь, Н·м; ω — угловая скорость коленчатого вала, рад/с.

Энергозатраты на прокрутку при открытых кранах описывается соотношением

$$E_{\text{пр_откр}} = \eta_{\text{СТГ_ср}} \cdot \int_0^{t_{\text{п}}} P_{\text{СТГ_откр}} dt = \int_0^{\varphi_{\text{откр}}} (M_{\text{мех}}(\omega(\varphi)) + M_{\text{др}}(\omega(\varphi))) d\varphi, \quad (2)$$

где $\varphi_{\text{откр}}$ — угловое перемещение коленчатого вала за время прокрутки при открытых индикаторных кранах, рад; $M_{\text{др}}$ — момент дроссельных потерь, Н·м.

При условии равенства запаса энергии в суперконденсаторах (обеспечивавшегося в опытах) и среднего КПД стартер-генератора (принятое допущение) получим:

$$\int_0^{\varphi_{\text{закр}}} M_{\text{мех}}(\omega(\varphi)) d\varphi = \int_0^{\varphi_{\text{откр}}} (M_{\text{мех}}(\omega(\varphi)) + M_{\text{др}}(\omega(\varphi))) d\varphi. \quad (3)$$

При этом аналитическое решение уравнения (3) затруднено в связи с характером изменения механических и дроссельных потерь от частоты вращения коленчатого вала и необходимость получения в опытах зависимости частоты вращения коленчатого вала от времени или от угла поворота.

Для механических потерь, включающих в себя привод вспомогательных механизмов дизеля, в [5] приводится формула

$$p_{\text{мех}} = p_{\text{тр}} + p_{\text{всп}} = a \cdot (n_{\text{д}})^m, \quad (4)$$

где $p_{\text{мех}}$ — среднее давление механических потерь; $p_{\text{тр}}$ — среднее давление трения; $p_{\text{всп}}$ — среднее давление на привод вспомогательных механизмов; a — коэффициент, не зависящий от частоты вращения; $n_{\text{д}}$ — частота вращения коленчатого вала, об/мин; $m = 0,7-0,8$ — эмпирический коэффициент.

Поскольку вращающий момент на валу дизеля пропорционален среднему давлению, а мощность дизеля пропорциональна среднему давлению и частоте вращения, выражения для этих величин можно записать в виде:

$$M_{\text{мех}}(n_{\text{д}}) = C_1 \cdot (n_{\text{д}})^a; \quad (5)$$

$$N_{\text{мех}}(n_{\text{д}}) = C_2 \cdot (n_{\text{д}})^{a+1}. \quad (6)$$

Для дизелей типа Д49 Коломенский завод рекомендует формулу

$$N_{\text{мех}}(n_{\text{д}}) = C \cdot (n_{\text{д}})^{1,8}, \quad (7)$$

однако отмечая, что данная формула применима только в диапазоне рабочих частот вращения (от минимально устойчивой до номинальной), а

при частотах вращения значительно ниже минимально устойчивой данная формула некорректна.

Значительно упростить выражение (3) можно лишь при очень грубом допущении о постоянстве моментов механических потерь (сделанном на основании узости интервала пусковых частот вращения), что позволяет вынести их из-под знака интеграла:

$$M_{\text{мех}} \cdot \int_0^{\varphi_{\text{закр}}} d\varphi = (M_{\text{мех}} + M_{\text{др}}) \cdot \int_0^{\varphi_{\text{откр}}} d\varphi. \quad (8)$$

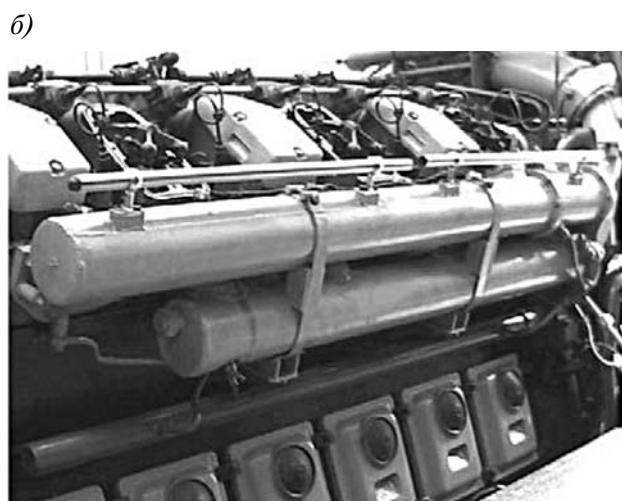
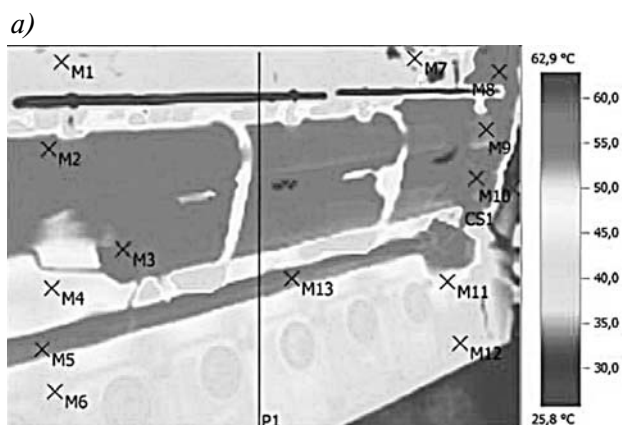


Рис. 3. Измерение температуры по термограмме:
а — термограмма; б — изображение в видимом свете; в — гистограмма температур

Влияние изменения температуры и количества открытых индикаторных кранов на число оборотов коленчатого вала дизеля

№ опыта		Количество открытых индикаторных кранов z			
		0	1	6	12
1	t, °C	20	24	23	20
	N, об	20,67	19,5	12,0	9,67
2	t, °C	23	25	38	47
	N, об	19,83	19,5	14,5	12,67
3	t, °C	24	42	—	—
	N, об	22,5	31,83	—	—
4	t, °C	25	42,5	—	—
	N, об	21,67	31,17	—	—
5	t, °C	41	—	—	—
	N, об	32,67	—	—	—

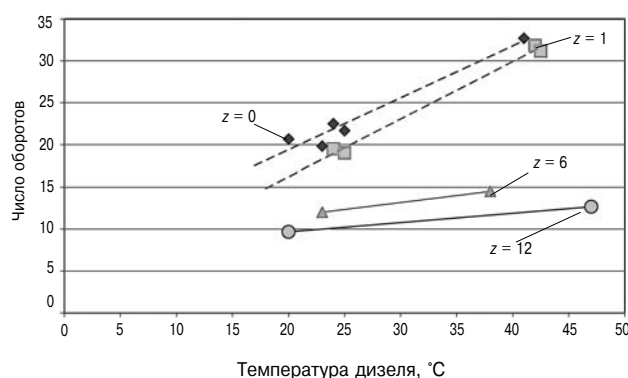


Рис. 4. Зависимость числа оборотов коленчатого вала при прокрутке от температуры дизеля при различном числе открытых индикаторных кранов
(z = 0 — все краны закрыты)

Элементарные преобразования позволяют получить выражение для оценки дроссельных потерь:

$$\frac{M_{\text{др}}}{M_{\text{мех}}} = \frac{N_{\text{закр}}}{N_{\text{откр}}} - 1. \quad (9)$$

Измерения температуры дизеля проводились при помощи пирометра «Кельвин ЛЦм» с погрешностью $\pm 1^\circ\text{C}$ и тепловизора Testo 875i с погрешностью $\pm 2^\circ\text{C}$ (рис. 3). Разница температур в разных точках дизеля после отстоя составляла 2–3 °C. За температуру дизеля принималась средняя температура остова и цилиндровых крышек.

Результаты измерений сведены в таблицу.

Открытие одного индикаторного крана при температуре дизеля 24 С согласно формуле (9) увеличивает сопротивление вращению на $(22,5/19,5) - 1 = 0,15$, или 15 %.

По табличным данным построены графики (рис. 4) в виде семейства линейных зависимостей (при наличии более чем двух опытных точек) Аппроксимация выполнена с использованием метода наименьших квадратов.

Выводы

1. При вращении прогретого дизеля без подачи топлива с заданным подводом энергии суммарные дроссельные потери (при открытии всех индикаторных кранов) в несколько раз больше механических потерь. При достаточно низких температурах (главным образом, вследствие повышения вязкости масла) механические потери возрастают настолько, что становятся сопоставимы с дроссельными потерями. По этой причине, с ростом температуры влияние дроссельных потерь на угол поворота коленчатого вала растет. При $t = 20^\circ\text{C}$ разница составляет приблизительно $20/10 = 2$ раза, а при $t = 45^\circ\text{C}$ уже $32,67/12,67 = 2,6$. Таким образом, диагностирование компрессии по энергозатратам следует проводить на предварительно прогретом дизеле.

2. Нелинейная зависимость угла поворота КВ от числа открытых кранов (т. е. от величины дроссельных потерь) объясняется, тем что величина потерь пропорциональна квадрату скорости истечения воздуха из открытых кранов.

3. Открытие кранов не облегчает, а наоборот, затрудняет пуск дизеля. Однако можно предложить один прием, позволяющий облегчить пуск. Прием заключается в открытии одного индикаторного крана, в цилиндре, поршень которого движется в направлении ВМТ. После начала движения коленчатого вала кран необходимо закрыть. В этом случае в момент трогания коленчатого вала с места скорость поршня (и скорость перетекания газов) еще мала и дроссельные потери малы, а сопротивление сжатию (компрессия) будет преодолеваться уже в следующем цилиндре с разгона.

4. Теоретическое вычисление дроссельных потерь в индикаторных кранах можно считать нецелесообразным. Помимо того, что каналы кранов имеют сложную форму и вычисление коэффициента расхода для них весьма трудоемко, сами каналы имеют различную геометрию, как по причине технологических разбросов, так и по причине нагарообразования в эксплуатации. Для точного определения дроссельных потерь планируется установка на краны колпачков с калиброванными отверстиями.

5. Зависимость энергозатрат и дроссельных потерь от частоты вращения коленчатого вала дизеля имеет сложный характер. При очень малой частоте вращения (например, при ручном провороте коленчатого вала) воздух успевает перетекать через каналы даже малого сечения, не создавая существенного перепада давления ($p \approx 0$) и поэтому практически не расходуя энергию. При высокой частоте вращения через каналы достаточно малого сечения не успевает перетекать существенный объем воздуха ($\Delta V \approx 0$), а поскольку

работа газа $A = p \cdot \Delta V$, расход энергии в этом случае также будет незначительным. Данное обстоятельство говорит о существовании оптимальных параметров диагностического режима, лежащих ниже минимально устойчивой частоты вращения (предположительно, в диапазоне 30–100 об/мин).

6. Связь угла поворота коленчатого вала с величиной механических потерь нелинейна и определяется законом изменения частоты вращения на протяжении прокрутки. В опытах частота вращения является функцией времени, однако для вычисления работы момента сопротивления удобнее использовать зависимость частоты вращения от угла поворота.

7. Чувствительность метода оценки качества компрессии по энергозатратам (как диагностического параметра) обусловлена уверенным обнаружением наличия утечек, что соответствует утечкам через половину проходного сечения одного открытого индикаторного крана. Поскольку диаметр канала в кране составляет 6 мм, а проходное сечение $3,14 \cdot 6^2 / 4 = 28 \text{ мм}^2$, одиночную неплотность 14 мм^2 (или такую же суммарную величину распределенных по цилиндрам неплотностей) можно принимать за предел чувствительности метода. Поскольку максимально допустимые нормативной документацией размеры дефектов составляют единицы кв. мм на цилиндр (риски на зеркале цилиндрических втулок шириной до 1,5 мм и глубиной до 0,5 мм для дизелей Д49) [6, 7], чувствительность предлагаемого метода может удовлетворять практическим требованиям.

8. Предлагаемый способ диагностики легко реализуется на дизелях с пневматическим пуском (постановкой расходомера пускового воздуха), энергозатраты в этом случае легко вычисляются по давлению пускового воздуха в начале пуска, в конце пуска и расходу воздуха на достижение определенной частоты вращения.

9. Предлагаемый способ диагностики может представлять интерес не только для эксплуатирующих организаций, но также для дизелестроительных и ремонтных заводов при контроле качества сборки дизелей, обкатке, а также стендовых и приемочных испытаниях.

Литература

1. Калугин С.П., Лобанов И.И. Ионисторные накопители энергии в системах тягового подвижного состава // Локомотив. 2018. № 12 (744). С. 35–38.
2. Четвет В.А., Иванов Н.Т., Четвет Ю.В. Способ диагностирования цилиндрико-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания // Патент РФ № 2 184 360 С1. 2002. Бюл. № 18.

3. *Чечет В.А.* Пневматические методы диагностики цилиндропоршневой группы ДВС // Автомобиль и сервис. 2002. № 5. С. 21–23.

4. *Бойков А.Ю.* Повышение информативности компрессионно-вакуумного метода диагностирования цилиндропоршневых групп автотракторных ДВС: дис. ... канд. техн. наук. М., 2008. 225 с.

5. Локомотивные энергетические установки: Учеб.

для вузов ж.-д. трансп./ А.И. Володин, В.З. Зюбанов, В.Д. Кузьмич и др.; под ред. А.И. Володиной. М. : ИПК «Желдориздат», 2002. С. 516.

6. Правила технического обслуживания и текущего ремонта тепловозов ТЭМ2, ТЭМ2А, ТЭМ2У, ТЭМ2УМ № ЦТ-519 от 3 ноября 1997.

7. Правила технического обслуживания и текущего ремонта тепловозов 2ТЭ116 № ЦТ-468 от 24 июня 1997.

СМАЗОЧНЫЕ МАСЛА ДЛЯ ПОРШНЕВЫХ ДВС (по материалам конгресса CIMAC)

В последние годы наблюдается заметный прогресс в области двигателей внутреннего сгорания, в особенности — среднеоборотных тронковых дизелей, работающих в качестве главных и вспомогательных судовых двигателей. Появляются новые технологии, ориентированные на дальнейшее повышение КПД двигателей и одновременное снижение вредных выбросов. Среди которых наиболее известны цикл Миллера, повышение степени сжатия, а также применение двух- и многотопливных двигателей. В то же время форсировка двигателей ускоряет деградацию смазочного масла и сокращает срок его службы из-за быстрого снижения щелочного числа и увеличения вязкости масла. Можно ожидать, что все эти факторы ускорят создание новых масел, предназначенных для поршневых тронковых среднеоборотных двигателей, учитывая, что предлагаемым сегодня на рынке сортам масел уже больше десяти лет. В настоящем докладе подчеркивается важность использования новых методов моторных испытаний, помимо традиционных методик, и уточняется корреляция между их качеством и методами испытаний. Рассматриваются некоторые аспекты использования опытного одноцилиндрового отсека, работающего на мазуте, с целью демонстрации влияния качества моторного масла на его характеристики, а также полезности данного инструмента для сравнительной оценки эффективности способов улучшения показателей масла, таких как чистота двигателя, контроль вязкости масла и уменьшение запаса его щелочности. Рассматриваются также усовершенствованные программы испытаний и системы управления двигателем для опытного дизеля Caterpillar-AVL фирмы «Shell» (одноцилиндровый дизель AVL типа LEF с крышкой цилиндра от машины Caterpillar 1Y540), чтобы показать, как данный инструмент может быть использован для

получения надежных и повторяемых результатов испытаний, проводимых с целью исследований и сертификации.

Во втором докладе приведены результаты фундаментального исследования с использованием машины быстрого сжатия (RCM — Rapid Compression Machine), предпринятого с целью изучения влияния характеристик масла на изменение периода задержки воспламенения при разных внешних условиях. Преждевременное воспламенение смеси, вызванное смазочным маслом — феномен, который становится все более очевидным по мере увеличения среднего эффективного давления двигателей до уровня 1,8 МПа и более. Процесс сопровождается резким ростом максимального давления в цилиндре, способным вывести двигатель из строя. Данный феномен может стать препятствием для дальнейшего совершенствования двигателей в направлении повышения КПД, поскольку это неразрывно связано с увеличением степени сжатия и среднего эффективного давления. В Японии в качестве топлива для газовых двигателей используется бытовой газ с очень низким метановым числом. По мере расширения использования в газовых двигателях по всему миру LNG, метановое число которого изменяется в широких пределах, упомянутый эффект может проявиться в судовых установках, где метановое число будет меняться в зависимости от уровня LNG в танках. Опыт эксплуатации и стендовых испытаний, показывает, что подобное преждевременное воспламенение смеси является сложным явлением, зависящим от множества факторов, таких, как температура сжатия, коэффициент избытка воздуха, метановое число топливного газа, среднее эффективное давление, и т. п., но численных оценок до сих пор не проводилось.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

РАЗРАБОТКА СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ ТРОНКОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Jose Luis Garcia, Stefan Schleper,
Shell Global Solutions (Deutschland) GmbH
John Schakel,
Shell Global Solutions International*

Перспективы совершенствования конструкции двигателей

Стремление заказчиков снизить себестоимость своей продукции побуждает двигателестроителей непрерывно совершенствовать свои машины с целью повышения их топливной экономичности, способности к использованию различных топлив, а также снижению ущерба, наносимого окружающей среде. За последние 20 лет существенно повысился такой показатель, как удельная мощность (кВт/кг). Например, для двигателей Wartsila L46 он увеличился с 0,061 (версия 8L46A) до

0,077 кВт/кг (версия 8L46F), т. е. на 26 %. Фирма «Wartsila» запустила в производство машину W31, ставшую значительным шагом вперед с точки зрения удельной мощности. Для двигателя W31 этот показатель составляет 0,087 кВт/кг, т. е. на 43 % выше, чем у двигателя 8L46A (рис. 1). Аналогичным образом, удельная мощность двигателей «Caterpillar MAK» возросла с 0,058 (двигатели 6M43 1998 г. постройки) до 0,068 кВт/кг (2014 г.), т. е. на 17 %. Для того, чтобы повысить КПД двигателя, непрерывно совершенствовался его рабочий процесс, повышалось максимальное давление сгорания, и тем самым — среднее эффективное давление (рис. 2). Совершенствование турбокомпрессора позволило реализовать цикл Миллера, растет число двигателей, оборудованных системами common rail с электронным впрыском, что позволяет повысить давление впрыска во всем диапазоне нагрузок.

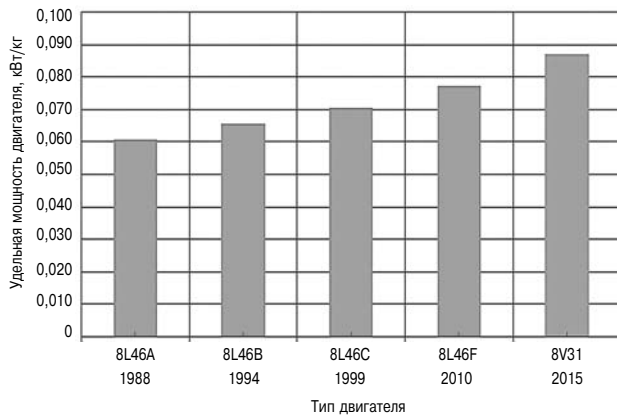


Рис. 1. Рост удельной мощности двигателей Wartsila L46

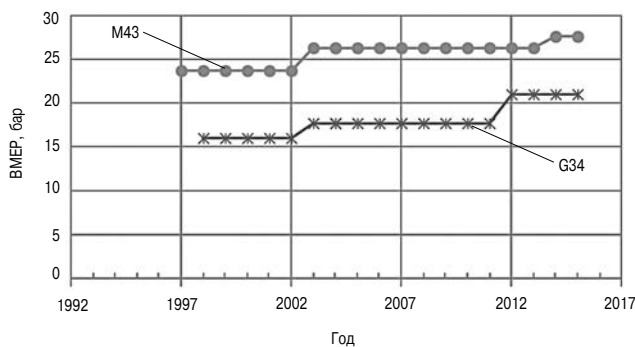


Рис. 2. Динамика изменения среднего эффективного давления для двух моделей двигателей Caterpillar МАК за последние 20 лет

В системах common rail машинное масло используется также как гидравлическая жидкость, что повышает требования к его чистоте. В настоящее время почти во всех двигателях удельный расход масла (SLOC) удалось снизить благодаря использованию антиполировочных колец и набора колец с оптимизированной геометрией, что позволяет повысить давление в цилиндре и КПД двигателя. Все больше судов оборудуются двухтопливными двигателями, как главными, так и вспомогательными. Это дает операторам более широкий выбор топлива и возможность подготовиться к переходу на газообразное топливо, например, LNG. В то же время значительная часть двигателей продолжает работать только на жидком топливе. Концепция двухтопливного двигателя предполагает возможность переключения с жидкого на газообразное топливо. Поскольку в последнем случае расход жидкого топлива намного ниже, во избежание образования нагара на стенках цилиндра из-за раннего самовоспламенения, необходимо было решить некоторые проблемы, связанные с обеспечением необходимой смазки при работе двигателя преимущественно или исключительно на жидком топливе.

Влияние деградации масла на работу двигателя

Как уже отмечалось ранее [1], непрерывное совершенствование современных среднеоборотных двигателей приводит к ускоренной деградации масла под действием следующих факторов:

- рост среднего эффективного давления (ВМЕР);
- снижение удельного количества масла в поддоне картера (кг/кВт);
- снижение расхода масла, и, соответственно, увеличение интервалов смены масла;
- увеличение рабочих температур;
- рост удельной мощности двигателей.

Все перечисленные выше факторы приводят к значительному росту нагрузки на масло, которое деградирует гораздо быстрее, чем в двигателях предыдущих поколений. То же самое количество масла деградирует и выбрасывается в атмосферу быстрее, чем в двигателях предыдущего поколения. На рис. 3 показаны изменения OSF по мере совершенствования конструкции двигателей МАК. Способность масла осуществлять свои основные функции, в частности, поддерживать чистоту двигателя, быстро уменьшается. Деградацию масла и ухудшение его показателей можно отслеживать простыми аналитическими способами, позволяющими определять основные свойства масла, такие, как вязкость¹, базовое число (BN)² и загрязнение³.

Различные авторы [1–3] исследовали такие моменты, как соотношение между расходом масла R (г/кВт·ч), (называемого также удельным расходом масла $bsoc$), общим количеством масла в двигателе на киловатт мощности V (г/кВт) и временем t (ч) работы залитого масла. Предположив, что расход масла полностью компенсируется добавкой свежего масла в систему, коэффициент деградации масла (OSF) может быть определен в соответствии с [1]. Этот коэффициент, имеющий размерность кВт·ч/г, представляет собой отношение мощности к соответствующим процессам деградации масла, накапливающимся в нем за интервал времени t :

$$OSF = \frac{1}{R} \left(1 - e^{-\frac{Rt}{V}} \right),$$

где R — удельный расход масла ($bsoc$), г/кВт·ч;

¹ В соответствии с ASTM D445-15 Standard Test Method for Kinematic Viscosity of Transparent and Opaque Liquids (and Calculation of Dynamic Viscosity) in conjunction with ASTM D446-12 Standard Specifications and Operating Instructions for Glass Capillary Kinematic Viscometers.

² В соответствии с ASTM D2896-11 Standard Test Method for Base Number of Petroleum Products by Potentiometric Perchloric Acid Titration.

³ В соответствии с ASTM D893-14 Standard Test Method for Insolubles in Used Lubricating Oils.

V — количество масла в поддоне, г/кВт ; t — время, ч; OSF — коэффициент деградации масла, кВт·ч/г.

На бесконечном промежутке времени t экспонента стремится к нулю, а это означает, что максимальное значение OSF равно $1/R$. Иначе говоря, по мере роста ожидаемого срока службы масла OSF непрерывно растет, достигая максимума, который зависит только от величины $bsoc$.

Концепция OSF может быть использована непосредственно в качестве критерия для принятия решения о смене масла. При этом надо знать, каково его максимально допустимое значение для используемого масла. Разумно предположить, что способность масла противостоять деградации (скорость достижения предельно допустимых значений) зависит от его сорта. И наоборот, для различных двигателей и различных применений нужны масла, способные выдерживать различные уровни OSF, чтобы обеспечить работу на протяжении бесконечного или заданного интервала смены масла (например, при редких процедурах техобслуживания).

С точки зрения физических и химических процессов, величина OSF (в кВт·ч/г) отражает энергию, приложенную к каждому грамму масла за время t . Следовательно, OSF прямо зависит от количества продуктов сгорания, попадающих в картер, т. е. сажи, кислот и нерастворимых веществ. Данный параметр позволяет сравнивать различные двигатели и различные рабочие условия, чтобы оценить степень влияния обоих факторов на деградацию масла.

Следует пересмотреть механизм деградации масла с точки зрения средств, используемых при разработке масел. Новые эффективные смазки должны удовлетворять все более жестким требованиям, а опытные двигатели, программы и условия испытаний должны обеспечить выявление критических значений деградации масла. Эти значения должны быть достаточны, чтобы удовлетворять требованиям жестких эксплуатационных условий, и в то же время отсеивать заведомо неподходящие варианты составов смазки.

Среднеоборотные опытные двигатели Shell: Испытательный стенд Cat-AVL и двигатель W4L20D

Изложенная в настоящем докладе программа разработки новых масел включает использование двух типов двигателей: Shell Cat-AVL и W4L20D.

Двигатель Shell Cat-AVL — известная, хорошо отработанная модель, давно использовавшаяся при разработке новых масел [1]. Этот одноцилиндровый двигатель, наряду с двигателем W4L20, был использован для наиболее всесторонней оценки масел-кандидатов. Размеры и мощностные параметры данного отсека, а также программа и

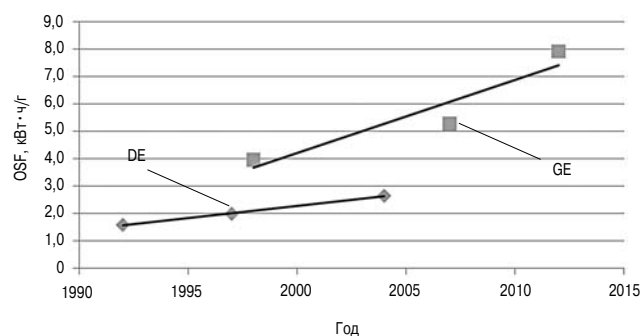


Рис. 3. Изменение OSF двигателей МАК:

DE — diesel engines (расчетные значения SLOC от 1,0 до 0,6 г/кВт·ч); GE — gas engines (расчетные значения SLOC от 0,4 до 0,2 г/кВт·ч)

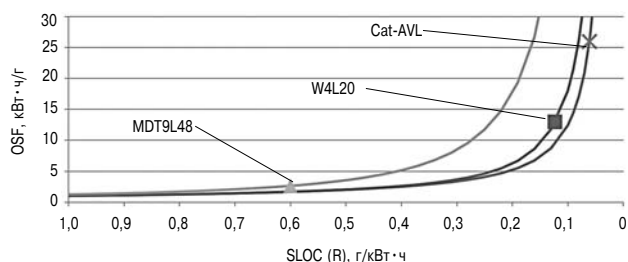


Рис. 4. Воздействие стресс-факторов на масло. Сравнительные результаты, полученные на среднеоборотных дизелях в эксплуатационных условиях. Данные, использованные в расчетах, представлены в табл. 1

Таблица 1

Параметры двигателя

	Опытный двигатель		
	Cat-AVL	W4L20	MDT L48/60
Количество масла в поддоне, кг	7,24	144,8	7288
Мощность двигателя, кВт	53	800	10350
Удельный расход масла, г/кВт·ч	0,06	0,12	0,60
Удельное количество масла в поддоне, кг/кВт	0,14	0,18	0,70
Срок службы/время воздействия стресс-факторов, ч	2241	1468	1174

методика испытаний его позволяют детально изучить большую группу масел-кандидатов.

Установки для испытаний, использованные при разработке масел для двигателей грузовиков (ТРЕО) с учетом факторов деструкции масла, проиллюстрированы рисунками 3 и 4. Условия испытаний таковы, что масла подвергаются более тяжелым нагрузкам, чем на двигателях, работающих в реальной эксплуатации или на высокофорсированных среднеоборотных двигателях.

Опытный двигатель CAT-AVL

Опытный двигатель Shell's Caterpillar-AVL представляет собой отсек дизеля AVL типа LEF

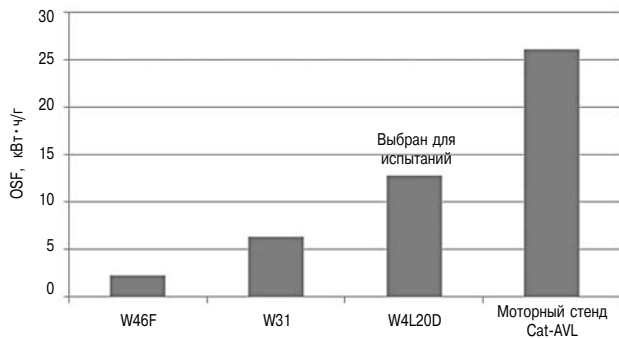


Рис. 5. Воздействие стресс-факторов на масло. Сравнительные результаты, полученные на среднеоборотном двигателе Shell и на серийных двигателях Wartsila W46F и W31. Данные, использованные в расчетах, представлены в табл. 2

Таблица 2

Параметры двигателей Wartsila и Shell test engines

Двигатель	W46F	W31	W4L20	Cat-AVL
Диаметр цилиндра, мм	460	310	200	137
Ход поршня, мм	580	430	280	168

с крышкой от двигателя Caterpillar 1Y540. Для этого двигателя была разработана специальная программа испытаний, кроме того, он был оборудован новейшей аппаратурой управления и контроля, что позволило получить надежные и повторяемые результаты испытаний, которые можно будет использовать при исследованиях и приемочных испытаниях. Стендовый двигатель позволяет выбрать из нескольких исследуемых сортов масел наиболее перспективные, подтвердившие свою робастность и готовность к дальнейшим испытаниям на полноразмерных двигателях, таких, как Shell Wartsila 4L20, а также на серийных двигателях, находящихся в эксплуатации в условиях, позволяющих произвести сравнительную оценку качества масел.

Испытательный стенд с одноцилиндровым отсеком типа Cat-AVL имеет ряд преимуществ по сравнению со стендами на базе полноразмерных среднеоборотных двигателей. Для него требуется гораздо меньше топлива и масла. Значительно сокращаются расходы на запчасти и техобслуживание. Кроме того, все вспомогательные системы гораздо меньше по размеру, и при этом обеспечивают более точный мониторинг и контроль параметров.

Все процессы, происходящие в каждом цилиндре многоцилиндрового двигателя, в той или иной степени влияют на работу остальных цилиндров. Кроме того, параметры рабочего процесса могут меняться под действием иных, помимо качества масла, факторов. Анализ причин возникновения тех или иных аномалий гораздо удобнее проводить на одноцилиндровом отсеке,

нежели на многоцилиндровом двигателе, где может возникнуть какая-то одна из нескольких возможных аномалий (например, обесцвечивание, повышенный износ или более интенсивные отложения). На одноцилиндровом отсеке её причины гораздо легче выявить.

Испытательный стенд с одноцилиндровым отсеком — штучное изделие, тогда как многоцилиндровый двигатель обычно является серийным изделием, приспособленным для испытательных целей. Это значит, что конструкция одноцилиндрового двигателя и условия испытаний могут быть более точно приведены в соответствие с целями данных испытаний.

Программа испытаний Cat-AVL

Каждый цикл испытаний включает 2 часа приработки и 96 часов ресурсных испытаний при постоянной нагрузке. По завершении цикла анализируется качество масла. Оно определяется по износу и загрязнению поршня, поршневых колец и втулки цилиндра. Загрязнение оценивается по шкале ASTM для высокофорсированных двигателей.

Таблица 3

Конструктивные размеры и рабочие параметры двигателя Cat-AVL

Параметры двигателя	Величина
Диаметр цилиндра, мм	137
Ход поршня, мм	168
Скорость двигателя, об/мин	1400
Мощность двигателя, кВт	52
ВМЕР, бар	18,2
Надпоршневой зазор, мм	5,73
Параметры при испытаниях двигателя (настройки)	
Разрушающая нагрузка, Нм	360
Температура воды на выходе, °C	80
Температура масла, °C	80
Давление масла для охлаждения поршня, кПа	360
Давление наддува, кПа	260
Температура воздуха на всасывании, °C	80
Противодавление на выпуске, кПа	130
Содержание серы в топливе, % м/м	1–3

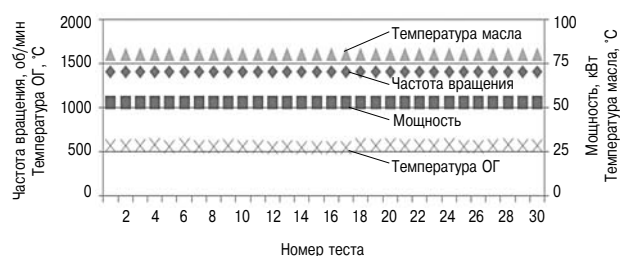


Рис. 6. Стабильность параметров работы двигателя Cat-AVL при испытаниях (усредненные значения по каждому из 96-часовых циклов)

Основные рабочие параметры приведены в табл. 3. При этом учитываются только результаты, полученные в одинаковых условиях. Партия топлива должна оставаться одной и той же для каждой серии испытаний, а каждая серия должна проводиться с новым поршнем и новой цилиндровой втулкой. Графики изменения четырех основных параметров в течение 30 тестовых прогонов показаны на рис. 6.

Составление рецептуры высокоэффективных ТРЕО

Для среднеоборотных двигателей, работающих на мазуте, применяются только специально подобранные смазочные материалы. Большое содержание асфальтенов в тяжелых топливах приводит к тому, что значительная их часть переходит в масло. Во избежание смолообразования и формирования осадка на стенках камеры сгорания масло должно содержать специальные моющие присадки. Работа на высокосернистых топливах ведет к образованию серной кислоты, что приводит к усиленному износу поршневых колец и втулок цилиндров, если масло не имеет достаточного запаса щелочности. Учитывая большой срок службы масла, для очистки его от воды и продуктов сгорания используются сепараторы. Состав смазок для среднеоборотных двигателей должен обеспечивать легкое отделение воды и продуктов сгорания в сепараторе.

Высокоэффективные ТРЕО представляют собой особый класс масел для работающих на мазуте среднеоборотных двигателей, в которых условия работы масла особенно тяжелы, что связано с очень низким расходом масла, высокой форсировкой двигателей и/или использованием высокосернистых топлив.

ТРЕО должны быть оптимизированы таким образом, чтобы обеспечить:

- эффективный контроль и предотвращение образования отложений;
- большой и длительный запас щелочности;
- контроль разжижения масла.

Такая оптимизация позволяет продлить срок службы масла, уменьшить частоту и объем доливов («осветление») масла, а также снизить эксплуатационные расходы. Операторы, использующие такие масла, получают существенный выигрыш в виде повышения надежности и снижения общих эксплуатационных затрат.

Чистота двигателя

Способность машинного масла поддерживать и восстанавливать чистоту двигателя является результатом сложного взаимодействия различных свойств масла, таких, как антиоксидантный эффект, термостабильность, растворяющая способность, диспергируемость и моющая способность, в условиях, когда в нем накапливаются загряз-

нители и продукты старения. Почти все присадки к маслу могут рассматриваться как поверхностно-активные вещества (ПАВ). Эти ПАВ могут конфликтовать между собой за доступ к смазываемой поверхности, особенно при их избытке. Поэтому даже небольшие изменения в концентрации различных ПАВ могут давать преимущества тому или иному компоненту при доступе к поверхности. Непрерывные изменения условий в пограничных областях 4-тактных двигателей делает результат взаимодействия различных ПАВ непредсказуемым.

Моделирование столь сложных систем на основе лабораторных испытаний и/или математического анализа практически невозможно. Испытания на машинных стендах или в лабораторных условиях обычно проводятся с целью определения отдельных свойств масла, таких как термостабильность, устойчивость к окислению или способность к выпадению осадков при высоких температурах. Это является традиционным способом сравнительных испытаний масел-кандидатов. Однако подобные методы не позволяют воспроизвести быстрые динамические изменения, происходящие в реальном двигателе внутреннего сгорания. Поэтому полученные результаты являются лишь предварительными и неполными. Выводы, сделанные на их основании, требуют обязательного подтверждения опытом работы двигателя в реальных условиях эксплуатации.

Испытания, проведенные на двигателе Cat-AVL в ходе разработки смазок для среднеоборотных дизелей, позволили лучше понять механизмы влияния ПАВ на чистоту двигателя. Выяснилось, что эффект от ПАВ, входящих в состав щелочных моющих присадок, не обязательно прямо пропорционален концентрации присадки в масле. Исследователи пришли к заключению, что для данного уровня щелочности масла (выражаемой щелочным числом [мгКОН/г]) существует некоторый оптимальный уровень ПАВ. Как показали наблюдения, несбалансированное соотношение между запасом щелочности и содержанием ПАВ может привести к ослаблению чистящего эффекта масла.

Испытания высокоэффективных ТРЕО на двигателе Cat-AVL

На испытания были поставлены две группы кандидатов с двумя различными уровнями щелочности. Все кандидаты — это ТРЕО, считающиеся высокоэффективными маслами. Каждая группа кандидатов имела одно и то же значение щелочного числа, выраженного в мгКОН/г. Кандидаты различались соотношением между концентрацией поверхностно-активных компонентов (входящих в состав моющих присадок)

и запасом щелочности. Это соотношение, которое мы называем индексом поверхностно-активных веществ (SASI – Surface Active Substances Index), обратно пропорционально содержанию ПАВ в масле. Все масла-кандидаты являются машинными маслами SAE 40, составленными из одинаковых базовых масел и присадок. Состав каждого масла был постоянным, за исключением поверхностно-активных компонентов.

Испытания масел с высоким значением щелочного числа (BN)

На рис. 7 показаны значения показателя SASI для двигателя Cat-AVL при заданной величине запаса щелочности масла 55 ± 2 мгКОН/г, полученные при испытаниях масел-кандидатов с высоким значением щелочного числа (лучшие результат соответствует более низкому значению показателя чистоты). Это заставляет предположить, что хорошо сбалансированное (по данному соотношению) масло может дать лучшие результаты на современных полноразмерных дизелях, и что большое содержание ПАВ в масле не обязательно говорит о его лучшей моющей способности. Еще один вывод по результатам данного эксперимента состоит в том, что при данных условиях испытаний на дизеле Cat-AVL среди масел-кандидатов можно выбрать лучшие варианты по эффективности очистки двигателя. Стандартные лабораторные пробы, взятые для испытаний на окисляемость в большом объеме, или на выпадение осадка, дают лишь незначительную разницу между маслами, особенно при больших значениях щелочного числа.

На рис. 7 представлены масла-кандидаты с высоким BN (щелочное число при 55 ± 2 мгКОН), проходившие испытания на двигателе Cat-AVL. Значения сравниваются с результатами испытаний серийного ТРЕО с высоким BN. Лучшие результаты соответствуют более низкому значению показателя чистоты. Фотографии поршней показаны на рис. 8–11. Наиболее заметны различия между действием разных масел в нижней части

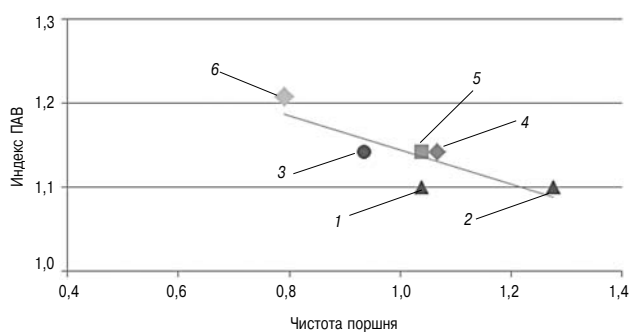
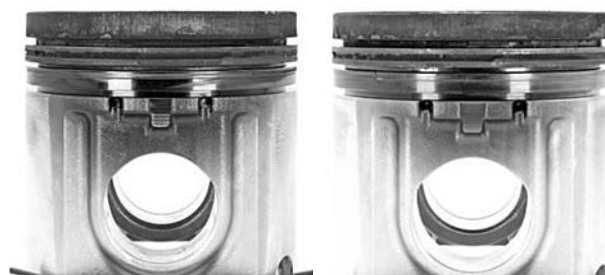


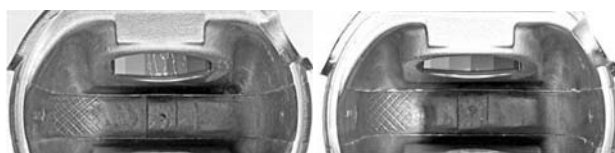
Рис. 7. Соотношение между индексом поверхностно-активных веществ (SASI) и чистотой поршня (в относительных единицах)



Вид со стороны маховика

Рис. 8. Кандидат № 2 (худший образец).

Рис. 9. Кандидат № 6 (лучший образец).



Вид днища поршня изнутри

Рис. 10. Кандидат № 2 (худший образец).

Рис. 11. Кандидат № 6 (лучший образец).

поршня, в районе 3-го кольца и 3-й канавки, а также на верхней и нижней оконечности юбки поршня. Наихудшие результаты показало масло № 2 (рис. 8), а наилучшие — масло № 6 (рис. 9).

Различие в интенсивности отложений в области непосредственно под днищем поршня не столь явственны, как на юбке поршня, на кольцах и стенках канавок для колец, но для наметанного глаза специалиста они достаточно заметны (рис. 10 и 11).

Отличительной особенностью программы испытаний масел на двигателе Cat-AVL в данном случае является наличие пиковых выбросов масла с топливом, имитирующих загрязнение топлива, в особенности асфальтенами, что характерно для среднеоборотных двигателей, работающих на мазуте. Известно, что способность масла раство-

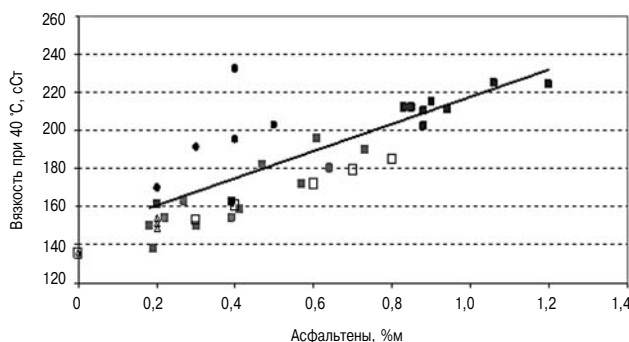


Рис. 12. Вязкость испытанных образцов аналогичного серийного сорта масла при температуре 40 °С в зависимости от содержания асфальтенов, наблюдаемая при испытаниях на различных двигателях, работающих на мазуте

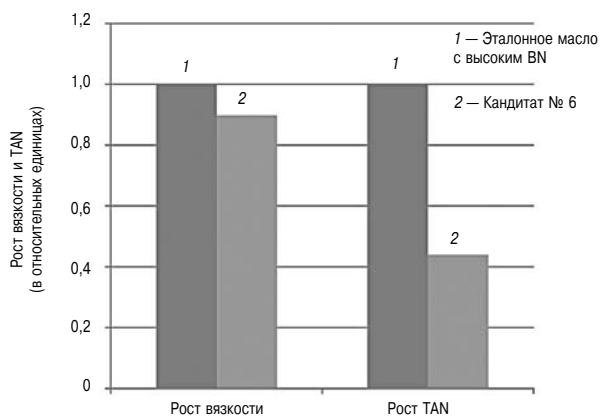


Рис. 13. Регулирование вязкости и окисляемости масел-кандидатов с высоким значением BN

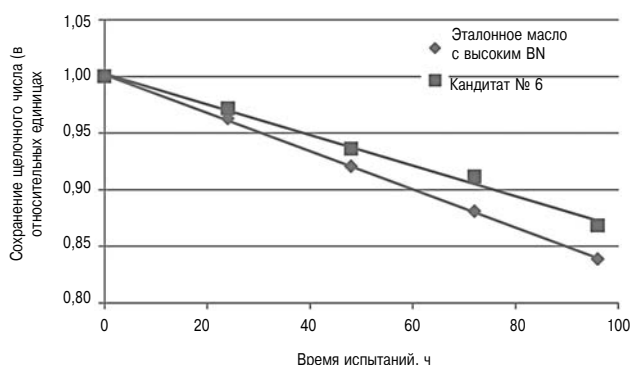


Рис. 14. Сохранение щелочного числа масел-кандидатов с высоким значением BN

рять и/или диспергировать асфальтены прямо связана с его моющими свойствами [1]. Можно предположить, что в нашем случае более высокие моющие свойства масла свидетельствуют о его большей устойчивости к асфальтенам.

Известно также, что загрязнение масла асфальтенами и сложность их отделения коррелирует со сгущением масла, как показано на рис. 12. Можно ожидать, что, если в нашем случае моющая способность масла также коррелирует с его устойчивостью к асфальтенам, то оно менее склонно к загустеванию. На рис. 13 приведены данные, подтверждающие увеличение вязкости выбранного масла-кандидата по сравнению с эталоном. Результаты испытаний свидетельствуют о более эффективном контроле вязкости опытного образца масла. Кроме того, полученные результаты позволяют отметить, что масла, хорошо сбалансированные в отношении SASI, накапливают меньше продуктов старения. Это способствует увеличению запаса щелочности при работе (если она не расходуется для нейтрализации агрессивных кислот, образующихся при сгорании серы), поскольку установлено, что продукты старения могут также стимулировать образование (слабых) кислот, способных поглотить часть запаса

щелочности. На рис. 13 и 14 показаны графики изменения во времени кислотного числа⁴ и запаса щелочности по сравнению с эталонным образцом, подтверждающие улучшение обоих показателей.

Испытания группы масел с низким BN

Кроме испытаний масел-кандидатов с высоким значением BN, были проведены аналогичные испытания масел с низким значением BN (20 ± 2 мгКОН/г) SAE 40 TPEO. На рис. 15 показана зависимость индекса ПАВ (SASI) от чистоты двигателя для масел-кандидатов с низким значением BN (20 ± 2 мгКОН/г) SAE 40 TPEO. Значения SASI даны в относительных единицах по сравнению с аналогичными показателями серийных TPEO с низким значением BN.

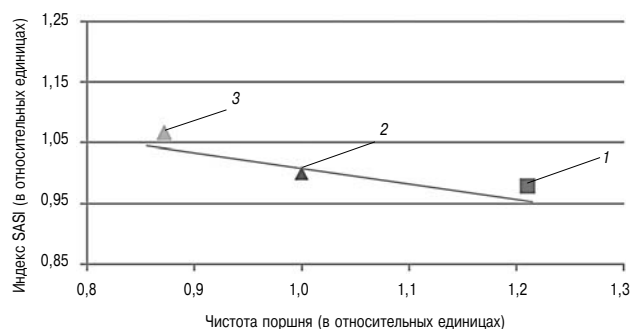
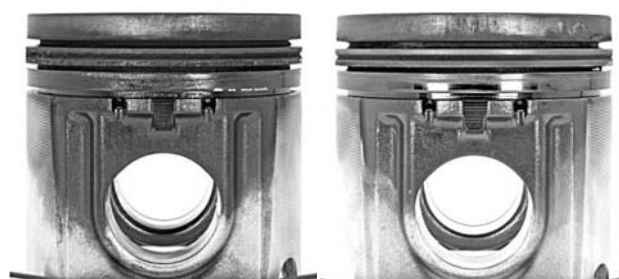


Рис. 15. Индекс ПАВ (SASI) в зависимости от чистоты двигателя



Вид со стороны маховика

Рис. 16. Кандидат № 1 (худший образец).

Рис. 17. Кандидат № 3 (лучший образец).



Вид днища поршня изнутри

Рис. 18. Кандидат № 1 (худший образец).

Рис. 19. Кандидат № 3 (лучший образец).

⁴ — В соответствии с документом ASTM D664-11 «Стандартные методы замера кислотного числа нефтепродуктов с помощью потенциометрического титрования»

На рис. 16–19 визуализированы результаты, полученные для лучших и худших образцов масел-кандидатов с низким значением BN.

Испытания образцов с низким значением BN проводились на маслах, загрязненным топливом, что воспроизводит условия, встречающиеся в реальной эксплуатации (например, в двухтопливных двигателях, где работа в газовом режиме требует низкой зольности масла, а в дизельном режиме используются жидкие малосернистые топлива (не более 1,5 % серы), содержащие асфальтены).

Аналогичные наблюдения при испытаниях масел-кандидатов с низким значением BN на SASI и моющую способность подтверждают теоретические выводы о том, что большее количество поверхностно-активных ингредиентов не обязательно повышают качество масла (в части моющей способности). Если сравнивать лучшие образцы с высоким и низким значениями BN, можно обнаружить существование определенного оптимума SASI для данного запаса щелочности.

Испытания двигателя W4L20

на масле, показавшем лучшие результаты

Двигатель Wartsila 4L20D, работающий на мазуте, был поставлен на длительные испытания продолжительностью более 500 часов. Испытания подтвердили более высокую моющую способность образца масла № 6, что совпадает с результатами предыдущих испытаний на двигателе Cat-AVL.

На рис. 20 и 21 приведены изображения фрагмента поршня снаружи и изнутри после

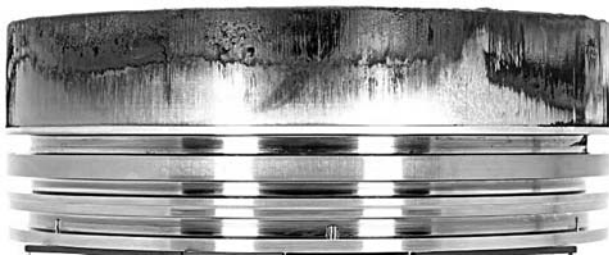


Рис. 20. Юбка поршня Wartsila 4L20D (цилиндр № 2 вид спереди)



Рис. 21. Юбка поршня Wartsila 4L20D (цилиндр № 2 вид днища поршня изнутри)

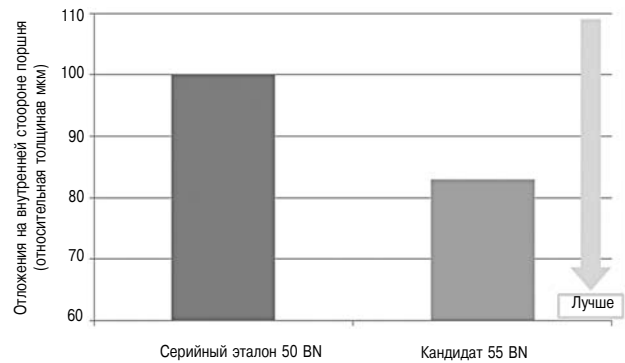


Рис. 22. Отложения во внутренней полости поршня (как пример моющей способности масла)

испытаний, для которых были отобраны масла с высоким значением BN, показавшие лучшие результаты на предыдущих испытаниях, проводившихся на двигателе Cat-AVL. На рис. 22 показаны результаты сравнения с серийным эталоном (по отложениям на внутренней поверхности поршня).

Опытные партии масел-кандидатов с высоким BN поставлены на эксплуатационные испытания. Одновременно на эксплуатационные испытания поставлены аналогичные серийные масла, выбранные в качестве эталонов.

Заключение

➤ Интенсивность нагрузок на масло в современных двигателях непрерывно растет, что связано с ужесточением требований к их топливной экономичности и вредным выбросам. Масла для таких двигателей должны иметь более высокие показатели качества, обеспечивающие надежность, эффективность и экономичность работы двигателей. К числу таких показателей относятся моющая способность, устойчивость к асфальтенам, контроль вязкости и сохранение запаса щелочности.

➤ Разработка опытных двигателей (например, одноцилиндровых отсеков), представляющих собой, по существу, модели реальных двигателей в меньшем масштабе, имеет целью обеспечить переход от лабораторной установки к моторному стенду и серийному двигателю. Оказалось, что опытные одноцилиндровые двигатели, как правило, гораздо удобнее контролировать, чем многоцилиндровые. Более точное определение рабочих условий, значений мощности, температуры, давления, расходов топлива и масла дает возможность корректно сравнивать результаты различных тестов, и следовательно, сравнивать показатели различных масел-кандидатов, одновременно увеличивая пропускную способность испытательного оборудования.

➤ Результаты, полученные для разных рабочих режимов на двигателе Cat-AVL при ресурсных

испытаниях, позволяют выделить масла-кандидаты с лучшими показателями моющей способности. Эти результаты показывают выраженную зависимость моющей способности от соотношения между концентрацией ПАВ и запасом щелочности, обозначенным в настоящем исследовании как индекс ПАВ (SASI). Отсюда следует, что хорошо сбалансированные в этом смысле масла в современных многоцилиндровых двигателях покажут наилучшую моющую способность.

➤ Эксплуатационные испытания, проводимые с целью разработки смазочных масел на полномасштабных двигателях, являются весьма ресурсоемкими. Они занимают большое время, требуют значительных затрат на запчасти, оплату персонала, топливо и масло. Более того, ценность таких испытаний ограничена, поскольку в рамках коммерческой эксплуатации довольно трудно обеспечить контроль и мониторинг рабочих условий, поэтому испытания лучше проводить при полностью контролируемых условиях. Испытания на моторных стендах — самый надежный способ отбора кандидатов для окончательных испытаний при контролируемых и повторяемых условиях. При этом также появляется возможность сравнивать показатели опытных продуктов и многочисленных серийных продуктов, хорошо отработанных в эксплуатационных условиях. Следует признать, что, по сравнению с лабораторными исследованиями, испытания на моторных стендах являются более ресурсоемкими и занимают больше времени. Они требуют тщательного планирования, к тому же универсальность полученных результатов может быть ограничена, если речь пойдет о других применениях или

других продуктах, имеющих принципиально другой химический состав.

Условные обозначения и сокращения

TPEO	Масло для двигателей грузовиков (Truck Piston Engine Oil)
SLOC	Удельный расход масла (Specific Lube Oil Consumption), г/кВт ч
LNG	Сжиженный природный газ (Liquefied Natural Gas)
BMEP	Среднее эффективное давление (Break Mean effective Pressure)
OSF	Стресс-фактор (Oil Stress Factor), кВт ч/г
BSOC	Удельный расход масла (Brake Specific Oil Consumption)
BN	Щелочное число (Base Number), мгКОН/г
ASTM	Международная Организация по стандартизации (Standardization Organization ASTM International, USA)
SASI	Индекс поверхностно-активных веществ (Surface Active Substance index)

Литература

1. Barnes, Foster, Hengeveld, Schasfoort, Scheele. «Oil Stress Investigations in Shell's Medium Speed Laboratory Engine», Paper № 21, CIMAC Congress 2004, Kyoto.
2. Hengeveld Cannon, Scheele. «A Model for Lubricant Stress in Modern Medium Speed Diesel Engines and its Verification in a Wartsila 4L20 Laboratory Engine», CIMAC Congress 1998, Copenhagen.
3. Garcia Ojeda, Hammett, Schakel, Moeller. «Cylinder Lubrication - Utilising the latest findings on Low Speed 2-Stroke Diesel engine oil stress from field and laboratory engine testing in the development of a Wide Range Cylinder Lubricant — Shell Alexia S4», Paper № 84, CIMAC Congress 2013, Shanghai.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ФАКТОРОВ, ВЫЗЫВАЮЩИХ ПРЕЖДЕВРЕМЕННОЕ ВОСПЛАМЕНЕНИЕ СМАЗКИ В ЦИЛИНДРЕ

Shinji Yasueda, GDEC inc.
Tatsuya Kuboyama, Mitsuhiro Matsumura,
Yasuo Moriyoshi, Chiba University
Valerie Doyen, Jean-Baptiste Martin, TOTAL

Введение

Воспламенение смеси, вызванное смазочным маслом (далее обозначаемое как LOP — Preignition caused by Lubricating Oil) — явление, наблюдаемое все чаще по мере роста среднего эффективного давления в двигателях, работающих на заранее подготовленной смеси, в частности, на автомобильных [1–4]. Это не только повышает вероятность поломки двигателя в результате превышения допустимого давления сгорания, но и приводит к мощным циклическим колебаниям давления сгорания из-за его стохастической природы, что, в свою очередь, ведет к снижению КПД, поскольку требует снижения среднего давления сгорания [5]. Данный эффект проявляется тем сильнее, чем выше среднее эффективное давление и степень сжатия. Поэтому он становится серьезным препятствием на пути повышения мощностных и экономических показателей двигателей.

С другой стороны, по мере расширения использования в газовых двигателях по всему миру LNG, метановое число которого изменяется в широких пределах, упомянутый эффект также может проявиться, в особенности — в судовых установках, где метановое число будет уменьшаться при снижении уровня LNG в танках [6]. Как показано авторами, подтвержденные случаи LOP возникают только при следующих условиях [7]:

Первая фаза: температура в цилиндре достигает температуры воспламенения масла.

Вторая фаза: возникают условия для стабильного распространения факела пламени, вызванного возгоранием масла, когда тепловыделение q_i превышает теплоотвод q_o в радиальном направлении (рис. 1).

Тепловыделение q_i рассчитывается по следующей формуле:

$$q_i = Q k A n V \exp(-E/RT), \quad (a)$$

где Q — теплотворная способность; k — число столкновений молекул; A — концентрация молекул; n — порядок химической реакции; T — температура.

Фактором, в наибольшей степени влияющим на тепловыделение q_i , является температура смеси в момент самовоспламенения смазки. А это означает, что температура сжатия сильнее всего образом влияет не только на самовоспламенение смазки (первая стадия), но и на распространение инициированных им факелов горячей смазки

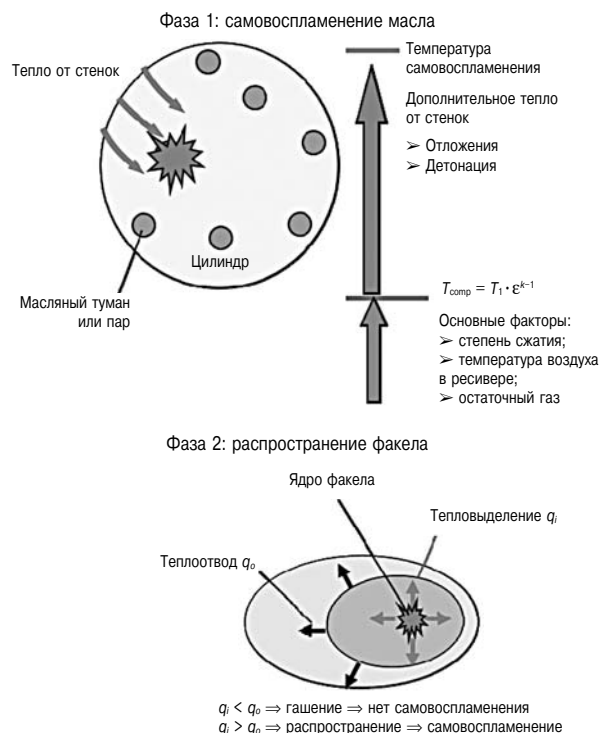


Рис. 1. Механизм аномального сгорания

(вторая стадия). Как показали исследования, проведенные на работающих двигателях, где наблюдалось LOP, а также испытания различных двигателей на LOP, температура в диапазоне от 730 до 790 К достаточна для самовоспламенения смазочного масла, но недостаточна для устойчивого распространения факела.

Кроме того, как следует из приведенного выше уравнения, более богатая смесь, меньшее метановое число газового топлива и более высокое значение ВМЕР ускоряют LOP благодаря более интенсивному тепловыделению при одинаковой температуре сжатия. Действительно, LOP в разных двигателях чаще происходит в случае использования более богатой смеси, топлива с более низким метановым числом и рабочего процесса с более высоким значением ВМЕР.

Однако поиск решений для предотвращения LOP при высоких значениях ВМЕР (среднего эффективного давления) или при низком метановом числе, не приводящих к ухудшению таких показателей как ВМЕР, термический КПД или стоимость двигателя, до сих пор не увенчался успехом, поскольку:

- > LOP — сложное явление, зависящее от многих факторов;
- > для этого необходим контроль локальных условий в каждом отдельном цилиндре;
- > в большинстве случаев меры по снижению вероятности LOP влекут за собой ухудшение того или иного показателя качества двигателя или увеличение его стоимости.

Тем не менее, возможность для достижения стабильного сгорания без риска развития LOP или детонации существует, и частично была реализована при разработке газовых двигателей. Трудность состоит в том, что количественные оценки влияния упомянутых выше факторов на возникновение LOP пока еще недостаточно надежны. В настоящее время ведутся работы по анализу условий, при которых LOP возникает на различных двигателях, с использованием RCM (машины быстрого сжатия).

Оценка факторов, влияющих на LOP

Диапазон стабильного горения

При проектировании газового двигателя основные рабочие параметры, такие как степень сжатия, температура воздуха в ресивере и т. п., выбираются таким образом, чтобы обеспечить достаточно большой диапазон («окно») стабильного сгорания, охватывающий все рабочие режимы.

Пример такого окна показан на рис. 2. Оно представлено в координатах момента начала сгорания и температуры воздуха в ресивере. На этапе оптимизации параметров двигателя основное внимание обычно уделяется таким параметрам, как граница детонации и предельный угол задержки воспламенения, который определяется как угол, при котором нестабильность сгорания превышает допустимый предел.

Например, если заданный уровень температуры воздуха в ресивере составляет 50 °С, считается, что параметры двигателя выбраны правильно, поскольку диапазон изменения угла зажигания составит приблизительно 10°ПКВ даже при увеличении температуры воздуха в ресивере до 60 °С в штатном режиме.

Но в последнее время, когда для проектантов газовых двигателей правильный выбор становится серьезной проблемой, возникла необходимость учитывать LOP при определении границы окна стабильного сгорания.

В нашем примере LOP может возникнуть при позднем воспламенении, если температура воздуха в ресивере по какой-либо причине превысит заданное значение. Такой причиной может

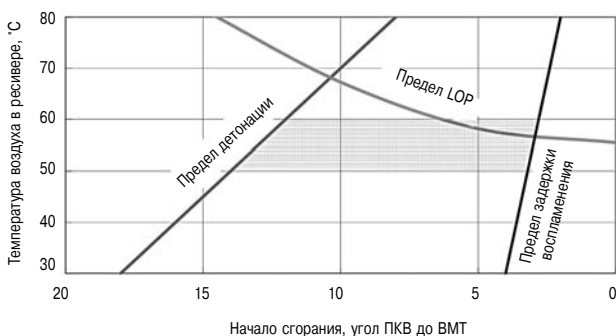


Рис. 2. Окно стабильного сгорания

стать значительное повышение температуры окружающего воздуха, снижение эффективности промежуточного воздухоохладителя, и т.п.

Влияние факторов LOP

Была проведена большая работа по сбору и анализу информации по опытным и находящимся в эксплуатации двигателям, где имели место случаи LOP. Такая информация необходима для определения основных параметров LOP при проектировании газового двигателя, чтобы можно было обеспечить окно достаточно стабильного сгорания.

В табл. 1 показано влияние ВМЕР, метанового числа и коэффициента избытка воздуха на температуру сжатия, при которой начинается LOP (предел LOP). Приведенные в табл. 1 значения температуры сжатия рассчитаны по следующей формуле:

$$T_{\text{comp}} = T_{\text{in}} \cdot CR^{\lambda(k-1)}, \quad (a)$$

где T_{comp} — температура сжатия; T_{in} — температура воздуха в ресивере; CR — степень сжатия; k — показатель адиабаты.

ВМЕР был выбран как один из наиболее значимых параметров, поскольку в будущем именно LOP, вероятнее всего, станет решающим фактором, ограничивающим рост ВМЕР, который сопровождается увеличением мощности двигателей с целью снижения их себестоимости. Метановое число также имеет большое значение, поскольку в будущем, как ожидается, судовые газовые двигатели, главные и вспомогательные, будут постепенно переходить с бытового газа на LNG, у которого метановое число ниже.

Влияние превышения коэффициента избытка воздуха на LOP, отраженное в табл. 1, рассчитано в предположении, что подразумевается средний (глобальный) коэффициент избытка воздуха в главной камере сгорания. Однако здесь большее значение имеет местный (локальный) коэффициент избытка воздуха. Дело в том, что возникновение LOP при прочих равных условиях (факторах влияния) более вероятно в области максимального обогащения смеси. Следовательно, влияние λ на LOP зависит от состава смеси. При использовании «бедной» смеси влияние λ на LOP относительно невелико.

С другой стороны, в форкамерном двигателе с искровым зажиганием большинство LOP может происходить именно в форкамере, где смесь намного богаче, чем в основной камере сгорания.

С учетом этих обстоятельств, в табл. 1 приводятся цифры, усредненные по нескольким типам двигателей, в которых LOP происходили в основной камере сгорания. Для того, чтобы проверить влияние коэффициента избытка воздуха (λ) в форкамере на LOP, необходим отдельный эксперимент с разными значениями λ в форкамере.

Таблица 1

Влияние различных факторов на предел LOP

Изменение параметров	$\Delta T_{\text{сomp}}$ на пределе LOP
ВМЕР — на +10 %	–30 К
Метановое число — на –10 %	–25 К
Коэффициент избытка воздуха — на –10 %	–40 К

Таблица 2

Влияние различных факторов на предел детонации

Изменение параметров	Задержка самовоспламенения на пределе детонации
ВМЕР — на +10 %	–30 К
Метановое число — на –10 %	–25 К
Коэффициент избытка воздуха — на –10 %	–40 К

Влияние упомянутых параметров может быть неоднозначным, в зависимости от характеристик двигателя. Данные, приведенные в табл. 1 — величины, усредненные по нескольким среднеоборотным газовым двигателям.

Как показано на рис. 3, по мере повышения температуры сжатия вероятность возникновения LOP постепенно возрастает. Существует широкое окно температуры сжатия (зона «А» на рис. 3), в которой большинство циклов, где происходит самовоспламенение, не заканчиваются LOP, вызывающим резкий рост максимального давления сгорания. Поэтому измерение температуры сжатия, при которой происходит только самовоспламенение смазочного масла, для установления предела LOP (т. е. граничной линии, за которой начинается LOP) недостаточно. Для этого необходимо измерять температуру сжатия там, где вероятность возникновения LOP явно начинает расти в пределах зоны «А». Считается, что предел LOP определяется как температура сжатия, при которой вероятность возникновения LOP превышает 0,3 %.

Исследовалось также влияние на детонацию ВМЕР, метанового числа и коэффициента избытка воздуха. Результаты этого исследования приведены в табл. 2. Влияние этих параметров

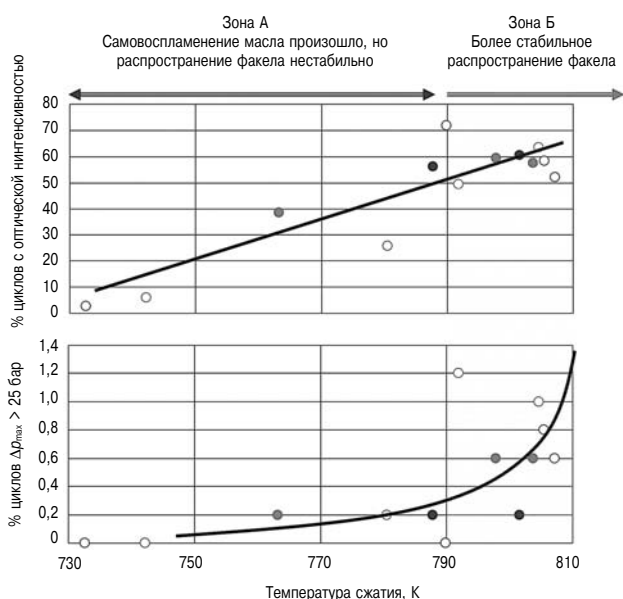


Рис. 3. Рост LOP из-за увеличения $T_{\text{сomp}}$

на детонацию существенно зависит от таких параметров двигателя, как степень сжатия, коэффициент избытка воздуха и т. п. Но, чтобы количественно оценить окно стабильного, с точки зрения LOP и детонации, сгорания, был проведен анализ факторов, влияющих на LOP, результаты которого для типичного среднеоборотного двигателя приведены в табл. 2.

На рис. 4 показано окно стабильного сгорания при значениях ВМЕР = 2 и 2,2 МПа, рассчитанных по значениям влияния ВМЕР на пределы LOP и возникновения детонации в том же двигателе (см. табл. 1 и 2). На рис. 4 температура воздуха в ресивере, соответствующая пределу LOP, рассчитана по значениям температуры сжатия на пределе LOP и эффективной степени сжатия для каждого значения задержки самовоспламенения.

При ВМЕР = 2 МПа окно значений задержки самовоспламенения составляет порядка 10 °ПКВ, что достаточно для работы двигателя при различных условиях окружающей среды при температуре воздуха в ресивере 50 °С.

С другой стороны, при увеличении ВМЕР на 10 % окно стабильного сгорания заметно сужается, при этом начало воспламенения на границе детонации отодвигается на 2 °ПКВ, а температура воздуха в ресивере на границе LOP снижается примерно на 13 °С.

В результате, даже при поддержании температуры воздуха в ресивере в пределах 45–50 °С при наличии задержки воспламенения следует

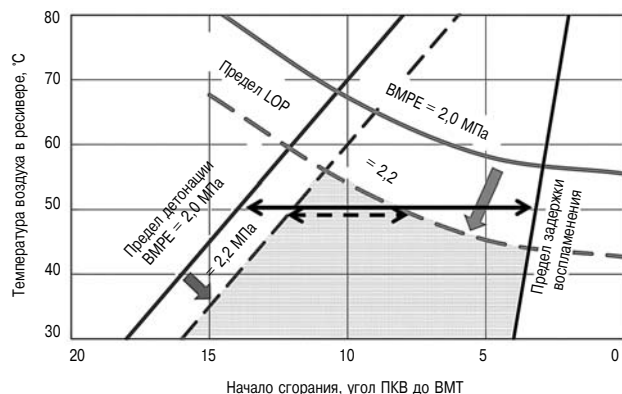


Рис. 4. Окно стабильного сгорания при высоких значениях ВМЕР

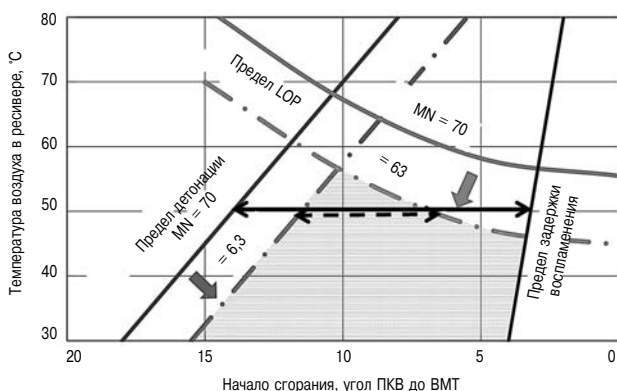


Рис. 5. Окно стабильного сгорания при низких значениях MN

ожидать возникновения LOP. Кроме того, окно начала воспламенения без возникновения LOP и детонации при температуре воздуха в ресивере 50 °С составляет лишь 4 °ПКВ, поскольку при задержке воспламенения возникает вероятность LOP. Это означает, что для увеличения ВМЕР на 10% придется менять какие-то характеристики двигателя, например, степень сжатия.

На рис. 5 показаны границы стабильного сгорания при значениях метанового числа 70 и 63, рассчитанные по параметрам влияния метанового числа на границы LOP и детонации, приведенным соответственно в табл. 1 и 2, при одинаковых характеристиках двигателя.

Как следует из рис. 5, уменьшение метанового числа на 10 % оказывает примерно такое же влияние на границы детонации и LOP, как увеличение ВМЕР на 10 %. Даже при поддержании температуры воздуха в ресивере в пределах 46–50 °С при наличии задержки воспламенения следует ожидать возникновения LOP.

В результате снижения метанового числа на 10 % уменьшается окно задержки воспламенения примерно на 50 % (при температуре воздуха в ресивере 50 °С), с 10 °ПКВ при MN = 70 до 5 °ПКВ при MN = 63, при этом момент воспламенения на границе детонации отодвигается на 2,5 °ПКВ, а температура воздуха в ресивере на границе LOP снижается примерно на 11 °С. Отсюда следует, что в случае снижения метанового числа на 10% необходимо будет принять какие-то меры для предотвращения LOP.

Следует учитывать еще и то обстоятельство, что граница LOP, как и граница детонации, со временем снижается из-за накоплений отложений в цилиндре.

Зависимость склонности детонации от уровня отложений в цилиндре хорошо известна. То же самое можно сказать и о LOP, поскольку в обоих случаях наличие отложений способствует повышению температуры сжатия.

Повышение температуры сжатия объясняется двумя параллельно идущими процессами. Во-первых, из-за отложений уменьшается объем камеры сгорания при нахождении поршня в ВМТ, во-вторых, теплота, накопленная в слое отложений на такте сгорания, на тактах всасывания и сжатия следующего цикла отдается рабочей смеси. Численных расчетов количества возвращаемого тепла не проводилось. Однако, на основании измерений фактической величины порога LOP на различных двигателях, было установлено, что эти отложения могут приводить к снижению температуры сжатия на границе LOP на 20–30 К, что соответствует снижению температуры воздуха в ресивере примерно на 10 °С.

Отсюда следует, что для обеспечения стабильности процесса после наработки достаточного количества моточасов необходим запас по температуре воздуха в ресивере порядка 10 °С.

На рис. 6 показано, как изменяется порог LOP в зависимости от ВМЕР и метанового числа (см. табл. 1). Зависимости, изображенные на рисунке, построены для температуры воздуха в ресивере 45 °С, принятой за эталон. Отсюда следует, как можно компенсировать изменение порога LOP воздействуя на другие факторы за счет изменения степени сжатия.

При росте ВМЕР на 10 %:

- уменьшить степень сжатия примерно на 1,1
- или увеличить допустимое значение метанового числа примерно на 10.

При уменьшении метанового числа на 10:

- уменьшить степень сжатия примерно на 1,3
- или уменьшить максимальное значение ВМЕР примерно на 12 %.

Как становится понятно из уравнения (а), наиболее эффективным способом предотвращения как LOP, так и детонации, является уменьшение температуры сжатия за счет уменьшения степени сжатия. Однако в большинстве случаев это приводит к снижению термического КПД. Кроме того, в случае двухтопливного двигателя снижение

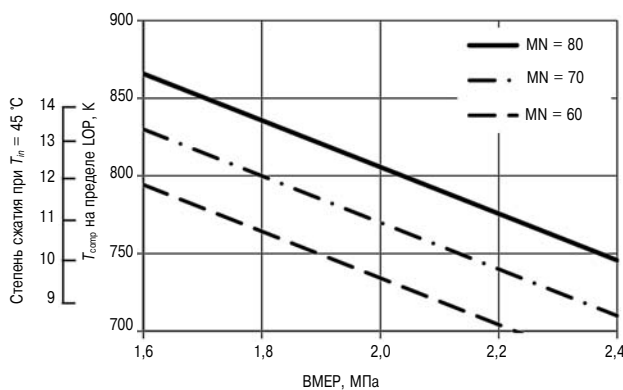


Рис. 6. Влияние ВМЕР и MN на положение границы LOP

степени сжатия ограничивается тем обстоятельством, что сопутствующее снижение температуры сжатия приводит к нестабильности зажигания пилотного топлива. В этом смысле оптимизация параметров двухтопливного двигателя оказывается несколько сложнее, чем для двигателя с искровым зажиганием.

Помимо снижения степени сжатия, существует еще одно средство, уменьшающее риск предотвращения и детонации — снижение температуры воздуха в ресивере. Однако сделать это не так-то просто, учитывая ограниченный диапазон снижения температуры охлаждающей воды. Кроме того, это решение связано с увеличением объема и стоимости промежуточного воздухоохладителя.

С учетом всех этих факторов, увеличение коэффициента избытка воздуха оказывается одним из наиболее рациональных способов снижения риска LOP при увеличении ВМЕР или при уменьшении метанового числа. Влияние коэффициента избытка воздуха на LOP показано на рис. 7 (см. табл. 1). При рассмотрении данных на рис. 7 может создаться впечатление, что уменьшение метанового числа на 10 может быть компенсировано увеличением коэффициента избытка воздуха на 10 % либо увеличением ВМЕР примерно на 10 %. Однако, как отмечено выше, необходимо знать минимальный коэффициент избытка воздуха и уменьшить его на 10 %, поскольку с наибольшей вероятностью LOP происходит в тех областях, где обогащение смеси достигает максимума, а увеличение среднего коэффициента избытка воздуха не сможет предотвратить LOP, если локальный минимальный коэффициент избытка воздуха остался прежним или увеличился незначительно.

Поэтому, чтобы снизить вероятность LOP при большем коэффициенте избытка воздуха, необходимо исследовать распределение коэффициента избытка воздуха по объему цилиндра и принять необходимые меры для обеднения

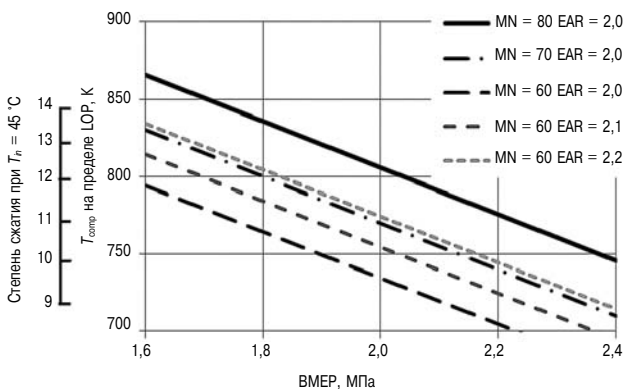


Рис. 7. Влияние коэффициента избытка воздуха EAR на положение границы LOP

локальной зоны с переобогащенной смесью. Для этой цели необходим анализ с использованием методов точной газодинамики [8, 9].

Как следует из рис. 7, ВМЕР и метановое число влияют на порог LOP достаточно сильно, и это обстоятельство является серьезным препятствием для дальнейшего повышения ВМЕР при использовании газов с метановым числом, изменяющимся в широких пределах, что характерно для современного газового рынка.

При работе на газе с высоким ВМЕР при низком значении метанового числа возникает необходимость в более эффективных мерах по предотвращению LOP. Пока что, однако, такие меры разработать не удалось. Таким образом, при создании новых газовых двигателей очень важна количественная оценка факторов, влияющих на LOP. Это позволит оптимизировать параметры двигателя таким образом, чтобы можно было предотвратить возникновение как LOP, так и детонации.

Фундаментальный эксперимент для выявления механизмов воспламенения масла

Анализ, описанный в предыдущем разделе, подтвердил значительное влияние ВМЕР, метанового числа и коэффициента избытка воздуха на LOP. Кроме того, было подтверждено, что развитие LOP происходит в две стадии: самовоспламенение смазочного масла и распространение пламени. Однако не удалось выяснить, на какой из двух стадий в большей степени проявляется влияние изменений ВМЕР, метанового числа и коэффициента избытка воздуха. Чтобы получить ответ на этот вопрос, был проведен фундаментальный эксперимент с использованием RCM (машины быстрого сжатия).

Методика эксперимента

Основные характеристики машины RCM и ее принципиальная схема приведены в табл. 3 и на рис. 8.

Таблица 3

Основные характеристики RCM

Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	80,4×95
Длительность такта сжатия, мс	50
(Давление в резервуаре, МПа)	(0,37)
(Скорость двигателя, об/мин)	(600)

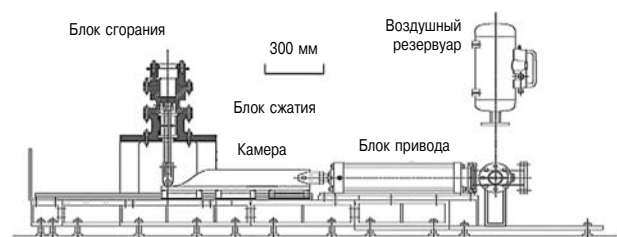


Рис. 8. Схема RCM

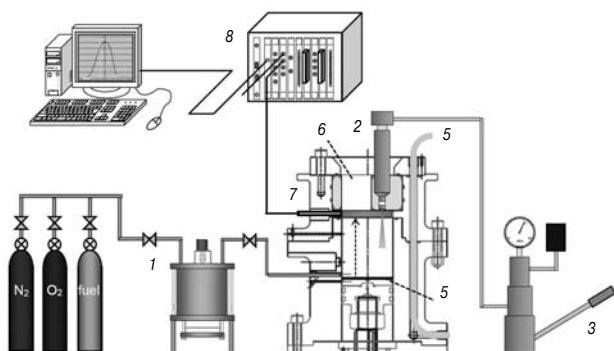


Рис. 9. Экспериментальная установка:

1 — бак рабочей смеси; 2 — пьезовпрыск; 3 — ручной насос; 4 — поверхность поршня; 5 — нагретая вода; 6 — кварцевое стекло; 7 — датчик давления; 8 — WE800 (регистратор данных)

Вид экспериментальной установки показан на рис. 9. Рабочая смесь с заданными значениями коэффициента избытка воздуха и температуры перед подачей в цилиндр готовится заранее.

На первом этапе были предприняты попытки организовать быструю подачу заряда в цилиндр через электромагнитный клапан, с целью поддержания заданной температуры в цилиндре до начала сжатия, минимизируя таким образом отвод тепла через стенки цилиндра, поскольку точное измерение исходной температуры смеси перед началом такта сжатия необходимо для точного расчета температуры сжатия. Однако, как выяснилось, такой способ подачи заряда приводит к колебаниям количества смеси в цилиндре. Поэтому методика была изменена. Количество подаваемой в цилиндр смеси точно дозировалось вручную, при этом температура стенки цилиндра изменялась с учетом температуры смеси путем соответствующего изменения температуры охлаждающей воды. Тем самым достигались обе поставленные цели — задание нужной температуры смеси в момент начала сжатия и прецизионное дозирование ее количества.

Предполагается, что рабочая смесь в цилиндре на такте сжатия может состоять из двух фаз — мельчайших капель и пара, образующихся в ходе следующих процессов:

- разрушение находящейся на поверхности цилиндрической втулки масляной пленки в результате соприкосновения с цилиндрическими кольцами и под воздействием гидродинамических потоков;
- стекание капель со штока впускного клапана в рабочую смесь на такте всасывания;
- попадание мельчайших капель масла из картера в поток воздуха перед турбокомпрессором;
- часть этих капель остается в жидком состоянии до начала горения, остальные испаряются на такте сжатия.

Чтобы воспроизвести условия в цилиндре реального двигателя, где рабочее тело состоит из

смеси капель и пара, в начале такта сжатия небольшая порция масла впрыскивается в цилиндр с помощью пьезокристаллической форсунки. Данный метод не позволяет имитировать наличие масляной пленки на стенках цилиндрической втулки, так как нельзя было рассчитывать на то, что эта пленка сгорит на такте сжатия, хотя именно пленка является источником масляного тумана и паров.

После предварительного опробования множества вариантов, были выбраны: количество впрыснутого масла за цикл, давление впрыска и конфигурация форсунки. Выбранные варианты должны были удовлетворять следующим требованиям:

- количество впрыснутого масла должно быть в пределах цикловой подачи реального двигателя, т. е. примерно от 0,2 до 0,6 г/кВт·ч;
- повторяемость количества впрыснутого масла должно быть малой;
- ударное воздействие струи впрыснутого масла на стенку цилиндрической втулки должно быть не слишком сильным.

По результатам предварительного тестирования были выбраны параметры впрыска, приведенные в табл. 4, которые, должны обеспечить оптимальный баланс между перечисленными выше требованиями.

Визуализация процесса впрыска, выполненная с помощью высокоскоростной камеры, показала, что определенное соударение струи выходящего масла со стенками цилиндра имеет место. При этом самовоспламенения масла в точках соударения струи масла со стенками цилиндра не наблюдалось. Отсюда следует, что приведенные в табл. 4 параметры впрыска адекватно отражают процессы, происходящие в реальном двигателе, и могут быть использованы для моделирования самовоспламенения масла в цилиндре.

Цикловой впрыск масла был выбран на уровне 0,1 мг. Это соответствует расходу масла 0,5 г/кВт·ч, что близко к верхнему пределу для реального среднеоборотного двигателя, при этом вероятность возникновения ЛОР становится достаточно большой.

В ходе предварительных испытаний проверялось также влияние температуры масла на момент самовоспламенения смазки и на распро-

Таблица 4

Параметры впрыска

Форсунка	Пьезоэлектрическая
Давление впрыска	19 МПа
Количество впрыснутого масла	0,1 мг
Момент времени	В начале цикла сжатия
Температура масла	100 °С

Таблица 6

Характеристики высокоскоростной камеры

Скорость съемки, кадр/с	30 000
Разрешение, пиксель	640×592

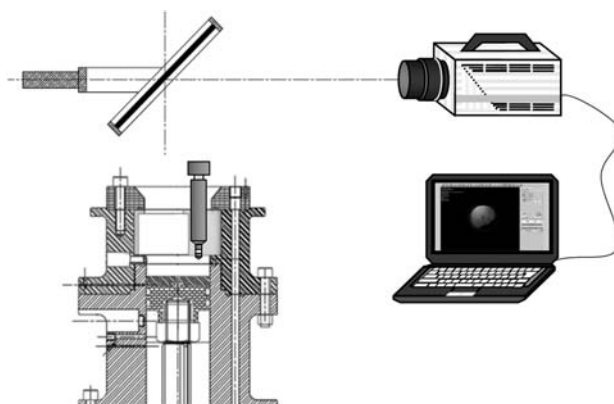


Рис. 10. Схема высокоскоростной фотосъемки

Метод расчета

Задержка самовоспламенения при различных сочетаниях параметров оценивалась как зависимость момента самовоспламенения от степени сжатия, при разных исходных температурах смеси.

Задержка самовоспламенения определяется как промежуток времени между моментами достижения поршнем ВМТ и самовоспламенения смазки $T_{id} = T_{ig} - T_{ВМТ}$.

Начало самовоспламенения смазки определяется как временной интервал, после которого ROHR (скорость тепловыделения) начинает расти. Для большей надежности используются данные визуализации процесса самовоспламенения смазки с помощью высокоскоростной камеры. Характеристики высокоскоростной камеры приведены соответственно в табл. 6 и на рис. 10.

Результаты экспериментов

Результаты сравнения задержки самовоспламенения при различных значениях давления в цилиндре при нахождении поршня в ВМТ — 2,5, 3,0 и 3,5 — при значении метанового числа 70 показаны на рис. 11. Соответствующие измерения проводились при одном и том же значении коэффициента избытка воздуха 1,5. Сравнение с аналогичными данными при других значениях давления в цилиндре покажет влияние ВМЕР на самовоспламенение масла.

При скорости двигателя 1000 об/мин интервал времени 10 мс соответствует углу ПКВ 60°. При этом температура сжатия с задержкой самовоспламенения в 10 мс используется как пороговое значение самовоспламенения масла для среднеоборотных газовых двигателей, учитывая, что длительность горения (по углу) обычно составляет от 30 до 40 °ПКВ.

странение факела, при этом температура масла с помощью нагревателей подводящей трубки и форсунки задавалась в пределах от 30 до 100 °С.

Оказалось, что оба фактора — момент самовоспламенения смазки и распространение факела — от температуры почти не зависят. По-видимому, температура масла и рабочей смеси после впрыска быстро выравниваются вследствие конвективного теплообмена. В результате была выбрана температура масла перед впрыском, равная 100 °С. В ходе предварительных испытаний температура изменялась с целью нахождения оптимального диапазона, при котором самовоспламенение смазки происходит в районе ВМТ.

Условия проведения экспериментов

На основании результатов предварительных испытаний, описанных в предыдущем разделе, были выбраны параметры впрыска, представленные в табл. 5. Коэффициент избытка воздуха, равный 1,5 был принят как усредненное значение для всех типов газовых двигателей, работающих на рабочей смеси различного состава — от стехиометрической до бедной.

Чтобы выявить влияние ВМЕР на самовоспламенение смазочного масла, была проведена серия экспериментов с разным значением давления в цилиндре при нахождении поршня в ВМТ, при постоянном значении коэффициента избытка воздуха.

В реальном двигателе значения давления в цилиндре при нахождении поршня в ВМТ 2,5, 3,0 и 3,5 МПа, приведенные в табл. 5, возникают при ВМЕР, равном 1,1, 1,3 и 1,5 МПа соответственно, при значении коэффициента избытка воздуха 1,5. Это ниже, чем в газовых двигателях, работающих на бытовом газе, о которых упоминалось ранее (см. раздел, посвященный влиянию ВМЕР на LOP). Однако дальнейшее повышение давления в цилиндре становится проблематичным, если учесть прочностные характеристики RCM.

Топливный газ состоит из двух компонентов — метана и пропана. Метановое число подбирается с помощью изменения соотношения этих компонентов, и рассчитывается по методике AVL. Для каждого сочетания условий эксперимента исходная температура смеси на момент начала такта сжатия постепенно увеличивалась, при этом фиксировался момент начала самовоспламенения смазки.

Таблица 5

Параметры впрыска

Коэффициент избытка воздуха	1,5
Давление в цилиндре в ВМТ, МПа	2,5, 3,0, 3,5
Метановое число	60, 70, 100
Газовое топливо	Метан и пропан

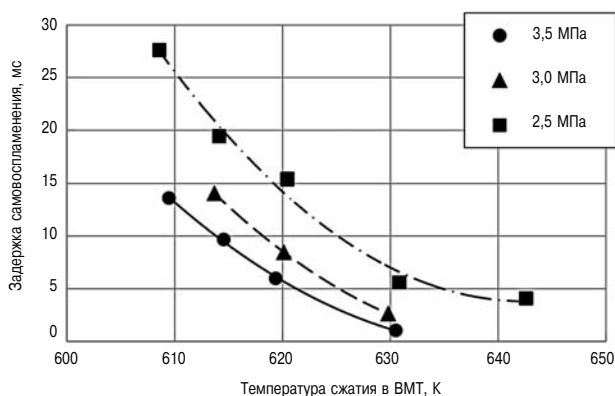


Рис. 11. Влияние давления в цилиндре

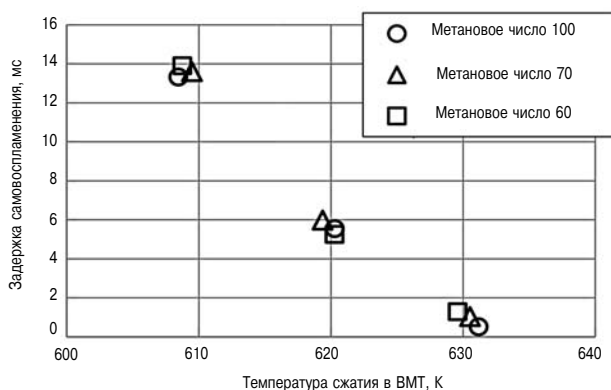


Рис. 12. Влияние метанового числа

На рис. 11 разница температур сжатия на границе самовоспламенения масла (с задержкой самовоспламенения 10 мс) при разнице давления в цилиндре в ВМТ 40 % (3,5/2,5 МПа) составляет порядка 10 К.

Это равносильно изменению температуры 2,5 К при 10-процентном изменении давления в цилиндре, и гораздо меньше, чем разность температур сжатия 30 К на границе LOP, приведенная в табл. 1. Отсюда следует вывод о доминирующем влиянии ВМЕР на LOP во второй фазе (распространение пламени после самовоспламенения масла).

На рис. 12 показаны результаты сравнения значений задержки самовоспламенения при разных значениях метанового числа, при давлении в цилиндре 3,5 МПа в момент нахождения поршня в ВМТ.

Эти данные получены в ходе измерений при значении коэффициента избытка воздуха 1,5. Из рис. 12 видно, что значения задержки самовоспламенения при разных значениях метанового числа во всем диапазоне температур почти одинаковы.

Отсюда можно сделать вывод, что уменьшение температуры сжатия на границе LOP объясняется почти исключительно влиянием метанового чис-

ла на распространение пламени после самовоспламенения масла (фаза 1).

Заключение

В ходе настоящего исследования удалось проанализировать и численно оценить эффект LOP, наблюдаемый как на серийных, так и на опытных двигателях, и влияние на его развитие таких факторов, как ВМЕР и метановое число.

Увеличение ВМЕР и уменьшение метанового числа на 10 % оказывают почти одинаковое влияние на порог LOP, снижая соответственно температуры на 30 и 25 К. Для нейтрализации этого эффекта необходимо принимать меры, например, снизить степень сжатия более чем на единицу. Однако КПД двигателя при этом значительно упадет.

Как показали эксперименты, проведенные на машине RCM, влияние ВМЕР и метанового числа на LOP проявляется, главным образом, на этапе распространения пламени после самовоспламенения масла (фаза 2).

LOP продолжает оставаться одним из важнейших факторов, ограничивающих дальнейшее увеличение ВМЕР, в условиях, когда все большую часть рынка топлив занимает газ, метановое число которого может колебаться в широких пределах.

Для создания конкурентоспособного газового двигателя с более высоким ВМЕР при меньшем значении метанового числа понадобятся максимально эффективные меры для предотвращения LOP.

Однако пока такие технологии не найдены. Поэтому для газовых двигателей (включая двухтопливные) столь важна количественная оценка влияния на LOP различных факторов. Это позволит оптимизировать параметры двигателей таким образом, чтобы избежать развития как LOP, так и детонации.

Условные обозначения и сокращения

EAR	Коэффициент избытка воздуха (Excess Air Ratio)
LOP	Воспламенение смеси, вызванное смазочным маслом (Lube Oil Preignition)
RCM	Машина быстрого сжатия (Rapid Compression Machine)
ROHR	Скорость тепловыделения (Rate Of Heat Release)

Литература

1. Yasueda S. «The Abnormal Combustion caused by Lubricating oil on High BMEP Gas Engines», The Working Process of Internal Combustion Engine 2011.
2. Yasueda S. «The Abnormal Combustion Affected by Lubricating Oil Ignition in Premixed Gas Engine», ASME, ICES2012–81042.
3. Fujimoto K. «Investigations of Engine Oil Effect on Abnormal Combustion in Turbocharged Direct Injection —

Spark Ignition Engines (Second Report) — Correlation Between Auto-Ignition Temperature of Engine Oil and Low-Speed Pre-Ignition Frequency», JSAE spring conference 2012.

4. Dahnz C., Spicher U. «Irregular combustion in supercharged spark ignition engines — pre-ignition and other phenomena» International Journal of Engine Research 2010, 11:485, DOI 10.1243/14680874JER609.

5. Zhu S. «A Method for Developing countermeasures for Lubricating Oil Preignition in Natural Gas Engines», 9th Dessau Gas Engine Conference, 2015.

6. Yasueda S. «The Technical Challenges of Gas Engines for LNG Fueled Ships», ISME KOBE, 2011.

7. Yasueda S. «The investigation of the unstable combustion caused by the autoignition of lubricating oil in premixed gas engine», 8th Dessau Gas Engine Conference, 2013.

8. Yasueda S. «Predicting Autoignition caused by Lubricating Oil in Gas Engines», CIMAC 2013, Paper № 37.

9. Yasueda S. «The investigation of the abnormal combustion by lubricating oil with the advanced CFD simulation», The Working Process of Internal Combustion Engine 2015.

«СИНАРА-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ» И РЖД ДОГОВОРИЛИСЬ О ПОСТАВКЕ 200 ТЕПЛОВЗОВОВ 2ТЭ35А

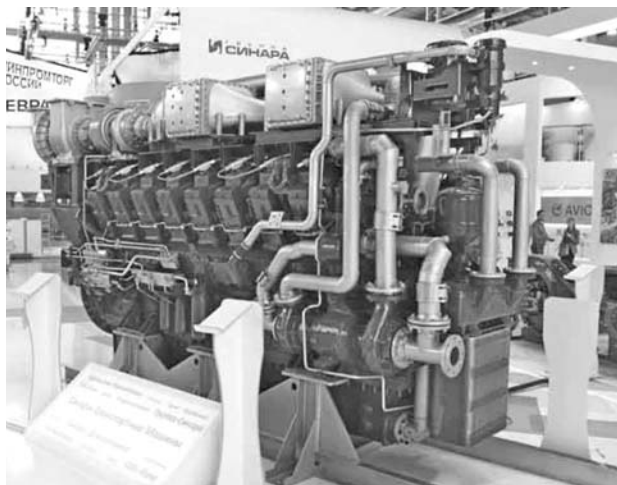


Холдинг «Синара-Транспортные Машины» и ОАО РЖД договорились о поставке магистральных грузовых двухсекционных тепловозов 2ТЭ35А с асинхронным тяговым приводом с оказанием услуг по их последующему сервисному обслуживанию и ремонту в период жизненного цикла. Параметры сделки предусматривают производство и поставку 200 тепловозов 2ТЭ35А на период до 2031 г. и строительство инфраструктуры для сервисного обслуживания на территории эксплуатации локомотивов — Дальневосточной и Восточно-Сибирской железных дорог.

«Поставка РЖД уникальных российских тепловозов 2ТЭ35А — это значимый шаг в развитии отечественного железнодорожного машиностроения. Мы выходим в новый для себя сегмент — рынок магистрального тепловозостроения, а наш стратегический партнер РЖД получает надежное решение в виде современной техники, которая, в том числе, обеспечит рост провозной способности Восточного полигона, — прокомментировал заместитель генерального директора по продажам СТМ — генеральный директор Торгового дома СТМ Антон Зубихин. — Особо подчеркну, что данный локомотив имеет серьезный потенциал продаж на рынке «пространства колеи 1520», а встроенные в него энергетические установки соответствуют самым передовым международным стандартам и параметрам экологичности».

Планируется, что первые два локомотива 2ТЭ35А поступят на сеть РЖД в опытную эксплуатацию в 2022 г. Серийное производство 2ТЭ35А будет осуществляться на заводе «Уральские локомотивы».

Двухсекционный 16-осный магистральный грузовой тепловоз 2ТЭ35А — абсолютно новый локомотив, в котором заново разрабатывается практически каждый



компонент в широкой кооперационной цепочке российских предприятий, в том числе двигатель 16ДМ-185Т — его серийное производство будет организовано на Уральском дизель-моторном заводе.

Семейство двигателей нового поколения ДМ-185 разработано в рамках реализации решений Федеральной целевой программы «Национальная технологическая база РФ». Новое семейство двигателей планируется к применению в кораблестроении и судостроении, локомотивостроении, карьерной технике и объектах малой энергетики.

В 2ТЭ35А предусмотрены две энергетические установки мощностью 3650 кВт каждая. Они соответствуют экологическим требованиям Stage IIIA EC.

Благодаря установленному на тепловоз асинхронному тяговому двигателю ТАД430 (производства российской компании «Тяговые компоненты») он будет рассчитан на вождение тяжеловесных поездов массой до 7100 тонн.

2ТЭ35А разработан Научно-исследовательским центром СТМ по техническому заданию ОАО РЖД и в соответствии с долгосрочной программой развития холдинга до 2025 г., предусматривающей применение подвижного состава с улучшенными тяговыми характеристиками и увеличенными межремонтными интервалами.

Напомним, в ноябре 2020 г. ОАО РЖД и АО СТМ заключили соглашение о сотрудничестве в сфере производства, испытаний, поставки и сервисного обслуживания в период жизненного цикла магистральных грузовых 8-осных двухсекционных электровозов постоянного тока с асинхронным тяговым приводом 2ЭС6А и магистральных грузовых двухсекционных тепловозов с асинхронным тяговым приводом 2ТЭ35А.

<https://sinaratm.ru>

УДК 62.43

Шипов В.Б. АО «РУМО» возрождает производство поршневых ДВС и газомоторкомпрессоров // Двигателестроение. — 2021. — № 2. — С. 3–4.

Ключевые слова: АО «РУМО», конструкторско-техническая документация, патенты, товарные знаки, производство, газомоторкомпрессоры (ГМК), поршневые ДВС.

В 2019 г. в процессе реорганизации завода «РУМО» (ранее «Двигатель революции») было создано новое предприятие АО «РУМО» в целях выполнения функций центра комплексных инжиниринговых решений для нефтегазовой, энергетической и судовой отраслей. АО «РУМО» приобрело права на всю интеллектуальную собственность предшественника, включая конструкторско-техническую документацию, патенты, товарные знаки «РУМО» и «Двигатель революции». Новое предприятие уже возобновило производство полнокомплектных газомоторкомпрессоров агрегатной мощностью 16 и 25 МВт и готовит к выпуску двигателя универсального применения типоразмерного ряда ЧН22/28 в дизельном и газопоршневом вариантах мощностью 800 и 1000 кВт при частоте вращения 750 и 1000 об/мин. Ил. 4.

УДК 621.43.01

Абызов О.В., Галышев Ю.В., Метелев А.А., Алексеев Д.Г. Разработка и верификация модели пузырькового кипения в рубашке охлаждения головки цилиндра двигателя внутреннего сгорания // Двигателестроение. — 2021. — № 2. — С. 5–10.

Ключевые слова: головка цилиндра, охлаждение, пузырьковое кипение, усиление конвективного теплообмена, математическая модель, верификация. Поверхностное пузырьковое кипение в каналах жидкостного охлаждения головки цилиндра ДВС сопровождается усилением теплоотвода от стенки в охлаждающую жидкость. Известные эмпирические модели кипения (например, модель Дж. Чена) в ряде случаев демонстрируют занижение расчетного коэффициента теплоотдачи. В предлагаемой модели сформулирован и математически описан механизм усиления конвективного теплообмена при кипении, основанный на аналогии «пузырьковой» и физической шероховатости стенки. Модель реализована в виде программного CFD-кода, верифицирована по данным эксперимента на оригинальном тепловом безмоторном стенде, не требующая вычислительных ресурсов, что позволяет применять ее в инженерных компьютерных расчетах сопряженного теплообмена в головках и блоках цилиндров ДВС. Табл. 1. Ил. 6. Библ. 17 назв.

УДК 621.436

Обозов А.А., Матюхина А.А. Оптимизация формы камеры сгорания дизельного двигателя с учетом процесса развития топливного факела // Двигателестроение. — 2021. — № 2. — С. 11–14.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, впрыскивание топлива, развитие топливного факела, форма камеры сгорания, оптимизация. Приводится описание программы, разработанной в среде программирования MS EXCEL, позволяющей анализировать процесс развития топливного факела в камере сгорания дизеля в целях оптимизации формы камеры сгорания. Описываются приемы динамического «анимационного» представления графической информации, получаемой на основании результатов расчетов. Приводятся результаты расчета динамики топливного факела дизельного двигателя Д-240 (ММЗ), в основу которого положена «капельная теория» развития факела в объеме камеры сгорания. Ил. 4. Библ. 6 назв.

УДК 621.437

Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Влияние малых добавок водорода на показатели роторно-поршневого двигателя, работающего на обедненных топливовоздушных смесях // Двигателестроение. — 2021. — № 2. — С. 15–19.

Ключевые слова: двигатель Ванкеля, несгоревшие углеводороды, оксид углерода, удельный расход топлива, добавка водорода, бензин, бедная топливовоздушная смесь.

Использование добавок свободного водорода к основному топливу в роторно-поршневых двигателях Ванкеля является эффективным способом решения проблемы неполного сгорания топливовоздушной смеси, свойственной этим двигателям. Приведены результаты исследования по организации рабочего процесса двигателя Ванкеля с использованием водородосодержащих добавок к основному топливу. Показано, что добавка свободного водорода к основному топливу позволяет уменьшить величину удельного эффективного расхода топлива и снизить содержание в отработавших газах несгоревших углеводородов и оксида углерода при сгорании обедненной топливовоздушной смеси. Так, например, добавка небольших (до 5 %) порций водорода к основной топливовоздушной смеси обеспечивает устойчивую работу роторного двигателя Ванкеля при значении коэффициента избытка воздуха равном 1,3. Ил. 5. Библ. 9 назв.

УДК 621.436

Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Разработка и исследование системы управления дизельным двигателем // Двигателестроение. — 2021. — № 2. — С. 20–25.

Ключевые слова: дизельный двигатель, система управления, адаптивный электронный блок управления, результаты экспериментального исследования.

Рассмотрены вопросы разработки и исследования комплексной адаптивной системы управления дизельными двигателями. Комплексный подход к управлению предусматривает формирование регулирующих воздействий не только на процесс топливоподачи, но и на другие системы двигателя. Адаптивность предусматривает гибкую перенастройку системы управления на различных режимах работы двигателя. Принята концепция построения электронного блока управления в виде двух модулей: универсального процессорного модуля и специализированного модуля, ориентированного на конкретный тип двигателя. Изготовлен экспериментальный образец электронного блока для перспективного дизельного двигателя размерности $D/S = 6,5/31$ производства АО «Коломенский завод». Работоспособность разработанного электронного блока подтверждена результатами

экспериментального исследования системы управления на одноцилиндровом отсеке двигателя. Ил. 5. Библ. 9 назв.

УДК 621.436-726

Абрамов П.В. Фазовый регулятор состава смеси для одноцилиндрового двигателя // Двигателестроение. — 2021. — № 2. — С. 26–30.

Ключевые слова: одноцилиндровый двигатель, гармонический анализ, регулятор состава смеси, фаза гармоник кинетической энергии, процедура регулирования.

Предложен способ регулирования состава смеси одноцилиндрового двигателя, основанный на гармоническом анализе приведенной к оси коленчатого вала кинетической энергии подвижных элементов двигателя и жестко связанного с коленчатым валом потребителя. Приведены результаты экспериментов по выявлению реакции регулятора состава смеси по фазе основной гармоник кинетической энергии (коррелирующей с составом смеси) на возмущение, вызванное изменением в дозировании топлива. Установлена связь между тепловым состоянием двигателя и параметрами гармоник кинетической энергии. Предложен способ коррекции поддерживаемого регулятором значения фазы основной гармоник кинетической энергии в процессе прогрева двигателя для уменьшения отклонения фактического состава смеси от заданного. Описаны особенности процедуры перехода к регулированию. Ил. 6. Библ. 2 назв.

УДК 629.113.6

Лобанов И.И., Калугин С.П. Процесс пуска дизеля как источник диагностической информации // Двигателестроение. — 2021. — № 2. — С. 31–35.

Ключевые слова: дизель, цилиндро-поршневая группа, измерение компрессии, методы диагностики, процесс пуска дизеля, дроссельные потери.

Предложен метод диагностики дизельных двигателей, позволяющий оценивать качество компрессии (по всем цилиндрам суммарно) без применения специального оборудования. При испытаниях суперконденсаторной системы пуска дизеля с отключенной подачей топлива была установлена зависимость затрат энергии на прокрутку коленчатого вала, вызванных дроссельными потерями, от числа открытых индикаторных кранов и температурного состояния дизеля. При равном запасе энергии в суперконденсаторах открытие индикаторных кранов снижает число оборотов коленчатого вала, что может стать диагностическим параметром неплотности поршневых колец, впускных и выпускных клапанов и газового стыка. Точность метода может оцениваться минимальной величиной утечки, вызванной открытием половины проходного сечения одного индикаторного крана. Табл. 1. Ил. 4. Библ. 7 назв.

УДК 621.43

Смазочные масла для поршневых ДВС (по материалам конгресса CIMAC) // Двигателестроение. — 2021. — № 2. — С. 36–53.

Ключевые слова: поршневой двигатель, форсирование, степень сжатия, смазочное масло, моторные испытания, воспламенение смазки, газовое топливо, метановое число.

Среди технологий, ориентированных на дальнейшее повышение КПД двигателей и одновременное снижение вредных выбросов, наиболее известны цикл Миллера, повышение степени сжатия, а также применение двухтопливных и многотопливных двигателей. В то же время форсировка двигателей ускоряет деградацию смазочного масла и сокращает срок его службы из-за быстрого снижения щелочного числа и увеличения вязкости. Можно ожидать, что все эти факторы ускорят создание новых масел, предназначенных для поршневых тронковых среднеоборотных двигателей, учитывая, что предлагаемым сегодня на рынке сортам масел уже больше десяти лет. В докладе компании "Shell Global Solution" подчеркивается важность использования новых методов моторных испытаний масел, помимо традиционных методик, и уточняется корреляция между их качеством и методами испытаний. Рассматриваются некоторые аспекты использования опытного одноцилиндрового отсека, работающего на мазуте, с целью демонстрации влияния качества моторного масла на его характеристики. Данный инструмент полезен также для сравнительной оценки эффективности способов улучшения показателей масла, например таких, как чистота двигателя, контроль вязкости масла и снижение запаса его щелочности. Рассматриваются также усовершенствованные программы испытаний и системы управления опытного дизеля Caterpillar-AVL фирмы "Shell", чтобы показать, как данный инструмент может быть использован для получения надежных и повторяемых результатов испытаний, проводимых с целью исследований и сертификации.

В совместном докладе компаний "GDEC Inc." и "TOTAL" приведены результаты фундаментального исследования с использованием машины быстрого сжатия (RCM - Rapid Compression Machine), предпринятого с целью изучения влияния характеристик масла на период задержки воспламенения для смазочных масел различного состава при разных внешних условиях. Преждевременное воспламенение смеси, вызванное смазочным маслом - феномен, который становится все более очевидным по мере увеличения среднего эффективного давления двигателей до уровня 1,8 МПа и более. Процесс сопровождается резким ростом максимального давления в цилиндре, способным вывести двигатель из строя. Данный феномен может стать препятствием для дальнейшего совершенствования двигателей в направлении повышения КПД, поскольку это неразрывно связано с увеличением степени сжатия и среднего эффективного давления. Ожидается, что по мере расширения использования в газовых двигателях LNG, упомянутый эффект также может проявиться в судовых установках, где метановое число изменяется в широких пределах в зависимости от уровня топливного газа в танках. Опыт эксплуатации и стендовых испытаний, показывая, что преждевременное воспламенение смеси является сложным явлением, зависящим от множества факторов, таких, как температура сжатия, коэффициент избытка воздуха, метановое число топливного газа, среднее эффективное давление, при этом численных оценок до сих пор не проводилось. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником. Табл. 9. Ил. 34. Библ. 12 назв.

UDC 62.43

Shipov V.B. JSC «RUMO» to revive production of reciprocating engines and gas-engine-compressor units // Dvigatelistroyeniye. — 2021. — № 2. — Pp. 3–4.

Keywords: JSC RUMO, design documentation, patents, trademark, gas-engine-compressor unit, production, reciprocating engine.

Reorganization of «RUMO» Works (earlier known as «Dvigatel Revolutsii») in 2019 resulted in the establishment of a new enterprise JSC «RUMO» as a Competency Center, expected to provide new engineering solutions and products for oil-and-gas, energy and shipbuilding industrial sectors. JSC «RUMO» acquired all the intellectual property rights from its antecedent, including design documentation, patents, trademarks «RUMO» Works and «Dvigatel Revolutsii». The new enterprise has already revived production of gas-engine-compressor units rated at 16 and 25 MW, and is preparing production of new line of multi-purpose diesel and gas engines rated at 800 and 1000 kW & 750 and 1000 rpm respectively. 4 ill.

UDC 621.43.01

Abyzov O.V., Galyshev Yu.V., Metelev A.A. and Alexeev D.G. Development and verification of the model of bubble boiling in diesel engine jacket passage // Dvigatelistroyeniye. — 2021. — № 2. — Pp. 5–10.

Keywords: cylinder head, cooling, bubble boiling, intensification of convection heat exchange, mathematical model, verification.

Surface bubble boiling in diesel engine jacket passage enhances heat removal from engine jacket wall to coolant. Typical to most of known empiric models of boiling (e. g., that offered by J.Chen) is underestimation of design heat-transfer coefficient. The model offered herein is based on the mechanism of enhancement of convection heat exchange during boiling, making use of similarity between «vesicular» and physical roughness of engine jacket wall. The model is implemented as CFD-code and verified by the experiment carried out on original motorless heat-transfer test stand. The model in question is not demanding in terms of needed computing power, which enables its use in analyses of conjugate heat exchange in engine cylinder locks and heads. 1 table, 6 ill., 17 ref.

UDC 621.436

Obozov A.A. and Matyukhina A.A. Optimization of combustion chamber geometry taking account of fuel jet evolvement // Dvigatelistroyeniye. — 2021. — № 2. — Pp. 11–14.

Keywords: reciprocating engine, fuel injection, fuel jet evolvement combustion chamber geometry, optimization.

The authors' application developed in programming environment MS EXCEL enables analysis of fuel jet evolvement in engine combustion chamber with a view to optimize its geometry. Described are the methods of dynamic «animated» presentation of graphic information based on calculation results. The method in question makes use of liquid drop model. The authors provide the results of fuel jet evolvement calculations as applied to type Д-240 (MM3) diesel engine. 4 ill., 6 ref.

UDC 621.437

Fedyanov Ye.A., Levin Yu.V. and Shumsky S.N. Addition of small amount of hydrogen as a means to improve performance of pistonless rotary engine firing lean air-fuel mixture // Dvigatelistroyeniye. — 2021. — № 2. — Pp. 15–19.

Keywords: Wankel engine, unburned hydrocarbons, carbon oxide, specific fuel consumption, hydrogen addition, petrol, lean air-fuel mixture.

One of the capital drawbacks of Wankel engines is imperfect combustion of air-fuel mixture, which, however, may be prevented with adding free hydrogen to the main fuel. The authors cite the results of their experiments with hydrogenated fuel. Adding free hydrogen to the main fuel results in higher fuel efficiency and lower percentage of unburned hydrocarbons and carbon oxides in exhaust gas when firing lean fuel mixture. Thus, adding small (up to 5 %) doses of hydrogen to the main fuel secures stable Wankel engine operation at $\lambda = 1.3$. 5 ill., 9 ref.

UDC 621.436

Kuznetsov A.G., Kharitonov S.V. and Ryzhov V.A. Development and examination of diesel engine control system // Dvigatelistroyeniye. — 2021. — № 2. — Pp. 20–25.

Keywords: diesel engine, control system, adaptive electronic control unit, results of experiments.

Comprehensive approach to engine operation management implies not only control of fuel supply, but also control over other engine systems. Adaptivity means flexible control system adjustment under varying engine operating conditions. Electronic control unit consists of two modules: universal processor module and a dedicated module designed for a particular engine type. Prototype electronic unit for new Kolonizavod engine type 26.5/31 has been manufactured. Its performance characteristics have been verified by tests on a single-cylinder laboratory engine. 5 ill., 9 ref.

UDC 621.436-726

Abramov P.V. Phase regulator of combustible mixture composition for a single-cylinder engine // Dvigatelistroyeniye. — 2021. — № 2. — Pp. 26–30.

Keywords: single-cylinder engine, harmonic analysis, combustible mix-

ture composition regulator, phase of kinetic energy harmonic, governing procedure.

The author offered a method of control of combustible mixture composition, based on harmonic analysis of kinetic energy of moving parts of the engine and rigidly coupled load. Correlation between combustible mixture composition and phase of kinetic energy fundamental harmonic is evaluated. Also evaluated is correlation between engine temperature and kinetic energy harmonic parameters. A method is offered to correct kinetic energy fundamental harmonic phase during engine warm-up time, so as to minimize deviation of actual mixture composition from its set level. 6 ill., 2 ref.

UDC 629.113.6

Lobanov I.I. and Kalugin S.P. Start procedure as a means of engine diagnostics // Dvigatelistroyeniye. — 2021. — № 2. — Pp. 31–35.

Keywords: diesel engine, crank assembly, compression measurement, diagnostic methods, engine starting procedure, pumping losses.

An engine diagnostic method is offered, which enables evaluation of compression quality (total for all the cylinders) with no special measurement instrumentation. Tests of ultracapacitor-based engine starting system, with disabled fuel injection, has been carried out to determine dependence of pumping losses on number of opened indicator cocks and engine temperature. Energy content in the ultracapacitors being constant, opening indicator cocks results in lower cranking speed, which may be a sign of leakage through piston rings, inlet and outlet valves, or cylinder head/block interface. Accuracy of the method may be estimated as a minimum flow through of one half-opened indicator cock. 1 table, 4 ill., 7 ref.

UDC 621.43

Lube oils for reciprocating engines (based on CIMAC Congress papers) // Dvigatelistroyeniye. — 2021. — № 2. — Pp. 36–53.

Keywords: reciprocating engine, boost, compression rate, lube oil, motor stand tests, lube oil ignition, gaseous fuel, methane number.

Tightening emissions controls, efficiency and fuel flexibility are driving engine technology evolution to satisfy increasingly demanding market needs and regulations. To address these requirements, well established concepts like miller timing, increased compression ratios and dual or multi-fuel engine designs continue to expand to medium speed engines applications. For engine oils used in these applications, all these approaches have resulted in exposure to higher oil stresses that accelerate oil degradation which is reflected in reduced oil service life as condemnation limits are reached faster particularly in terms of base number depletion and lubricant viscosity increase. Facing these challenges, it is expected that commercial trunk piston engine oil (TPEO) technologies are undergoing the next development cycle, as more demanding applications penetrate the market and most of current lubricant products have been available for over a decade. The paper presented by Shell Global Solution highlights the increasing relevance of using engine testing tools on top of traditional approaches to develop TPEOs and challenge some bench testing and performance relationships. Improved test protocols and engine control systems for Shell's Caterpillar-AVL test engine (1-cylinder AVL diesel engine LEF model with a Caterpillar 1Y540 top construction) will be presented to show how this tool can be utilized to generate reliable and repeatable test data for discovery and benchmarking purposes, highlighting discrimination for high performance candidate formulations to prove their robustness and readiness for further testing in full size engines such as Shell's Wartsila 4L20D as well as field engines running under conditions capable to discriminate the performance of a lubricant.

The paper presented by GDEC Inc. and TOTAL describes the results of the fundamental research with a Rapid Compression Machine (RCM) was conducted. Using the RCM, the ignition delay of the lubricating oils with different formulation was measured with various ambient conditions to investigate the effect of the characteristics of the oil. After this fundamental test, the single cylinder test under the similar conditions as commercial engines is scheduled as the next step of the research to confirm the validity of the results of RCM test. This phenomenon could be the impediment to the improvement of the engine efficiency and the increase of mean effective pressure in the future development of engines because it becomes severer by increasing compression ratio and mean effective pressure. In consideration of the fact that this phenomenon is much more apparent on the industrial gas engines in Japanese market where the city gas with very low Methane Number is used, it is expected that this issue will be more common when LNG with the wide range of Methane Number will be used as the fuel of gas engines all over the world from now, especially in the marine application where Methane Number changes also depending on the tank level. Through the experiences on many production engines and the test engines, it has been found that this kind of preignition is the complicated phenomenon affected by many contributing factors such as the compression temperature, lambda of mixture, Methane Number of fuel gas, mean effective pressure and so on. But the contribution of each factor has not been clarified quantitatively yet.

The original paper is translated into Russian by G. Melnik, PhD. 9 tables, 34 ill., 12 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 (подрисовочными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисовочных 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

Уважаемые читатели журнала!

На журнал «Двигателестроение»

можно подписаться:

в почтовых отделениях связи

по каталогу агентства:

«ПРЕССА РОССИИ»

Подписной индекс

журнала

«Двигателестроение» —

70259



Подписаться на журнал можно и в редакции.

Срок подписки на журнал

«Двигателестроение»

в редакции не ограничен.

Для оформления подписки

в редакции необходимо

отправить заявку

по e-mail: ecology@rdiesel.ru

Почтовый адрес редакции:

190020, Санкт-Петербург, а/я 9

Телефон редакции: +7 (812) 719-73-30

В редакции можно заказать ранее вышедшие номера журнала

www.rdiesel.ru

