ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 3 (249)
июль–сентябрь 2012

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Кукис В.С., Куколев М.И., Костин А.И., Дворцов В.С., Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю.
Перспективы улучшения характеристик двигателя Стирлинга — 3

Еникеев Р.Д., Домбровский О.П., Гарипов М.Д.
Экспериментальные характеристики двухтактного бензинового двигателя с высокой степенью сжатия — 7

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Иванов Д.А., Засухин О.Н.
Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки — 12

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

Аттия А.М.А., Кульчицкий А.Р.
Влияние структуры водотопливной эмульсии на экологические и экономические показатели дизеля — 16

Пушнин В.П.
Применение метода электропроводности для анализа структуры дизельной сажи — 21

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Назаров А.Д.
Способ компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ двигателей V-8 при их изготовлении и ремонте — 26

Герасиди В.В., Жук А.Н., Николаев Н.И.
Применение твердых материалов для очистки проточной части турбокомпрессоров — 31

Васькевич Ф.А., Калинин О.Д.
Особенности конструкции ТНВД дизеля 5S70MC-C и их влияние на технико-экономические показатели — 34

ГИПОТЕЗЫ. ДИСКУССИИ

Жмудяк Л.М., Жмудяк А.Л., Абрамов Е.Г.
Результаты математического моделирования однопоршневого свободнопоршневого двигателя — 37

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Совке С. и др.
Контроль выбросов NO_x в мощных газовых двигателях по давлению в цилиндре (материалы конгресса CIMAC 2010) — 40

Новости Барнаултрансмаш — 11

Новости ЗМЗ — 15

Новости ОАО «Звезда» — 20

Новости ОАО КАМАЗ — 36

Новости ЧТЗ — 39

Новости ЗАО «Трансмашхолдинг» — 52

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Kukis V.S., Kukolev M.I., Kostin A.K., Dvortsov V.S., Nozdrin G.A., Abakshin A.Ju.
Ways to Improve Performance of External Combustion Engines — 3

Yenikeev R.D., Dombrovsky O.P., Garipov M.D.
Optimization of Two-Stroke High Compression Rate Petrol Engine — 7

CONSTRUCTION MATERIALS

Ivanov D.A., Zasukhin O.N.
Controlled Gas Explosion Technology Combined with Thermal Treatment Improves Strength of Construction Materials — 12

ENVIRONMENTAL ISSUES

Attyyah A.M.A., Kulchitsky A.R.
Influence of Water/Fuel Emulsion Structure on Engine Fuel Efficiency and Environmental Performance — 16

Pushnin V.P.
Analysis of Engine Soot Structure with Electrical Conduction Method — 21

OPERATION AND MAINTENANCE ISSUES

Nazarov A.D.
Compensation of Total Unbalanced Mass of V-8 Engines in Process of Their Manufacturing and Repair — 26

Gherasidi V.V., Zhuk A.N., Nicolaev N.I.
Cleaning of Turbocharger Air-Gas Channel With Hard Materials — 31

Vaskiewich F.A., Kalinin O.D.
Fuel Injection Pumps of Marine Engine Type 5S70MC-C: Factory Settings Specifics — 34

HYPOTHESES AND DISCUSSIONS

Zhmudyak L.M., Zhmudyak A.L., and Abramov Ye.G.
Simulated Operation of a Free-Piston (Single-Piston) Engine — 37

ENGINE BUILDING NEWS

S. Sofke at al.
Controlling NO_x Emissions of Large Gas Engines Based on In-Cylinder Pressure Measurement (papers of CIMAC 2010) — 40

News from BARNAULTRANSMASH — 11

News from ZMZ — 15

News from ZVEZDA — 20

News from KAMAZ — 36

News from ChTZ — 39

News from TRANSMASHHOLDING — 52

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

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

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2012 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Сдано в набор 03.09.12
Подписано в печать 20.09.12
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 177. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

Адрес редакции журнала: 191123, Санкт-Петербург, а/я 65
наб. Робеспьера, д.10, корп. А-А, офис 14
Тел.: (812) 719-73-30
Факс: (812) 719-73-16
E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.ecology-npf.narod.ru

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

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

© Журнал «Двигателестроение». 2012. № 3 (249)

УДК 621.41

ПЕРСПЕКТИВЫ УЛУЧШЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

В.С. Кукис, д.т.н., проф.
Южно-Уральский государственный университет
М.И. Куколев, д.т.н., А.И. Костин, к.т.н., доц., В.С. Дворцов, асп., Г.А. Ноздрин, асп., А.Ю. Абакшин, асп.
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

В работе представлены возможные направления исследований по совершенствованию характеристик двигателей с внешним подводом теплоты, а именно: улучшение методики аналитического расчета, численное моделирование элементов двигателей в среде FLUENT, применение бесшатунного силового механизма, применение диссоциирующих газов в качестве рабочего тела, а также вихревой холодильной трубки для разделения рабочего тела во внутреннем контуре с использованием эффекта Ранка–Хильша.

Новая стратегия России, определяющая основные принципы деятельности страны в Северном Ледовитом океане, предусматривает разработку и строительство нового научного арктического, торгового арктического и ледокольных флотов [1]. Особая роль в будущем отводится созданию подводных научных, транспортных и технологических аппаратов.

В качестве анаэробных энергетических установок подводных аппаратов в настоящее время используются и планируются к применению тепловые двигатели, электрохимические генераторы и источники тока, термоэмиссионные преобразователи [2].

Среди тепловых двигателей представляются наиболее перспективными двигатели Стирлинга (ДС).

В настоящее время создано большое количество маломощных модельных двигателей с внешним подводом теплоты (ДВПТ), работающих по циклам, близким к циклу Стирлинга. Однако конструкций ДВПТ мощностью в десятки и сотни кВт, выпускаемых серийно в мире, — единицы. Остается актуальной задача совершенствования существующих расчетных моделей и методик для получения более точных значений основных параметров ДВПТ на ранних стадиях проектирования.

Совершенствованием расчетных моделей и методик занимались в разные годы Ю.В. Красивский, В.С. Кукис, А.Я. Коган, В.И Евенко, И.М. Приходько, С.И. Ефимов, А.И. Лушпа и другие исследователи. К сожалению, сегодня результаты многих выполненных работ труднодоступны или вовсе утрачены.

При расчетах рабочих параметров ДС на ранних стадиях проектирования в подавляющем большинстве случаев используется метод Шмидта. Заметим, что метод Шмидта недостаточно точно описывает реальные конструкции двигателей, поэтому полученные результаты расчетов затруднительно использовать в дальнейшем конструировании.

Одним из направлений совершенствования метода Шмидта является учет постоянных объемов с разной температурой рабочего тела (РТ) в этих объемах (Методика Ноздрина). Предлагаемая методика, в отличие от известных, наиболее приближена к реальным процессам, протекающим в двигателях. Результаты, полученные при ее применении, имеют сравнительно меньшие погрешности, позволяя тем самым рассчитать не только осредненные цикловые параметры, но и их мгновенные значения.

Методика позволяет рассчитать необходимые индикаторные параметры проектируемого двигателя с учетом влияния конструкции основных узлов, выявить направления их дальнейшей модернизации.

Расчеты выполняются при следующих допущениях:

— рабочее тело (РТ) — идеальный газ;

— движение поршней происходит по синусоидальному закону;

— утечки РТ отсутствуют;

— поток РТ квазистационарен.

В основе методики лежит принцип разбиения объема двигателя на полости, в каждой из которых происходит подвод или отвод теплоты при заданных коэффициентах теплоотдачи, через определенную поверхность теплообмена за время одного расчетного шага. Этот процесс в общем виде описывается уравнением:

$$\Delta Q_{i\to i+1} = \alpha_i \cdot \tau \cdot S_i \cdot (T_{wall} - T_{wf(i)}),$$

где i — номер текущего шага; Q — количество теплоты, подведенной к РТ [Дж]; α — коэффи-

циент теплоотдачи [Вт/(м^2·К)]; τ — время одного шага [с]; S — площадь поверхности теплообмена [м^2]; T_{wall} — температура стенки [К]; T_{wf} — температура РТ [К].

Тогда, зная распределение масс в объемах двигателя,

$$T_{wf(i+1)} = T_{wf(i)} + (\Delta Q_{i\to i+1} / m_i \cdot c),$$

где: m — масса РТ [кг]; c — теплоемкость РТ [Дж/(кг·К)].

Задание частных начальных условий позволяет:

➢ получить зависимость температуры РТ от угла поворота коленчатого вала в каждой полости;

➢ рассчитать суммарную подведенную и отведенную теплоту.

При известном распределении температур в полостях двигателя, давление в полостях на каждом расчетном шаге рассчитывается по зависимости

$$p_i = (m_i \cdot R \cdot T_{wf(i)} / v_i),$$

где p — давление РТ [Па]; R — газовая постоянная РТ [Дж/(кг·К)]; v — объем полости [м^3].

Таким образом, имеется возможность построить индикаторную диаграмму ДС и рассчитать все необходимые осредненные цикловые параметры.

В качестве примера представлены распределение чисел Рейнольдса (рис. 1) и температуры РТ (рис. 2) в нагревателе ДС по углу ПКВ.

Улучшение характеристик ДС связано также с решением задачи моделирования процессов тепломассообмена во внутреннем контуре ДС.

Задача может решаться численными методами с применением системы уравнений Навье–Стокса или с использованием программы FLUENT 6.1.

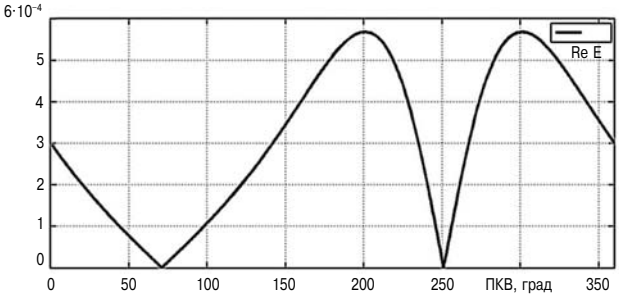


Рис. 1. Распределение чисел Рейнольдса в нагревателе

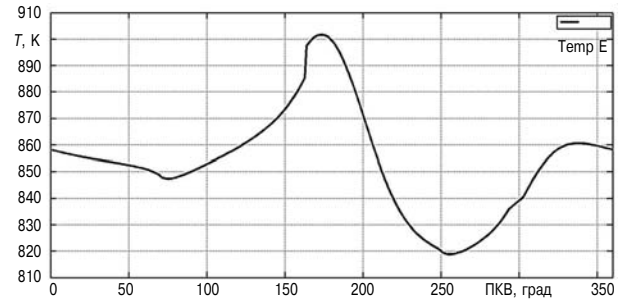


Рис. 2. Распределение температуры в нагревателе

Так, для моделирования движения поршней ДВПТ использовался метод динамической расчетной сетки. Задача решалась в двухмерной осесимметричной постановке на сетке максимального размера 12 120 ячеек. Моделировалась работа ДВПТ компоновочной модификации α с диаметрами горячего и холодного цилиндров 0,1 м, ходами поршней 0,07 м, диаметром трубки регенератора 0,01 м и длиной 0,2 м, длиной регенератора 0,05 м.

В качестве граничных условий были заданы температуры стенок горячего и холодного цилиндров 500 К и 300 К. На стенке трубки регенератора и поверхностях поршней были заданы условия теплоизоляции. На поверхности материала регенератора задана температура 460 К. Движение поршней и температуры стенок цилиндров и регенератора заданы в соответствии с предварительными расчетами, выполненными по методу Шмидта [3, 4].

В результате расчета были получены поля скоростей, давлений, температур во внутреннем контуре ДВПТ, данные об их изменениях в течение полного цикла работы двигателя.

Полученные расчетные характеристики работы ДВПТ несколько расходятся с данными аналитических расчетов [3, 4], и результатами численного моделирования, выполненного с использованием иных методик и расчетной сетки меньшего размера [6], что может быть связано с более высокой точностью описания процессов при использовании усовершенствованной методики. При этом характер полученных полей термодинамических параметров имеет удовлетворительную сходимость с данными численных расчетов [6], что позволяет сделать вывод о корректном описании процессов во внутреннем контуре ДВПТ при помощи примененной методики.

На рис. 3 представлен один из результатов расчета — график зависимости теплового потока сообщаемого рабочему телу ДВПТ регенератором в функции времени.

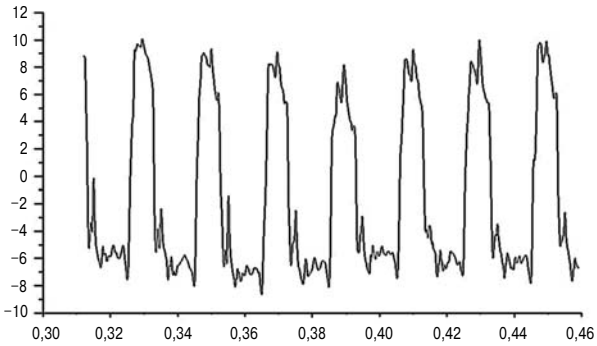


Рис. 3. Зависимость теплового потока на поверхности генератора от времени

Результаты расчетов позволяют сделать выводы о характере течения рабочего тела во внутреннем контуре ДВПТ и влиянии конструкции и частоты рабочих циклов двигателя на процессы тепломассообмена в контуре. Важнейшим результатом является возможность оценки влияния работы регенератора на характеристики течения рабочего теля в контуре.

Следующим направлением улучшения характеристик ДВПТ является повышение механического КПД двигателей. В ряде работ отмечается, что «наиболее перспективным является бесшатунный механизм» (БСМ) [например, 2]. Появились образцы ДС с БСМ С.С. Баландина [7].

Предложена схема БСМ (рис. 4. Патент РФ № 2117791).

В кривошипах *1* концевыми шейками установлен коленчатый вал *2*. Нижняя часть штоков *3*, жестко связанных с «горячими» поршнями *4*, выполняет функцию ползуна и движется вертикально по направляющим *5*. Балансир *6* также выполняет функцию ползуна и движется горизонтально по направляющим *7*, обеспечивая передвижение «холодного» поршня *11*. Синхронизация и силовое замыкание кривошипов обеспечивается соединительным валом *10* и шестернями *8*, *9*. При действии инерционных и газовых сил боковые усилия в БСМ с поршней перенесены на ползуны и воздействуют на направляющие *5* и *7*.

Проведенные испытания механизма в составе двухтактного ДВС 2Д-200 [8] мощностью 16,5 кВт подтвердили не только работоспособность механизма в целом, но и существенное снижение мощности механических потерь (притом, что, в отличие от двигателя С.С. Баландина, в парах ползун–направляющая не были использованы специальные антифрикционные материалы). Кроме того, силы и моменты поступательно и вращательно движущихся масс разработанного механизма полностью уравновешены.

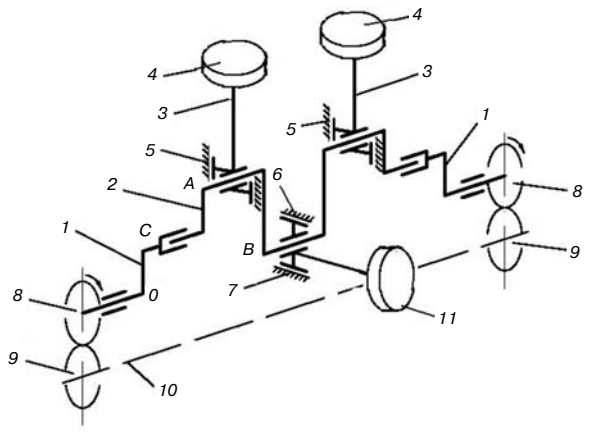


Рис. 4. Схема предлагаемого БСМ для ДВПТ

Следующим возможным направлением совершенствования ДС является переход к новым РТ цикла, например к диссоциирующим газам.

При выборе диссоциирующего газового РТ желательно так подобрать конструктивные элементы двигателя и рабочие параметры, чтобы газ воздействовал на рабочий поршень полностью диссоциированным, а выходил из холодильника рекомбинированным.

При диссоциации происходит понижение средней молекулярной массы газа и увеличивается его газовая постоянная, что может привести к увеличению полезной работы рабочего поршня.

Рекомбинированный газ имеет большую молекулярную массу и меньшую газовую постоянную. Соответственно, потребуется затратить на сжатие РТ меньшую работу.

По сравнению с гелием, применение в качестве РТ диссоциирующего газа может привести к снижению поверхности радиатора в несколько раз. Так, например, применение диссоциирующих газов в качестве РТ космических турбинных энергоустановок позволяет снизить площадь холодильника-излучателя в 4–6 раз [9].

Дальнейшее улучшение характеристик ДВПТ может быть также связано с применением различных физических эффектов.

С целью уменьшения общих габаритов ДС при одновременном улучшении энергетических характеристик, предлагается, например, применить во внутреннем контуре холодильную вихревую трубку, в которой используется эффект Ранка–Хилша [10]. Поток тангенциально подаваемого в трубку рабочего тела (РТ) ДС разделяется на два — горячий и холодный. Известные и доступные серийные образцы [11] таких трубок позволяют получать перепад температур между разделенными потоками порядка 150 °С (к примеру, на входе поток имеет температуру +20 °С, тогда на выходе с горячей стороны будет иметь +110 °С, а с холодной –40 °С).

По предварительным оценкам понижение температуры РТ в холодной полости ДС вызывает более значительное повышение мощности, нежели повышение температуры РТ в горячей.

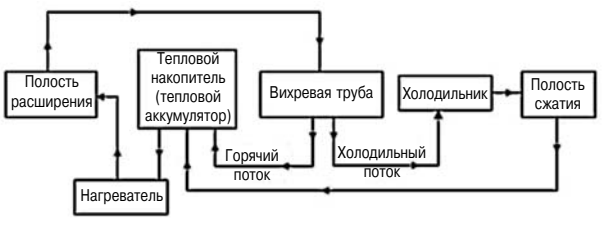


Рис. 5. Принципиальная схема ДС с применением вихревой трубки

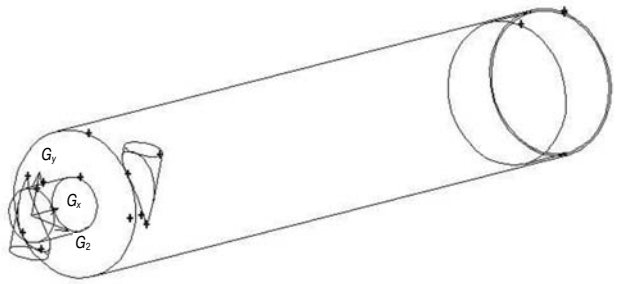


Рис. 6. Геометрия расчетной области для численного исследования процессов в вихревой трубке

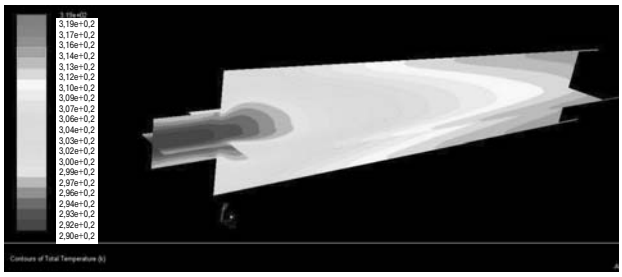


Рис. 7. Распределение температуры торможения в вихревой трубке

Проведенные оценочные расчеты показывают, что при повышении температуры РТ в горячей полости на 40 °С повышение мощности ДС составляет около 3 %, в то время как понижение температуры РТ в холодной полости на те же 40 °С дает прирост мощности порядка 18 % [12].

Одна из возможных принципиальных схем ДС с вихревой трубкой представлена на рис. 5 [13]. Проводятся численные исследования процессов в объеме камеры энергоразделения вихревой трубы при ее работе в составе ДС. Геометрия расчетной области представлена на рис. 6. Проведен ряд предварительных расчетов, некоторые результаты которых представлены на рис. 7.

Таким образом, перспективы улучшения рабочих параметров ДС связаны с совершенствованием аналитических расчетных методик, применением для исследований современных программ численного моделирования, применением бесшатунного силового механизма, более совершенных рабочих тел внутреннего контура и полезных физических эффектов, направленных на улучшение энергетических характеристик.

Литература

1. *Гусейнов В.* Новое освоение Арктики // Российская газета. — № 4848 от 12 февраля 2009.

2. *Дядик А.Н., Замуков В.В., Дядик В.А.* Корабельные воздухонезависимые энергетические установки. — СПб. : Судостроение, 2006. — 424 с.

3. *Уокер Г.* Двигатели Стирлинга. — М. : Машиностроение, 1985. — 407 с.

4. *Ридер Г., Хупер Ч.* Двигатели Стирлинга. — М. : Мир, 1986. — 464 с.

5. *Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю., Вильдяева С.Н.* Разработка расчетной модели ДВПТ // Материалы IX молодежной науч.-тех. конф. «Взгляд в будущее — 2011». — СПб. : ОАО «ЦКБ МТ «Рубин». — 2011. — С. 377–382.

6. *Dyson R., Wilson S., Tew R., Demko R.* Fast Whole-Engine Stirling Analysis // Third International Energy Conversion Engineering Conference. — 2005 — 35 с.

7. *Кукис В.С., Рыбалко А.И., Берестнев Г.А.* Особенности двигателей Стирлинга, предназначенных для утилизации термической эксергии продуктов сгорания теплоэнергетических и теплогенерирующих установок // Труды XII Международной науч.-практ. конф. «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей». — Владимир : ВлГУ, 2010. — С. 188–194.

8. *Костин А.И., Куколев М.И.* Опытные образцы бесшатунных двигателей // Труды XII Международной науч.-практ. конф. «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей». — Владимир : ВлГУ, 2010. — С. 194–199.

9. Теория и расчет энергосиловых установок космических летательных аппаратов / Л. А. Квасников, Л.А. Латышев, Д.Д. Севрук, В.Б. Тихонов. — М. : Машиностроение, 1984. — 332 с.

10. Физические эффекты в машиностроении: Справочник / В.А. Лукьянец, З.И. Алмазова, Н.П. Бурмистрова и др. — М. : Машиностроение, 1993. — 224 с.

11. *Суслов А.Д., Иванов С.В., Мурашкин А.В., Чижиков Ю.В.* Вихревые аппараты. — М. : Машиностроение, 1985. — 256 с.

12. *Дворцов В.С., Кукис В.С, Куколев М.И.* Улучшение характеристик ДВПТ путем применения эффекта Ранка–Хилша // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС: Материалы межотраслевой научно-технической конференции. — СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2012. — 99 с.

13. *Кукис В.С., Романов В.А., Куколев М.И., Дворцов В.С.* Использование вихревой трубки Ранка в двигателях Стирлинга // Materialy VIII Mezinarodni vedecko-prakticka conference «Veda a technologie: Krok do budoucnosti — 2012». — Technicke vedy, Dil. 35. — Praha : Publishing House «Education and Science» s.r.o. — 2012. — P. 82–86.

УДК 621.43.038.12

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВУХТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВЫСОКОЙ СТЕПЕНЬЮ СЖАТИЯ

Р.Д. Еникеев, д.т.н., проф., О.П. Домбровский, асп., М.Д. Гарипов, к.т.н., доц.
Уфимский государственный авиационный технический университет

Предложен способ реализации бездетонационного сгорания в бензиновом двигателе при повышенных степенях сжатия. Выполнено экспериментальное исследование влияния степени сжатия на процесс горения. Экспериментально установлена зависимость от степени сжатия, содержания углеводородов, оксида углерода и оксидов азота в составе отработавших газов. Показано влияние степени сжатия на эффективные показатели двухтактного двигателя, выявлено оптимальное с точки зрения топливной экономичности значение степени сжатия.

Одним из наиболее эффективных способов улучшения энергоэкономических показателей бензиновых поршневых двигателей является повышение степени сжатия. В цилиндры бензиновых двигателей подается уже подготовленная гомогенная смесь, что налагает ограничение по максимальной степени сжатия, так как в гомогенных смесях при повышенных степенях сжатия возникает детонация. В современных двигателях с непосредственным впрыском топлива высокие значения степени сжатия ($\varepsilon \approx 12$) реализуются лишь при условии использования высокооктановых топлив. Обеспечение работы бензиновых двигателей на низкооктановых топливах значительно снижает эксплуатационные расходы.

В работе [1] сформулирована гипотеза о возможном способе реализации в двигателях с искровым воспламенением бездетонационного сгорания низкооктановых топлив при высоких степенях сжатия за счет неоднородного распределения состава топливовоздушной смеси в рабочей камере. Однако необходимость создания неоднородного распределения топлива по объему воздуха входит в противоречие с необходимостью поддержания в районе искрового промежутка состава газовой смеси в концентрационных пределах воспламенения и обеспечить на полной нагрузке максимально возможную степень использования воздуха.

Противоречия снимаются за счет применения относительно раннего впрыскивания бензина, при этом возможно использовать для подавления детонации такую степень неоднородности смеси, при которой колебание состава испаренной части будет находиться в концентрационных пределах искрового воспламенения. Это позволяет организовать процесс таким образом, чтобы концентрационная неоднородность имела место на локальном уровне, а сами очаги локальной неоднородности были относительно равномерно распределены по объему камеры сгорания. Предполагается, что образование ударных и детонационных волн в локальных очагах допустимо, если в процессе распространения они ослабляются до такого уровня, который не представляет опасность для конструкции двигателя и не ухудшает его эффективные показатели. Это возможно, например, при умеренно низких октановых числах топлива (например, низкооктановых бензинах) и высоких частотах вращения вала двигателя. Такие условия характерны для сжигания бензина «Нормаль-80» в быстроходном двухтактном двигателе.

Целью работы являлось экспериментальное подтверждение гипотезы о возможности бездетонационного сгорания в бензиновом двигателе с повышенной степенью сжатия за счет непосредственного впрыска топливовоздушной смеси, а также исследование влияния степени сжатия на эффективные показатели двухтактного двигателя.

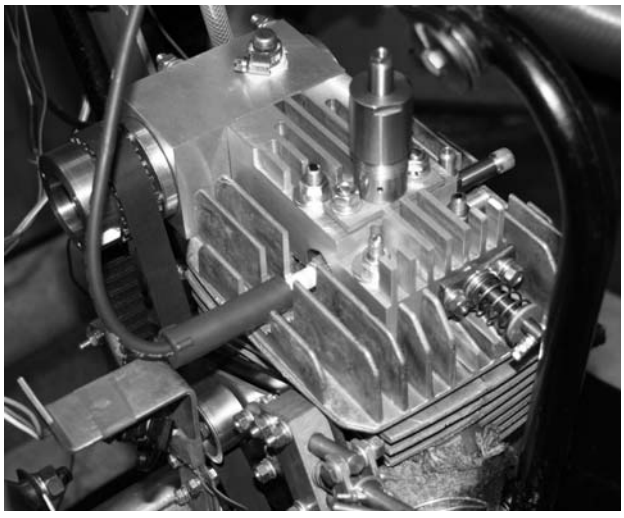


Рис. 1. Головка цилиндра экспериментального двигателя ММВЗ-3.112

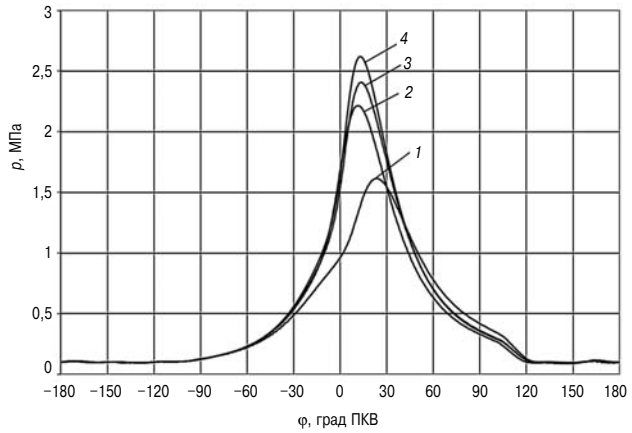


Рис. 2. Экспериментальная диаграмма изменения давления *p* (МПа) от угла поворота коленчатого вала φ; режим полной нагрузки; *n* = 2000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

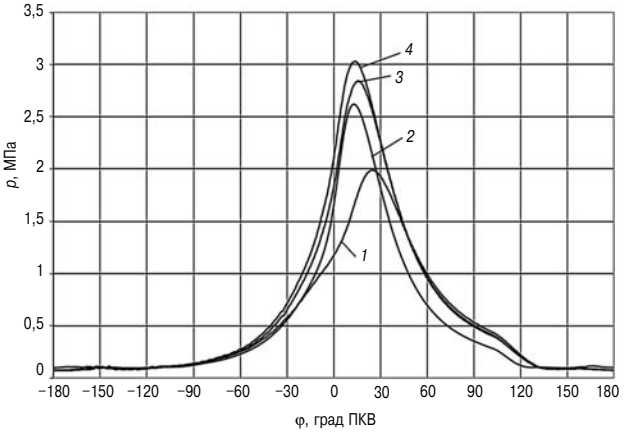


Рис. 3. Экспериментальная диаграмма изменения давления *p* (МПа) от угла поворота коленчатого вала φ; режим полной нагрузки; *n* = 4000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

Рабочий процесс с компрессорным впрыском, искровым воспламенением топливовоздушной струи и качественным регулированием мощности реализован на базе двухтактного одноцилиндрового двигателя ММВЗ-3.112. Эксперименты проводились на стандартной для данного двигателя степени сжатия ε = 10,5, а также на пониженной (ε = 8,5) и повышенных (ε = 12,5 и 13,5) степенях сжатия. Дросселирование воздуха на впуске не осуществлялось. В качестве топлива использовался неэтилированный бензин марки «Нормаль-80» ГОСТ Р 51105–97. На рис. 1 представлена фотография головки цилиндра двигателя с топливной аппаратурой, приводом топливной аппаратуры, свечей зажигания в варианте с повышенной степенью сжатия ε = 13,5.

На рис. 2 и 3 представлены индикаторные диаграммы экспериментального двигателя при полной нагрузке и различных степенях сжатия. Вследствие повышения максимального давления цикла при увеличении степени сжатия растет и жесткость сгорания, что показано на рис. 4 и 5. На стадии расширения не наблюдаются множественные пики давления, а жесткость сгорания не является аномальной, что свидетельствует об отсутствии детонации даже при степени сжатия ε = 13,5. Угол опережения начала впрыска при этом составлял около 115 град ПКВ. Для обеспечения воспламенения бедных смесей по мере снижения нагрузки угол опережения начала впрыска уменьшался до величины около 60 град ПКВ.

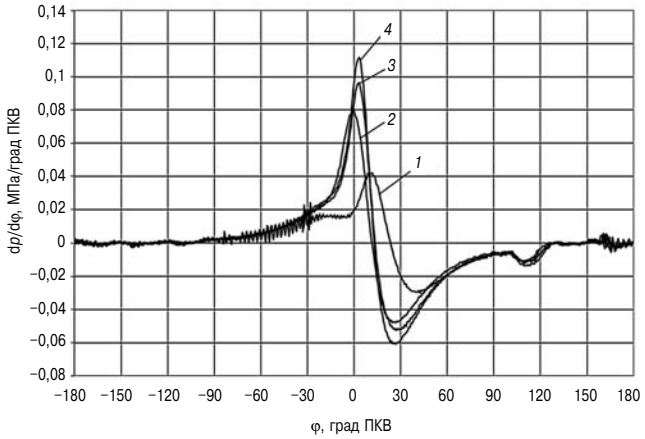


Рис. 4. Экспериментальная диаграмма изменения d*p*/dφ (МПа/град ПКВ) от угла поворота коленчатого вала φ; режим полной нагрузки; *n* = 2000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

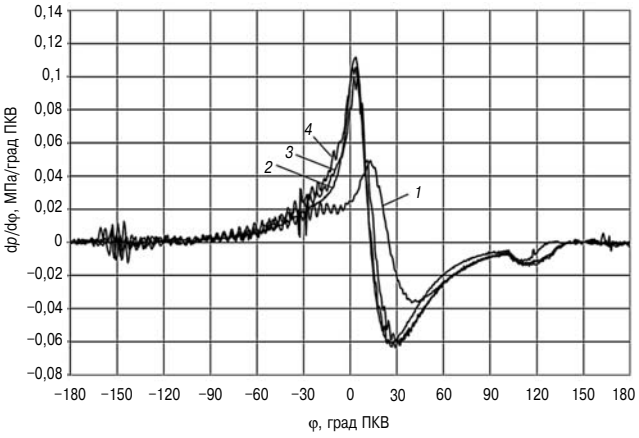


Рис. 5. Экспериментальная диаграмма изменения d*p*/dφ (МПа/град ПКВ) от угла поворота коленчатого вала φ; режим полной нагрузки; *n* = 4000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

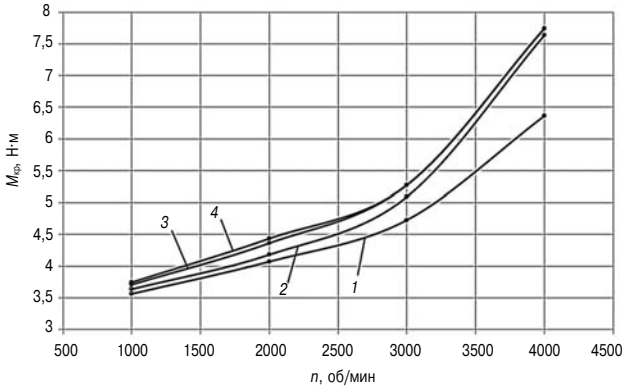


Рис. 6. Изменение эффективного крутящего момента экспериментального двигателя по внешней скоростной характеристике:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

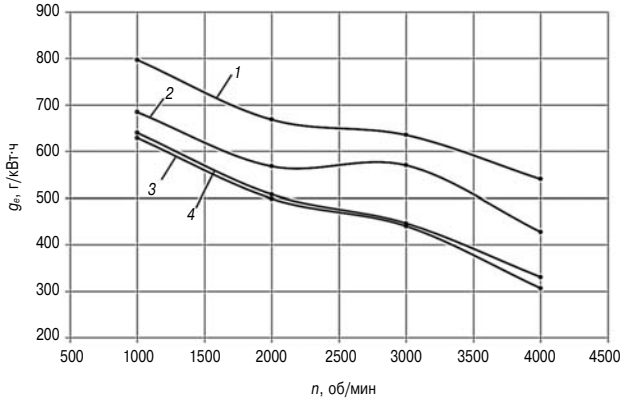


Рис. 7. Изменение эффективного удельного расхода топлива экспериментального двигателя по внешней скоростной характеристике:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

На рис. 6 и 7 показано изменение эффективного крутящего момента и эффективного удельного расхода топлива экспериментального двигателя при работе по внешней скоростной характеристике и различных степенях сжатия.

Из результатов эксперимента видно, что снижение степени сжатия до ε = 8,5 существенно снижает эффективную мощность и топливную экономичность. Повышение степени сжатия до ε = 12,5 приводит к увеличению эффективной мощности на 2–4,5%, эффективный расход топлива при этом существенно снижается. При дальнейшем увеличении степени сжатия до ε = 13,5 изменение эффективных показателей двигателя незначительно.

На рис. 8–10 показано изменение эффективного удельного расхода топлива экспериментального двигателя по нагрузочным характеристикам при различных степенях сжатия. Наибольшая экономичность экспериментального

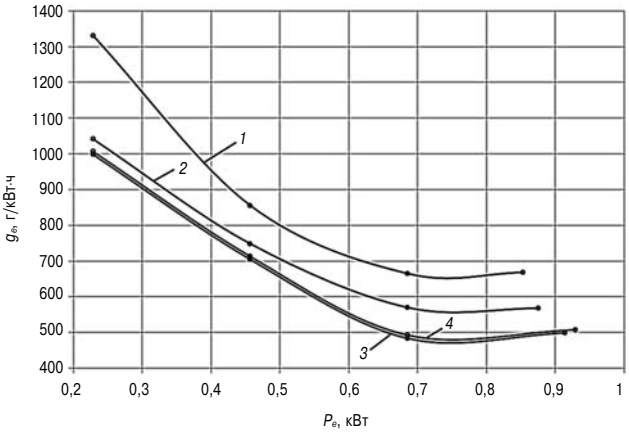


Рис. 8. Изменение эффективного удельного расхода топлива экспериментального двигателя по нагрузочной характеристике при *n* = 2000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

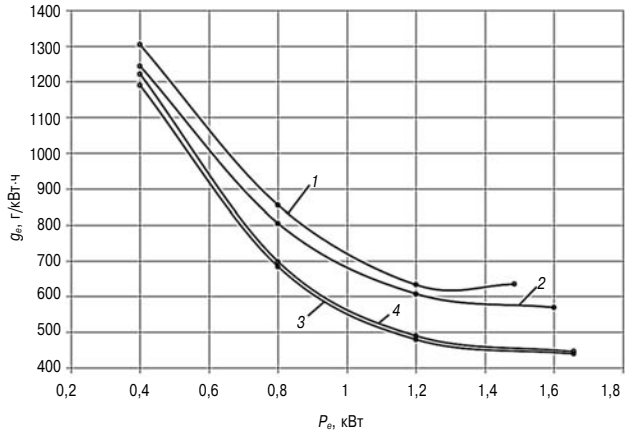


Рис. 9. Изменение эффективного удельного расхода топлива экспериментального двигателя по нагрузочной характеристике при *n* = 3000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

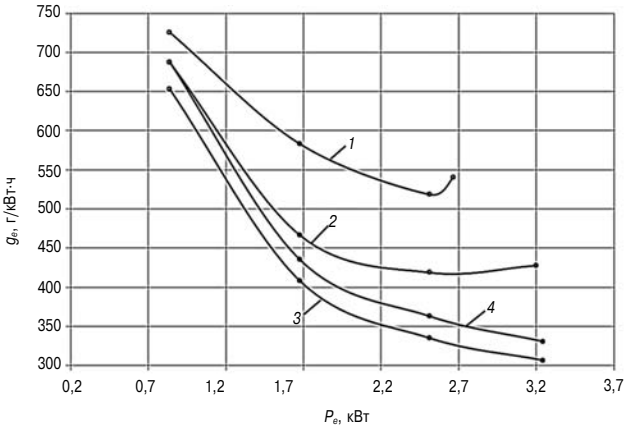


Рис. 10. Изменение эффективного удельного расхода топлива экспериментального двигателя по нагрузочной характеристике при *n* = 4000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

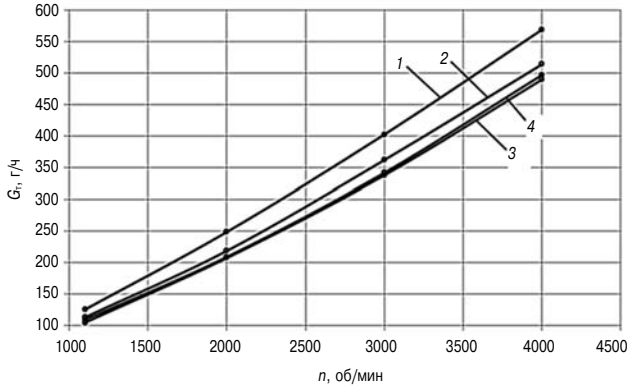


Рис. 11. Изменение часового расхода топлива экспериментального двигателя по скоростной характеристике в режиме холостого хода:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

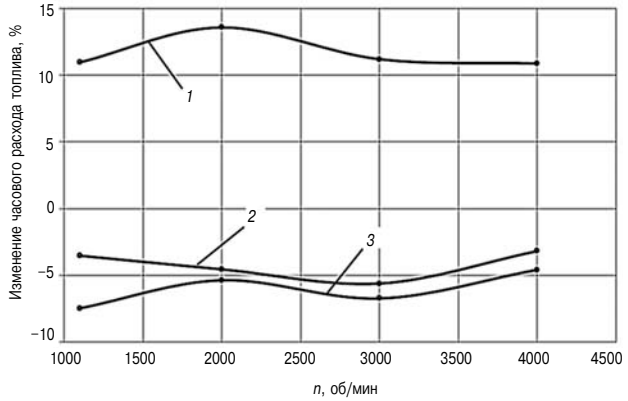


Рис. 12. Относительное изменение часового расхода топлива экспериментального двигателя по скоростной характеристике в режиме холостого хода:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 12,5; *3* — степень сжатия ε = 13,5

двигателя достигается при степени сжатия ε = 12,5, оптимальной во всем диапазоне представленных нагрузок и скоростных режимов.

На рис. 11 приведена скоростная характеристика, демонстрирующая влияние степени сжатия на часовой расход топлива в режиме холостого хода. На рис. 12 показано относительное изменение часового расхода топлива экспериментального двигателя при увеличении и уменьшении степени сжатия относительно стандартной ε = 10,5. По представленным результатам видно, что топливная экономичность экспериментального двигателя в режиме холостого хода при понижении степени сжатия до ε = 8,5 снижается на 11–14 %. При повышении степени сжатия до ε = 12,5 экономичность растет на 3,5–6 %, а при ε = 13,5 снижение расхода топлива составляет 4,5–7,5 %. Это объясняется не только тем, что повышение степени сжатия вызывает увеличение индикаторного КПД, но также и тем, что улучшаются условия

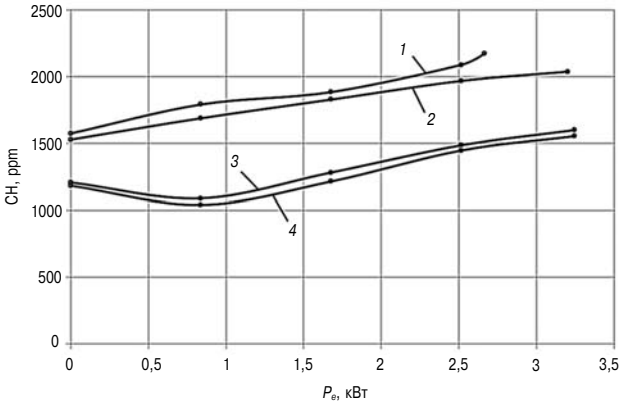


Рис. 13. Изменение содержания CH на различных режимах нагрузки при *n* = 4000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

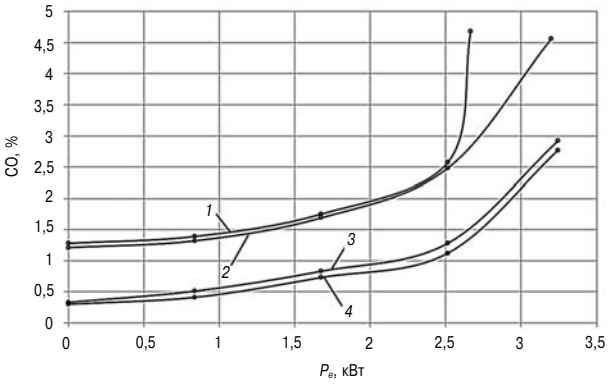


Рис. 14. Изменение содержания CO на различных режимах нагрузки при *n* = 4000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

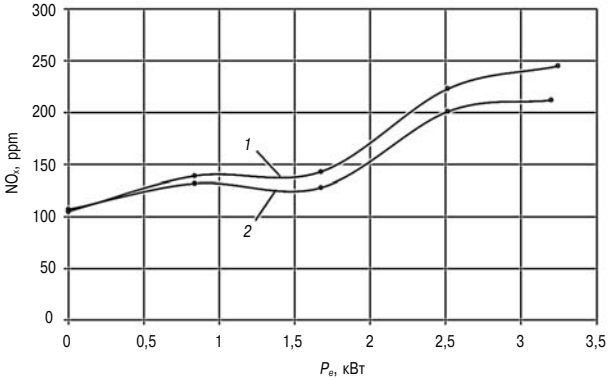


Рис. 15. Изменение содержания NO_x на различных режимах нагрузки при *n* = 4000 об/мин:
1 — степень сжатия ε = 10,5; *2* — степень сжатия ε = 12,5

воспламенения рабочей смеси искрой и увеличивается скорость сгорания в начальной фазе, что упрощает воспламенение обедненных смесей на режимах малой нагрузки.

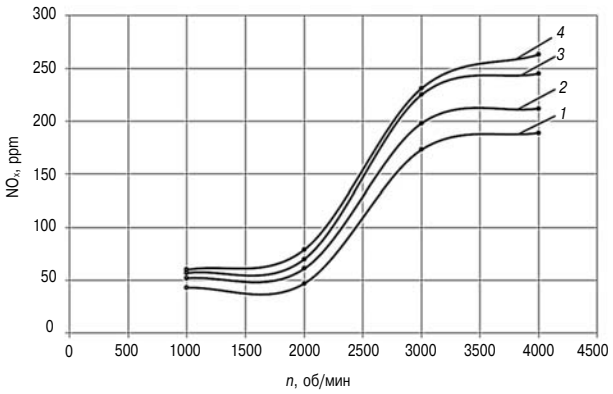


Рис. 16. Изменение содержания NO_x по внешней скоростной характеристике:
1 — степень сжатия ε = 8,5; *2* — степень сжатия ε = 10,5; *3* — степень сжатия ε = 12,5; *4* — степень сжатия ε = 13,5

На рис. 13–16 приведены значения содержания углеводородов, оксида углерода и оксидов азота в составе отработавших газов экспериментального двигателя в различных режимах его работы. С увеличением степени сжатия наблюдается снижение выбросов углеводородов и оксида углерода, что объясняется более качественным процессом смесеобразования и сгорания. Однако при увеличении степени сжатия происходит рост содержания NO_x, главным образом из-за повышения температуры в цилиндре двигателя. При увеличении степени сжатия со стандартной ε = 10,5 до ε = 12,5 увеличение выбросов NO_x составляет около 15 %.

Заключение

Экспериментально подтверждена возможность бездетонационного сгорания при повышенных степенях сжатия в двигателе с непосредственным впрыском топливовоздушной смеси и качественным регулированием нагрузки. Установлено, что степень сжатия ε = 12,5, при которой достигается наибольшая топливная экономичность, является оптимальной. При увеличении степени сжатия со стандартной ε = 10,5 до ε = 12,5 повышение топливной экономичности составляет от 3,5 до 29 % в зависимости от режима работы двигателя. Одновременно существенно снижаются выбросы продуктов неполного сгорания.

Литература

1. *Еникеев Р. Д., Гарипов М.Д.* Рабочий процесс перспективного поршневого ДВС. Вестник УГАТУ. — 2006. — № 3 (16). — Т. 7. — С. 12–22.

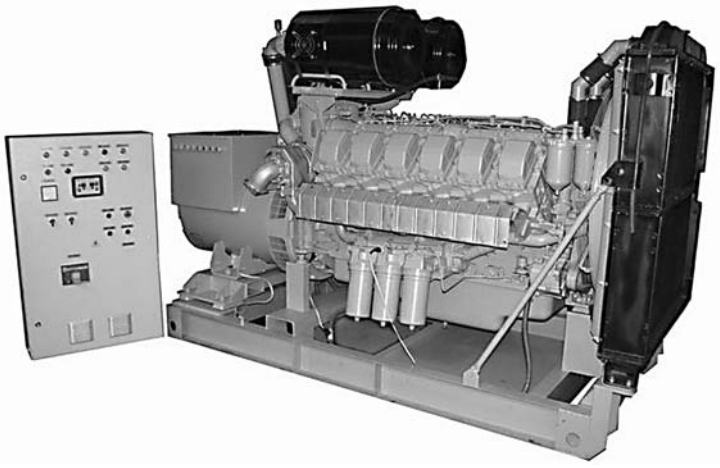
СОЗДАН НОВЫЙ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОР

ОАО «Барнаултрансмаш» объявляет о начале продаж новых дизель-генераторных установок АД315 мощностью 315 кВт.

В 2011 г. была разработана концепция развития продукции ОАО «Барнаултрансмаш», целью которой стало создание силовых установок общепромышленного применения и их производство в сотрудничестве с ОАО «Автодизель».

В конце 2011 г. были начаты работы по расширению типажа дизель-генераторных установок. Базовым образцом нового типоразмерного ряда стал электроагрегат АД315С-Т400-1Р. В июле 2012 г. были завершены приемосдаточные испытания, по результатам которых новый дизель-генератор рекомендован к серийному производству.

Дизель-электрический агрегат переменного тока АД315С-Т400-1Р мощностью 315 кВт, первой степени автоматизации предназначен для применения в качестве как основного, так и резервного источника электрической энергии, который прекрасно подходит для комплексного электроснабжения, административных и промышленных зданий, торговых и гостиничных комплексов, больниц, заводов и производств, где важна бесперебойная подача электроэнергии.



Электроагрегаты АД315С-Т400-1Р производятся на базе дизельных двигателей ЯМЗ 8503.10 и комплектуются силовыми генераторами Leroy Somer и щитами управления, обеспечивающими 1, 2 и 3 степень автоматизации, а также могут поставляться в контейнерном исполнении.

ОАО «Барнаултрансмаш» имеет сорокалетний опыт работы и профессиональные навыки в области энергетического машиностроения и гарантирует стабильные поставки качественных изделий и комплектующих.

УДК 621.785

ПОВЫШЕНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ ПРОЧНОСТИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ В РЕЗУЛЬТАТЕ СОЧЕТАНИЯ ТЕРМИЧЕСКОЙ И ГАЗОИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ

Д.А. Иванов, к.т.н., доц., О.Н. Засухин, зав. лаб.
Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова

Рассмотрен способ повышения конструктивной прочности металлических машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки и приводятся результаты экспериментальных исследований в данной области.

Сочетание термической и газоимпульсной обработки позволяет решить задачи достижения конструкционными качественными углеродистыми и экономно легированными сталями более высокой конструктивной прочности по сравнению со стандартной нормализацией без применения закалки на мартенсит с последующим отпуском. Предложенный способ позволяет уменьшить продолжительность технологического процесса упрочняющей термической обработки конструкционных сталей в 3–4 раза, получить более высокую твердость термоупрочняемых алюминиевых и титановых сплавов после закалки и последующего старения.

Положительное влияние газоимпульсной обработки на конструктивную прочность металлических материалов связано с релаксацией остаточных напряжений, воздействием на дислокационную структуру и повышением дисперсности образующихся фаз.

В практике машиностроительных предприятий к среднеуглеродистым качественным сталям 30–50 в качестве окончательной термической обработки вместо улучшения зачастую применяется нормализация, когда охлаждающей средой служит спокойный воздух. Данная термическая операция предполагает нагрев изделия до температуры полной аустенитизации с последующим охлаждением на спокойном воздухе. Такая термическая обработка менее затратна в сравнении с термоулучшением (закалка на мартенсит с последующим высоким отпуском 1,5–2 ч), а также позволяет избежать возникновения закалочных деформаций, трещин, значительных остаточных напряжений и применения неэкологичных закалочных сред — минеральных масел, растворов полимеров и др. Главный недостаток нормализации в сравнении с качественно выполненным термоулучшением — несколько более низкая конструктивная прочность.

Цель настоящего исследования состоит в достижении конструкционными качественными углеродистыми и экономно легированными сталями в результате воздействия дозвуковых пульсирующих газовых потоков (газоимпульсной обработки) более высокой конструктивной прочности по сравнению со стандартной нормализацией без применения закалки на мартенсит с последующим отпуском.

В ходе проведенных исследований спокойный воздух как охлаждающая среда был заменен на воздушный поток, обладающий скоростью ~ 30 м/с и пульсирующим с частотой ~ 550 Гц. В результате скорость охлаждения в сечениях 10–20 мм становится выше, чем при охлаждении на спокойном воздухе, но ниже критической скорости закалки для среднеуглеродистых нелегированных сталей. Были получены экспериментальные данные в результате механических испытаний образцов из стали 40, подвергнутой стандартной нормализации и охлажденной со структуры аустенита пульсирующим воздушным потоком. В последнем случае направление обдува было перпендикулярно направлению статического и динамического нагружения при механических испытаниях. В результате испытаний установлено, что твердость и прочность благодаря более высокой скорости охлаждения при газоимпульсной обработке оказалась выше, чем в результате обычной нормализации. При этом благодаря воздействию пульсаций на дислокационную структуру нагретой стали, а также релаксации остаточных напряжений, возникающих из-за более высокой, скорости охлаждения, чем на спокойном воздухе, остаются достаточно высокими такие показатели надежности, как пластичность и ударная вязкость. Сравнительно низкая частота пульсаций газового потока обеспечивает объемный характер воздействия на дислокационную структуру изделия. Таким образом, дозвуковой пульсирующий воздушный поток может применяться при термической обработке среднеуглеродистых качественных сталей с целью получения более высокой прочности и твердости, чем при нормализации без использования термоулучшения.

Экономно легированные конструкционные улучшаемые стали, такие как сталь 40Х, также зачастую вместо закалки и высокого отпуска подвергаются нормализации. Такие стали обладают меньшей в сравнении с углеродистыми сталями критической скоростью закалки. Если после нормализационного охлаждения на спокойном воздухе пластичность и ударная вязкость достаточно высокие, то в результате охлаждения от температуры 860 °С, соответствующей структуре аустенита воздушным потоком, имеющим скорость 30 м/с, значения показателей пластичности и ударной вязкости изделий сечением не более 20 мм оказываются слишком низкими. В связи с этим был разработан и экспериментально опробован следующий режим термической обработки: образцы из стали 40Х охлаждались с температуры 860 °С на спокойном воздухе до температуры порядка 670 °С, соответствующей феррито-цементитной структуре, после чего подвергались воздействию пульсирующего воздушного потока 30 м/с, 550 Гц вплоть до полного охлаждения. То есть сравнительно быстрое охлаждение пульсирующим воздушным потоком начинается при температуре, соответствующей практически полному распаду аустенита с образованием феррито-цементитной структуры и не может привести к образованию мартенсита, что избавляет от необходимости осуществлять последующий отпуск.

Направление обдува было перпендикулярно направлению статического и динамического нагружения при механических испытаниях. В результате получены более высокие значения показателей прочности, пластичности и ударной вязкости по сравнению со свойствами после нормализации. В случае ударной вязкости было получено значение KCU 1,41 МДж/м^2 против 1,1 МДж/м^2 после нормализации.

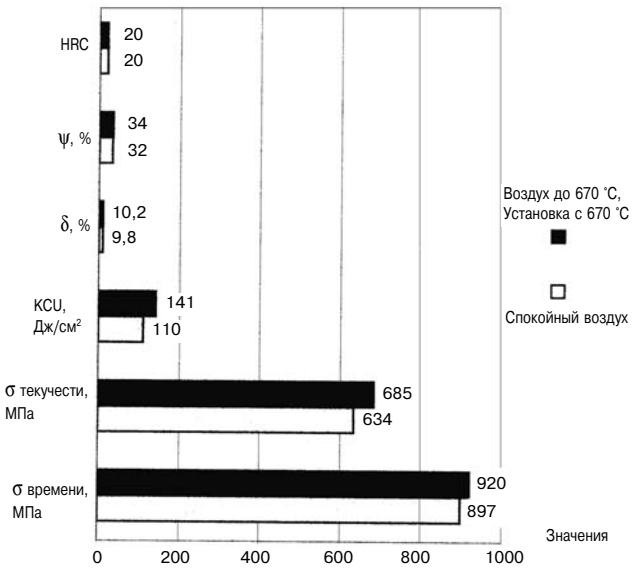


Рис. 1. Свойства стали 40Х после охлаждения от 860 °С на спокойном воздухе и после охлаждения на воздухе от 860 до 670 °С с последующей обработкой пульсирующим дозвуковым воздушным потоком

Гистограмма (рис. 1) характеризует свойства стали 40Х после охлаждения от 860 °С на спокойном воздухе (нормализации) и после охлаждения на воздухе от 860 до 670 °С с последующей обработкой пульсирующим дозвуковым воздушным потоком, где HRC — твердость (безразмерные единицы Роквелла); ψ — относительное сужение (%); δ — относительное удлинение (%); KCU — ударная вязкость (Дж/см^2); σ текучести — предел текучести (МПа); σ времени — временное сопротивление разрыву (МПа).

Таким образом, охлаждение дозвуковым пульсирующим воздушным потоком может применяться при термической обработке конструкционных легированных улучшаемых сталей перлитного класса вместо стандартной нормализации с получением более высоких значений показателей прочности и надежности [1–2].

В качестве высокопрочных (предел прочности более 1600 МПа) часто используются легированные конструкционные улучшаемые стали, в том числе 38ХС и 40Х. Термообработка на высокопрочное состояние заключается в закалке на мартенсит с последующим низким отпуском продолжительностью 1,5–2 часа. Столь продолжительный отпуск требуется для полного осуществления процесса релаксации остаточных напряжений. Актуальной является задача уменьшения продолжительности отпуска без снижения конструктивной прочности.

Решение поставленной задачи достигается следующим образом.

Стальное изделие закаливается на мартенсит стандартно для стали данной марки, после чего при комнатной температуре размещается на выходе из резонатора установки и подвергается в течение 10–15 минут воздействию пульсирующего дозвукового воздушного потока, имеющего частоту 1130–2100 Гц и звуковое давление 120–140 дБ, оказывающего комплексное влияние на метастабильную структуру мартенсита и способствующее протеканию в ней процессов, аналогичных превращениям при низком отпуске, вызывая при этом более значительное, чем при низком отпуске снижение остаточных напряжений.

При этом выбор амплитудно-частотных характеристик воздушного потока и продолжительности обработки определяется геометрическими параметрами, а также материалом обрабатываемого изделия. Механические свойства сталей 40Х и

38ХС после описанной обработки более высокие в сравнении со свойствами после стандартной обработки на высокопрочное состояние, заключающейся в закалке и последующем низком отпуске. При твердости в среднем на 2 единицы HRC выше и более высоких значениях показателей прочности значения показателей пластичности и ударной вязкости не уступают стандартным. Подобно тому как при механическом воздействии на остаточный аустенит в закаленной стали он превращается в мартенсит, метастабильный мартенсит закалки может распадаться с образованием мартенсита отпуска и ε-карбида в результате распространения в изделии механических волн. Также происходит релаксация остаточных закалочных напряжений вследствие перемещения дислокаций.

Данный способ позволяет применять обработку пульсирующим воздушным потоком к изделиям из конструкционных легированных сталей, термообрабатываемых на высокопрочное состояние.

Таким образом, удалось сократить в 3–4 раза продолжительность технологического процесса термической обработки конструкционных сталей на высокопрочное состояние при сохранении высоких значений показателей твердости и прочности и обеспечении достаточной надежности.

Деформируемые термоупрочняемые алюминиевые сплавы нашли широкое применение при изготовлении машин и аппаратов. В ходе изучения воздействия нестационарных газовых потоков на свойства материалов осуществлялась закалка образцов из деформируемого упрочняемого термической обработкой алюминиевого сплава Д16 как в воде, так и в пульсирующем дозвуковом низкочастотном воздушном потоке с последующим естественным старением. Закалка производилась с температуры 500 °С.

Результаты механических испытаний показали, что изделия сравнительно небольшого сечения (диаметр или толщина стенки < 20 мм) хорошо закаливаются в воздушном потоке, имеющем скорость около 30 м/с, не требуя дополнительного введения в поток охлаждающей жидкости, что существенно упрощает технологию газоимпульсной обработки подобных сплавов.

После завершения естественного старения (более 7 суток) у образцов, закалочное охлаждение которых осуществлялось пульсирующим воздушным потоком, был получен прирост твердости на 8 единиц HRB больший, чем при закалке в воде, что может быть связано с увеличением в результате действия пульсаций количества центров образования зон Гинье–Престона (ГП-1).

Таким образом, закалка в пульсирующем воздушном потоке деформируемых термоупрочняемых алюминиевых сплавов позволяет получить более высокие значения твердости после естественного старения и одновременно избежать образования термических остаточных напряжений благодаря использованию существенно менее интенсивного охладителя, чем вода.

В конструкции деталей машин и приборов широко применяются упрочняемые закалкой и последующим старением детали из термоупрочняемых двухфазных титановых сплавов, причем их использование имеет тенденцию к увеличению. Для упрочняющей термической обработки подобных деталей важную роль играют охлаждающие среды. Применение при закалке таких интенсивных охладителей, как вода приводит к поводке, в особенности длинномерных деталей и деталей сложной формы, короблению и образованию трещин.

Использование в качестве закалочных сред таких менее резких охладителей, как минеральные масла, а также водные растворы полимеров создает проблему утилизации и при этом не всегда обеспечивает требуемую скорость охлаждения. Поэтому представляется перспективным использование закалочной среды, не уступающей вышеперечисленным по закаливающей способности, уменьшающей поводку и трещинообразование и в то же время являющейся экологически чистой — пульсирующий водовоздушный поток [3].

При стандартном термоупрочнении детали из сплава ВТ14 упрочняются закалкой от 850–880 °С в воде и последующим старением при 480–500 °С в течение 12–16 ч.

Основным недостатком данного способа является поводка в результате закалки изделий в таком интенсивном охладителе, как вода, а также их недостаточно высокая твердость и износостойкость.

Перед исследованием была поставлена задача: уменьшить поводку в ходе закалки двухфазных титановых сплавов, наблюдаемую у длинномерных изделий и изделий сложной формы при применении таких резких охладителей, как вода, а также повысить твердость после закалки и старения, благодаря чему увеличится износостойкость изделий из данных сплавов.

Поставленная задача решается следующим образом: изделия из титанового сплава ВТ14 упрочняются закалкой с температуры от 850 до 880 °С и последующим старением при температуре от 480 до 500 °С продолжительностью от 12 до 14 ч, при этом закалочное охлаждение изделий осуществляется в среде, представляющей собой пульсирующий водовоздушный поток, обладающий скоростью от 25 до 30 м/с, частотой колебаний от 830 до 1000 Гц, импульсным воздушным давлением от 8 до 12 кПа и переменным звуковым

давлением от 80 до 90 дБ. Расход воды при этом составляет от 1 до 1,5 л/мин. После закалки изделие подвергается искусственному старению в электропечи при температуре от 480 до 500 °С.

Как следствие, при меньшей чем в воде скорости охлаждения получена твердость не выше, чем при закалке в воде и более высокая твердость после старения. Пульсации водовоздушной смеси обеспечивают релаксацию напряжений, возникающих в результате закалочного охлаждения и тем самым уменьшают поводку изделий. Более высокая твердость после старения титанового сплава, закаленного в пульсирующей водовоздушной смеси, в сравнении с закаленным в воде может быть объяснена более дисперсной мартенситной α″-фазой, образующейся при закалке под влиянием пульсаций водовоздушного потока, распад которой в процессе старения обеспечивает повышение твердости и прочности.

Таким образом, исследование позволило получить технический результат, заключающийся в уменьшении поводки при закалке изделий из двухфазных титановых сплавов, а также повысить твердость и износостойкость в сравнении со стандартной упрочняющей термической обработкой подобных сплавов.

Литература

1. *Иванов Д.А.* Повышение конструктивной прочности материалов за счет воздействия пульсирующих дозвуковых низкочастотных газовых потоков / Д.А. Иванов. — СПбГУСЭ, 2008. — 123 с.

2. Пат. 2422540 С1 Российская Федерация, (51) МПК C21D 1/56, C21D 1/25. Способ термической обработки изделий из конструкционных сталей / Иванов Д.А., Засухин О.Н., заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Балтийский государственный технический университет ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова — № 2009144847/02. заявл. 02.12.09, опубл. 27.06.11, Бюл. № 18. — 5 с.

3. Пат. 2417950 С1 Российская Федерация, (51) МПК C02F 1/18. Способ термической обработки изделий из двухфазных титановых сплавов / Иванов Д.А., Засухин О.Н., заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Балтийский государственный технический университет ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова — № 2009144810/05. заявл. 02.12.09, опубл. 10.05.11, Бюл. № 13. — 3 с.

НОВЫЙ ГЕНЕРАЛЬНЫЙ ДИРЕКТОР ЗМЗ СОЗДАСТ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ ПАРК В ЗАВОЛЖЬЕ

Новая стратегия развития Заволжского моторного завода была принята Стратегическим Комитетом ОАО «СОЛЛЕРС». Согласно новому плану ЗМЗ будет выделен в отдельную управленческую структуру для создания на базе площадки индустриального парка.

Введенная ранее временная функция генерального директора УАЗ-холдинг приостановлена, а с 1 октября 2012 г. новым генеральным директором завода назначен Андрей Александрович Матюшин, ранее занимавший должность руководителя технического департамента ОАО ЗМЗ.

В соответствии с принятой концепцией развития ЗМЗ становится базовой площадкой для формирования индустриального парка с привлечением иностранных производителей автокомпонентов с целью поддержки локализации автомобильных производств в России. Сейчас на промплощадке ЗМЗ уже работают первые резиденты парка: компании «Дайдо Металл Русь» (производство подшипников скольжения), «Trelleborg Automotive» (производство антивибрационных компонентов), компания «LEONI» (производство кабелей и оптоволокна), также заключен договор с «Flaig+Hommel» (производство автонормалей).

«Я считаю, что у ЗМЗ есть потенциал стать одним из центров по поставке автокомпонентов для производств иностранных брендов в России, — комментирует Вадим Швецов, генеральный директор ОАО «СОЛЛЕРС», — мы собираемся не только привлекать иностранные компании на нашу площадку, но и развивать собственные технологии производства алюминиевых отливок и мехобработки. Сейчас ЗМЗ необходим независимый директор, который смог бы управлять сложным масштабным производством и оперативно загружать мощности индустриального парка».

При непосредственном участии нового генерального директора были открыты проекты с компаниями Ford, Knorr Bremse и ZF-Kama, а также проработаны варианты сотрудничества и заключены договоры с резидентами площадки ЗМЗ.

ЗАВОЛЖСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД ЗА 9 МЕСЯЦЕВ 2012 Г. НА 19% УВЕЛИЧИЛ ПРОИЗВОДСТВО ДВИГАТЕЛЕЙ

Всего за январь-сентябрь ЗМЗ выпущено более 67 тыс. двигателей всех модификаций, включая дизельную версию.

Рост производственной программы достигнут за счет выпуска 4-цилиндровых двигателей 406-го семейства по заказам УАЗа и дилерских организаций для реализации на вторичном рынке.

На долю Ульяновского автомобильного завода приходится 75 % общего объема поставок. По его заявкам было изготовлено 50 630 двигателей, что на 18 % больше по сравнению с аналогичным периодом 2011 г. По заказам ПАЗа было реализовано 4047 восьмицилиндровых двигателей — на 27,3 % больше факта января-сентября 2011 г. На ГАЗ в рамках госзаказа было поставлено 27 двигателей. Объемы поставок на вторичный рынок превысили уровень аналогичного периода прошлого года на 26,5 % и составили 12 765 двигателей.

При этом достигнуто повышение качества выпускаемых двигателей. За счет внедрения мероприятий заводской программы в области качества удалось на 26,5 % снизить внутреннюю дефектность, выявляемую на собственных испытательных станциях, и на 24 % — внешнюю, выявляемую у основного потребителя двигателей — Ульяновского автозавода. Количество рекламаций сократилось на 16 %.

УДК 621.43.057.3

ВЛИЯНИЕ СТРУКТУРЫ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ НА ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

А.М.А. Аттия, асп., А.Р. Кульчицкий, д.т.н.
ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет им. Столетовых»

Одним из перспективных способов обеспечения малотоксичного сжигания традиционных топлив с улучшением или без ухудшения топливной экономичности дизелей является применение водотопливных эмульсий. Приведено описание методики управления структурой ВТЭ на стадии ее приготовления при использовании метода мембранного эмульгирования, а также представлены результаты исследования влияния ВТЭ с заранее заданной структурой на экологические и экономические показатели двигателя и характеристики горения ВТЭ.

В настоящее время одной из наиболее актуальных задач является необходимость обеспечить экономичный и малотоксичный рабочий процесс дизелей за счет применения либо альтернативных топлив, либо смесевых топлив на базе традиционного дизельного топлива (ДТ). К последним относятся водотопливные эмульсии (ВТЭ), получаемые посредством введения воды в ДТ. Водотопливная эмульсия представляет собой систему несмешивающихся жидкостей: вода в форме мельчайших капель внутри топлива с добавлением эмульгатора для снижения межфазного натяжения и предотвращения расслоения эмульсии. При этом все физические свойства эмульсионного топлива изменяются по закону смеси (в зависимости только от содержания воды), кроме вязкости. Вязкость ВТЭ возрастает с увеличением объемного содержания воды до 63,7 % (при котором происходит фазовая инверсия эмульсии из «вода внутри топлива» на «топливо внутри воды»); при дальнейшем увеличении содержания воды вязкость уменьшается.

В критических условиях перегрева воды, характерных для КС дизеля (500–650 °С и 60 бар в момент начала впрыскивания ВТЭ), вода превращается в пар за счет кипения, а ДТ — за счет испарения, поэтому вода быстрее завершает фазовое превращение по сравнению с ДТ. В результате продолжения теплообмена объем паровой оболочки расширяется против поверхностного натяжения окружающего топлива, и когда нарастание давления превышает поверхностное натяжение, возникает принудительное разбивание буферного топлива на более мелкие частицы [1, 2]. В результате этого площадь поверхности испарения возрастает, приводя к повышению скорости испарения ДТ. Это явление дробления ВТЭ называется процессом «микровзрыва», а рост испарения в результате дробления ДТ называется «вторичным испарением». Еще одной причиной дробления капель эмульсии является разрушение струи ВТЭ вследствие упругого удара о стенку камеры сгорания [3].

Основными факторами, влияющими на силу микровзрыва в критических условиях, является размер капель воды d в эмульсии, объемное содержание воды $C_в$ и начальный радиус капель эмульсии R_0 — увеличение размера диспергированной капли до определенной величины улучшает процесс горения и увеличивает температуру в области, близкой к соплу форсунки. Совокупное влияние этих параметров определяет возможность возникновения микровзрыва [4 и 5]:

$$(R_0^3 - R_1^3)(1 - C_в) = [(R_1 + d)3 — R_1^3],$$

где R_1 — радиус образованной оболочки топлива.

Таким образом, если $C_в$ очень большое или R_0 очень мал, то топливная оболочка не образуется, вследствие чего микровзрыв возникает, только если $R_1 >> d$ (рис. 1).

Вода при высокой температуре в зоне реакции диссоциирует на активные радикалы (OH^- и H^+), способствуя окислению продуктов неполного сгорания ДТ: оксида углерода CO, суммарных уг-

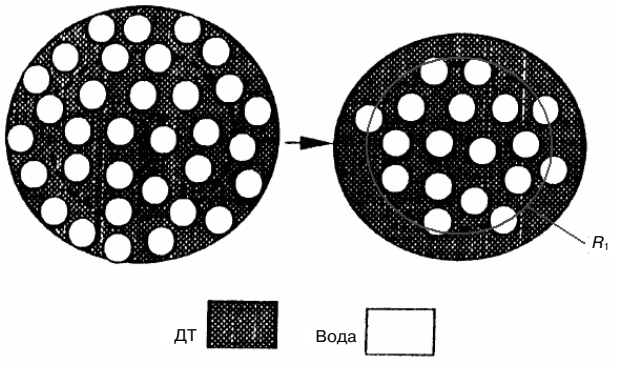


Рис. 1. Образование топливной мембраны

леводородов C_nH_m и углерода С. Кроме того, взаимодействие сажи (углерода) и углеводородов топлива с парами воды приводит к выделению водорода, что фактически приводит к увеличению тепловыделения вследствие его последующего сгорания [6]:

$$C + 2H_2O \rightarrow CO_2 + 2H_2$$

и

$$C_mH_n + mH_2O \rightarrow mCO + (m + 0{,}5n)H_2.$$

В то же время в результате затрат энергии на испарение воды и ее диссоциацию температура горения уменьшается, приводя к снижению скорости окисления азота и, соответственно, к уменьшению концентрации оксидов азота NO_x в отработавших газах (ОГ).

Основным фактором, определяющим воздействие на рабочий процесс двигателя в случае применения воды вообще и ВТЭ в частности, всегда считалось соотношение «вода/топливо». Однако невысокая воспроизводимость результатов влияния ВТЭ на мощностно-экономические и экологические характеристики двигателей указывает на наличие фактора (или факторов), которые оказывают значительное воздействие на рабочий процесс двигателей. Ключом к пониманию подобных различий, по мнению авторов, является структура эмульсии, т. е. характер распределения среднего размера капель воды в топливе и степень однородности этого распределения по размерам. Первое определяет площадь контакта воды и топлива и интенсивность испарения воды при нагреве, т. е. влияет на такие процессы в камере сгорания дизеля, как макросмешение ВТЭ с окислителем и термохимические показатели процесса ее горения. А второе обусловливает степень однородности эмульсии и оказывает влияние на ее физические параметры. Так, например, при горении ВТЭ на базе тяжелых топлив чем мельче размер капель воды, тем меньшее количества воды необходимо для получения одинакового эффекта по снижению эмиссии сажи [2].

Управление структурой эмульсии позволит получать ВТЭ заранее заданного состава и, соответственно, обеспечивать стабильность и воспроизводимость результатов их применения. Это зависит, в первую очередь, от технологии приготовления эмульсии. В большинстве работ ВТЭ готовились с использованием гомогенизаторов, ультразвуковых устройств или других механических методов, которые не могут обеспечивать стабильность структуры эмульсий [7, 8].

Эта проблема решена в данной работе применением метода мембранного эмульгирования с использованием смесового эмульгатора для повышения стабильности эмульсий. Принцип работы мембранного эмульгирования заключается в том, что вода (как дисперсная фаза) перемещается под невысоким давлением (больше капиллярного давления) через поры мембраны (размером в несколько микрометров), приводя к образованию капель воды на выходе из мембраны, которые в дальнейшем отделяются с поверхности мембраны потоком топлива (как дисперсной среды) за счет силы вязкого трения. Применение мембранного эмульгирования обеспечивает получение монодисперсной эмульсии, причем чем меньше диаметр пор, тем выше монодисперсность эмульсии и тем меньше диаметр дисперсной фазы внутри дисперсной среды [9, 10, 11]. Таким образом, при приготовлении ВТЭ изменение диаметра пор мембраны или содержания дисперсной фазы (воды) приводит к

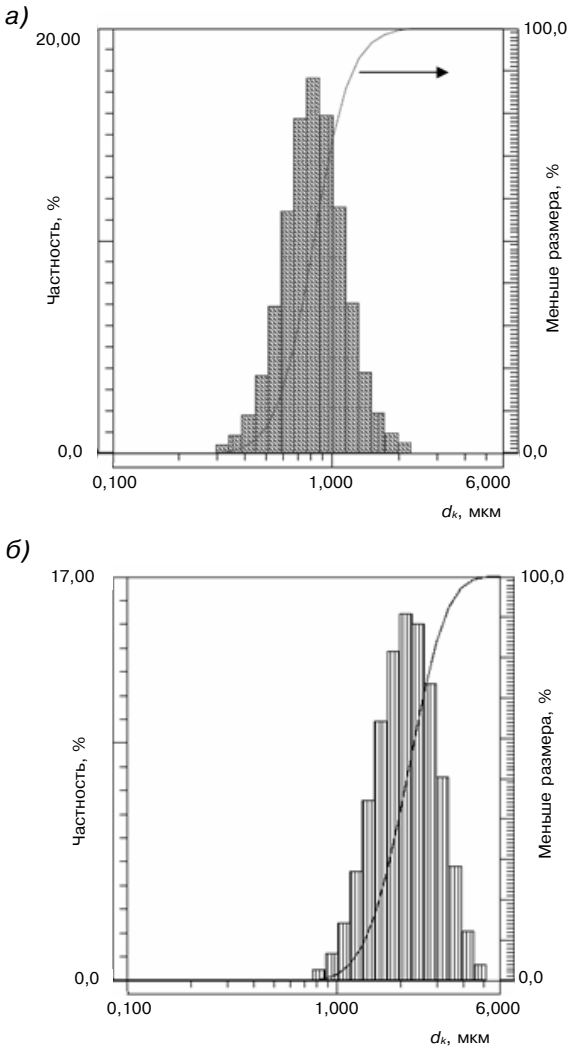


Рис. 2. Распределение по размерам капель воды в ВТЭ через 10 дней после ее получения с помощью мембраны с размером пор 0,2 мкм:
а — содержание воды 21,4 %, D_{90} = 1,3 мкм, D_{50} = 0,8228 мкм, D_{10} = 0,547 мкм; $\delta \approx 0{,}91$; *б* — содержание воды 34,8 %, D_{90} = 3,4 мкм, D_{50} = 2,1443 мкм, D_{10} = 1,414 мкм; $\delta \approx 0{,}93$

изменению структуры получаемой эмульсии при обеспечении высокой стабильности распределения по размерам (рис. 2).

В настоящей работе процесс приготовления ВТЭ был реализован на экспериментальной установке, созданной на ЗАО «Владисарт», г. Владимир [12]. Мембрана представляла собой керамический цилиндр длиной 22 см, внутренним диаметром 6 мм, внешним диаметром 10 мм, с диаметром пор 0,20 мкм (или 0,45 мкм) и пористостью 50 %. Структуры получаемых эмульсий определены на оптическом микроскопе (МИКРОМЕД 3–20 с видеоокуляром DCM-510, производство КНР) (например, рис. 3), распределение по размерам капель воды измерено на анализаторе размеров частиц с динамическим рассеиванием лазерного света (Horiba LB-550, производство Японии) (см. рис. 2). Степень дисперсности эмульсии определена по коэффициенту дисперсности δ, который показывает степень однородности размеров образованных капель [10]:

$$\delta = (D_{90} - D_{10})/D_{50},$$

где D_{90}, D_{50} и D_{10} — диаметры капель, соответствующие 90, 50 и 10 %об. на интегральной кривой распределения по размерам.

Чем меньше величина δ, тем меньше разброс по размерам; при этом если δ менее 0,5, то эмульсия считается монодисперсной. Структура одной из ВТЭ (например, см. рис. 2), характеризуется следующими величинами: симметричное (нормальное) распределение капель воды с величиной δ ≈ 0,9. Течение топлива внутри цилиндрической мембраны было ламинарным (во всех экспериментах число Рейнолдса не превышает 800), но распределение по размерам показало симметричность относительно средней величины. Это означает, что при изменении динамики течения топлива до высокой турбулентности эмульсия будет монодисперсной с малым размером капель воды [10].

Увеличение содержания воды в ВТЭ увеличивает значение вязкости ВТЭ [12]. Этот эффект объясняется искажением картины течения слоев жидкости при наличии частиц, намного превосходящих по размеру молекулы жидкости: из-за значительного влияния гидродинамического взаимодействия между каплями воды в топливе повышается коэффициент внутреннего трения и изменяется структура ВТЭ. Вязкость (как важный фактор) необходимо учитывать при использовании ВТЭ как в дизелях, так и в ДВС с впрыском бензина, и в газотурбинных установках, поскольку это будет приводить к изменению характера распыливания топлива в КС.

Кроме содержания воды, на вязкость эмульсии влияют разные параметры, в том числе размер капель воды и распределение капель по размерам. Были приготовлены разные эмульсии за счет изменения размера пор мембраны. Увеличение диаметра пор мембраны приводит к образованию более крупных капель воды и ухудшению степени однородности (см. рис. 3). Результаты измерения вязкости получаемых эмульсий с различной структурой показали уменьшение вязкости при увеличении размера пор мембраны (рис. 4). Это совпадает с результатами работ [13, 14] — чем меньше размер капель воды, тем больше вязкость эмульсии и тем выше однородность распределения по размерам. Для ВТЭ чем крупнее капли, тем меньше вязкость, но вязкость любой ВТЭ больше по сравнению с вязкостью чистого ДТ.

Оценка влияния структуры ВТЭ на мощностно-экономические и экологические характеристики двигателя выполнена на трехцилиндровом дизеле воздушного охлаждения с турбонаддувом 3ЧН10,5/12. Основные средства измерения: расходомер топлива 730 (AVL, Австрия), расходомер воздуха РГ-400 (Россия), газоанализатор DiCom-4000/NO_x (AVL, Австрия), и дымомер 415S (AVL, Австрия). Испытания проводились на режимах согласно требованиям ГОСТ Р 41.96–2005

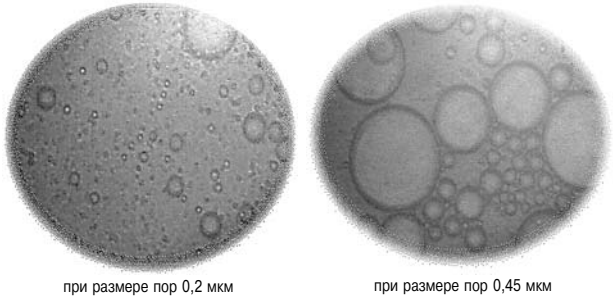


Рис. 3. Изменение структуры одинаковых ВТЭ (после более месяца их получения) в зависимости от диаметра пор мембраны (объемное содержания воды 17 %, эмульгатора 0,5 %). Ширина кадра ≈ 130 мкм

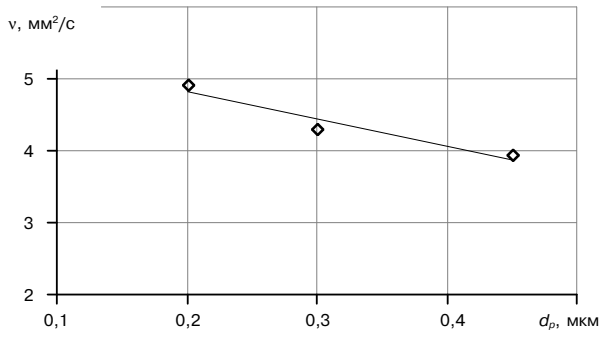


Рис. 4. Изменение вязкости ВТЭ (ν) в зависимости от диаметра пор использованной мембраны (при температуре 22 °С)

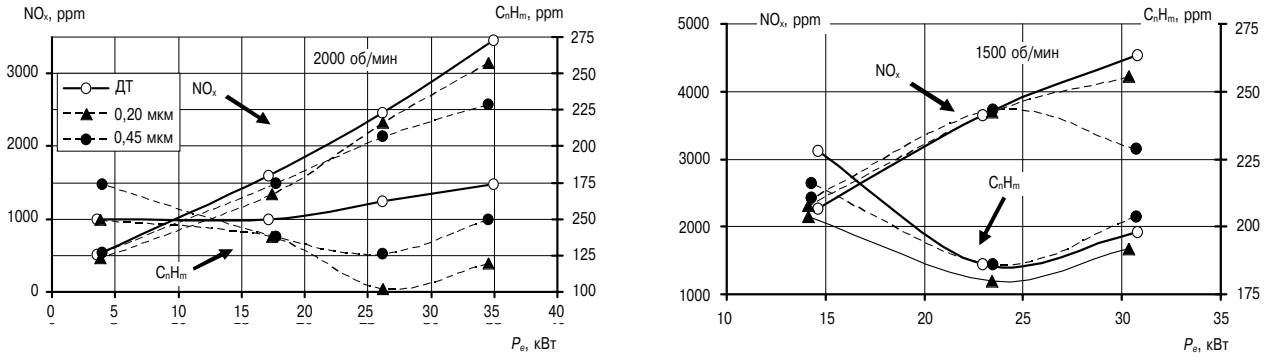


Рис. 5. Изменение концентрации оксидов азота NO_x и суммарных углеводородов C_nH_m в зависимости от мощности двигателя на разных скоростных режимах.

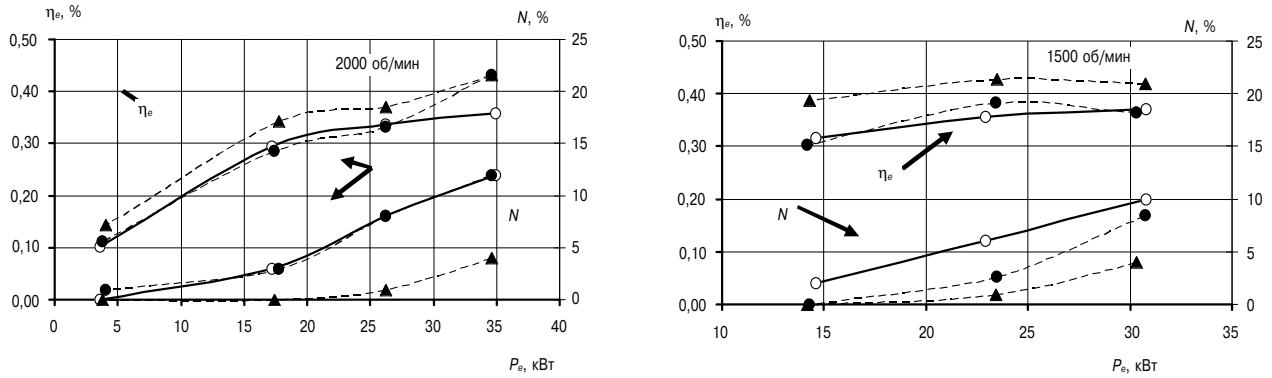


Рис. 6. Изменение эффективного КПД η_e и дымности N ОГ в зависимости от мощности двигателя на разных скоростных режимах

(Правила ЕЭК ООН № 96-01). Комплектация двигателя штатная за исключением фильтра тонкой очистки, который был снят для предотвращения возможной фильтрации воды. В качестве топлива использовались летнее ДТ и два вида эмульсии одинакового состава (с объемным содержанием воды 17 % и содержанием смесового эмульгатора 0,5 %), приготовленные с помощью мембран с порами 0,20 и 0,45 мкм.

Результаты моторных испытаний показали следующее (рис. 5 и рис. 6):

➢ применение ВТЭ по сравнению с ДТ обеспечивает снижение концентрации NO_x и C_nH_m в отработавших газах, а также уровня дымности ОГ;

➢ наиболее явное влияние ВТЭ на концентрацию NO_x и C_nH_m в ОГ, а также уровень дымности ОГ сказывается на режимах нагрузок более 75 % от полных;

➢ ВТЭ с более мелким размером капель воды обеспечивает большее снижение концентрации C_nH_m в ОГ и уровня дымности ОГ, а также большее увеличение эффективного КПД η_e;

➢ ВТЭ с крупным размером капель обеспечивает большее снижение концентрации NO_x в ОГ;

➢ на режимах эксплуатационной мощности и максимального крутящего момента эффективный КПД η_e увеличился в 1,2 раза при применении ВТЭ, полученной с помощью мембран с порами 0,20 мкм, и в 1,06 раза — с порами 0,45 мкм.

Выводы

1. Создана установка, предложена методика и отработана технология получения ВТЭ методом мембранного эмульгирования, позволяющие получать ВТЭ заранее заданного состава с высокой степенью однородности.

2. Как увеличение содержания воды в ВТЭ, так и уменьшение среднего размера капель воды приводит к увеличению вязкости эмульсии, что необходимо учитывать при организации процессов топливоподачи и смесеобразования в ДВС с непосредственным впрыскиванием топлива.

3. При работе двигателя на ВТЭ одинакового состава, но с различной структурой отмечено влияние структуры эмульсии как на экологические, так и экономические показатели двигателя:

➢ увеличение эффективного КПД η_e в широком диапазоне нагрузок и частот вращения коленчатого вала (максимальное увеличение отме-

чено на режиме эксплуатационной мощности: с 0,35 до 0,43);

➢ снижение концентрации NO_x и C_nH_m в отработавших газах, а также уровня дымности отработавших газов на режимах нагрузок в основном более 75 % от полных;

➢ большее влияние ВТЭ с крупным размером капель воды на эмиссию NO_x, а с меньшим размером — на уровень дымности ОГ и эмиссию C_nH_m.

Литература

1. *Watanabe H., Suzuki Y., Harada T., Matsushita Y., Aoki H., Miura T.* An experimental investigation of the breakup characteristics of secondary atomization of emulsified fuel droplet // Energy. — 2010. — Vol. 35. — P. 806–813.

2. *Lif A., Holmberg K.* Water-in-diesel emulsions and related systems // Advances in Colloid and Interface Science. — 2006. — Vol. 123. — N 126. — P. 231–239.

3. *Новиков Л.А., Борецкий Б.М., Вольская Н.А.* Механизм влияния состава водо-топливных эмульсий на смесеобразование в дизеля с неразделенными открытыми камерами сгорания // Двигателестроение. — 1996. — № 1. — С. 35–40.

4. *Fu W., Gong J., Hou L.* There is no micro-explosion in the diesel engines fueled with emulsified fuel // Chinese Science Bulletin. — 2006. — Vol. 51. — N 10. — P. 1261–1265.

5. *Fu W.B., Hou L.Y., Wang L., Ma F.H.* A unified model for the micro-explosion of emulsified droplets of oil and water // Fuel Processing Technology. — 2002. — Vol. 79. — P. 107–119.

6. *Горячкин А.В.* Влияние содержания влаги в зоне горения на эмиссию оксидов азота и серы // Наукові праці Техногенна безпека. — 2004. — Вып. 18. — Т. 31. — С. 27–37.

7. *Strandell P.A., Schab H.W.* A Rreview of water emulsified fuel investigations for shipboard applications // Naval Engineers Journal. — 1986. — P. 53–69.

8. *Столярчук Л.В., Черновец Е.Г., Асанов А.Ю.* Влияние способа подачи воды в цилиндр на экономичность и экологические показатели дизельного двигателя // Двигателестроение. — 2008. — № 4(234). — С. 52–55.

9. *Charcosset C., Limayem I., Fessi H.* The membrane emulsification process — a review // Journal of Chemical Technology and Biotechnology. — 2004. — Vol. 79. — P. 209–218.

10. *Седышева С.А.* Разработка технологии эмульгирования жидкостей с применением керамических мембран: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М, 2011. — 18 с.

11. *Cheng C.J., Chu L.Y., Xie R.* Preparation of highly monodisperse W/O emulsions with hydrophobically modified SPG membranes // Journal of Colloid and Interface Science. — 2006. — Vol. 300. — P. 375–382.

12. *Аттия А.М.А., Кульчицкий А.Р.* Влияние введения воды на склонность к сажеобразованию дизельного топлива // Современные проблемы науки и образования. — 2012. — № 4.

13. *Ramirez M., Bullon J., Anderez J., Mira I., Salager J.L.* Drop size distribution bimodality and its effect on O/W emulsion viscosity // J. Dispersion Science and Technology. — 2002. — Vol. 23. — N 1–3. — P. 309–321.

14. *Pal R.* Effects of droplet size and droplet size distribution on the rheology of oil-in-water emulsions // 7th UNITAR International Conference for Heavy Crude and Tar Sands Proceedings to Helga Petri. — 1998, Paper # 1998.05, Beijing, China. — 27–30 October.

ПОДПИСАНИЕ СОГЛАШЕНИЯ О СОЗДАНИИ R&D ЦЕНТРА

7 июля 2012 г. губернатор Георгий Полтавченко провел в Смольном рабочую встречу с генеральным директором компании AVL List GMBH и председателем Австрийско-Российского делового совета Хельмутом Листом. На встрече обсуждались вопросы сотрудничества Петербурга и австрийских компаний в сфере высоких технологий, научных исследований и подготовки квалификационных кадров.

Также на встрече в присутствии губернатора Санкт-Петербурга Г. Полтавченко было подписано соглашение между Санкт-Петербургским государственным политехническим университетом, AVL List GMBH и ОАО «Звезда» о создании R&D Центра дизельных двигателей и трансмиссий. Центр будет заниматься совместными проектами, в том числе по разработке современных типов высокоэффективных двигателей, по созданию гибридных силовых установок, разработке конкурентоспособных экологически безопасных транспортных средств.

ОАО «ЗВЕЗДА» ПРИНЯЛО УЧАСТИЕ В ВЫСТАВКЕ «РОССИЙСКИЙ ПРОМЫШЛЕННИК»

ОАО «Звезда» приняло участие в XVI Международном Форуме-выставке «Российский промышленник», который прошел в ВК «Ленэкспо» с 25 по 28 сентября 2012 г.

За время проведения выставки стенд предприятия посетили представители Российских и зарубежных компаний, среди них были: ОАО «Авторесурс», ООО «Бриз», GrainEngineering, ЗАО «РУСВИЛ», ЗАО «Сатурн-Инструментальный завод», ОАО «Станкосфера» (Белорусь), ЦНТЦ «Гидравлика», ООО «Запчасти-Трейд», НПП «Монотрон», Центр Инновационного развития «СИНАРА ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ», Авиакомпания «Промышленная Авиация», ОАО «DEKA» и др.

Посетители стенда интересовались возможностями «Индустриального парка» ОАО «Звезда», размещением заказов на металлообработку на оборудовании ЦКД «Звезда».

Наибольший интерес вызвал новый проект по разработке базовых образцов модельного ряда высокооборотных дизельных двигателей для дизель-генераторных установок различного назначения в мощностном диапазоне 400–1700 кВт, реализуемый ОАО «Звезда» в рамках ФЦП «Национальная технологическая база».

За активное участие в выставке ОАО «Звезда» награждено почетным дипломом.

УДК 621.43.068.8

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ АНАЛИЗА СТРУКТУРЫ ДИЗЕЛЬНОЙ САЖИ

В.П. Пушнин
ФГОУ ВПО «Новосибирская государственная академия водного транспорта»

Выполнен сравнительный анализ условий образования дизельной сажи и технического углерода. Установлено сходство условий образования первичных агрегатов (согласно стандарту ASTM D 3849), что дает возможность использовать опыт исследований структуры технического углерода применительно к дизельной саже.

Разработано и испытано устройство для определения электрического сопротивления сажи при различном давлении. Экспериментально исследованы свойства сажи двух дистиллятных топлив, трех тяжелых топлив (включая водотопливную эмульсию) и двух марок технического углерода.

Сформулирована гипотеза «сварки» агрегатов сажи тяжелых топлив в точке касания при затвердевании соединений ванадия с низкой температурой плавления.

Метод электропроводности применяется при анализе структуры промышленной сажи [1, 2]. Для исследования свойств дизельной сажи указанным методом необходимо сопоставить условия образования дизельной сажи и технического углерода (промышленной сажи). Температурно-временное сопоставление условий образования сажи представлено на рис. 1.

За базу для сравнения принят технологический процесс получения печной сажи ТМ-70 в реакторе циклонного типа с двумя камерами [3]. В рассматриваемом случае в цилиндрическую камеру горения тангенциально подаются вспомогательное топливо (газ), а также воздух с коэффициентом избытка 1,2–1,3. Продукты горения с температурой 1750–1850 K входят в реакционный канал, куда специальной форсункой подается сырье. На выходе из реактора в поток газов впрыскивается вода, в результате испарения которой температура сажегазовой смеси резко снижается. Значение $\tau_р$ в данном реакторе одно из самых минимальных. Для сравнения, при получении сажи в цилиндрическом реакторе $\tau_р$ равно 0,8 секунды. Иногда промышленную сажу получают методом неполного сгорания сырья в печах с расходом воздуха 0,35 от теоретически необходимого.

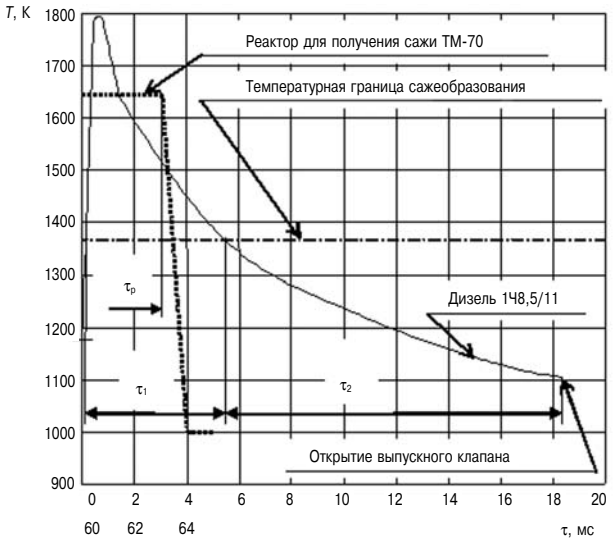


Рис. 1. Температурно-временной режим образования сажи в дизеле и в реакторе:
τ_1 — период времени с достаточной температурой для образования первичных частиц сажи в дизеле; τ_2 — высокотемпературный период структурных преобразований сажи в дизеле; $\tau_р$ — время пребывания сажегазовой смеси в реакторе

Время образования первичных частиц и первичных агрегатов в дизеле значительно меньше, чем в промышленном реакторе (рис. 1). Впрыск воды при получении технического углерода производится для прекращения вторичных процессов: увеличения диаметра сажевых частиц, срастания во вторичные структуры, обгорания сажевых частиц [3]. В дизеле же эти процессы идут в высокотемпературный период структурных преобразований сажи τ_2, начинающийся от температуры 1100 °C, при которой согласно [2] первичные частицы сажи уже не образуются, и продолжающийся до открытия выпускного клапана.

Для сравнительного анализа условий образования дизельной и промышленной сажи следует остановиться на основных описательных терминах технологии получения технического углерода. Таковыми согласно стандарту ASTM D 3849 [4] являются «частица» и «агрегат». Под агрегатом понимается наименьшая диспергируемая единица технического углерода, состоящая из обширно сросшихся частиц. Частица отделяется от агрегата

только путем разрыва. Таким образом, термин «агрегат» относится только к первичным агрегатам.

Вторичные агрегаты, а применительно к дизельной саже третичные агрегаты [5], являются «агломератами». Агломерат состоит из многочисленных агрегатов, удерживаемых вместе физическими силами, и легко может быть разрушен на более мелкие агломераты или на отдельные агрегаты, но уже с приложением значительных усилий [6].

Проведенный выше анализ терминов позволяет сделать заключение, что структура дизельной сажи и технического углерода идентичны, а процессы их получения отличаются только во времени. Это дает возможность опираться на многолетний опыт исследований, накопленный в области технического углерода.

Влияние структурности промышленной сажи, полученной печным способом, на ее электрическое сопротивление, замеренное при одинаковом кажущемся удельном объеме v, см^3/г, хорошо иллюстрируется данными, приведенными в табл. 1.

В настоящей работе электрическое сопротивление сажи измерялось при фиксированных значениях давления. Воспользоваться данными, приведенными в табл. 1 для сопоставления со свойствами дизельной сажей затруднительно, поэтому были также проведены испытания промышленной и дизельной сажи.

Электрическое сопротивление сажи, отобранной из потока ОГ с дизеля 1Ч8,5/11, и технического углерода определялось в устройстве, рабочая камера которого представлена на рис. 2.

Исследуемая сажа медленно засыпалась до верхней кромки корпуса *5* (столб высотой *H*). После установки электрода *4* сажа предварительно сжималась до определенного значения *L*, далее устанавливалась платформа *7*. Помещая на платформу различные грузы, обеспечивалось последовательно увеличивающееся давление на образец сажи 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16 и 18 МПа. При

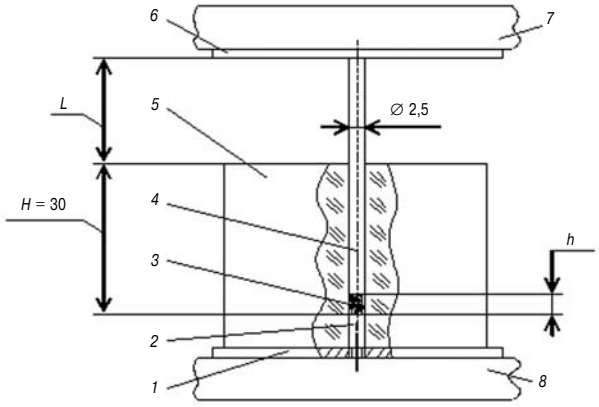


Рис. 2. Рабочая камера устройства для определения электрического сопротивления сажи:
1 — опорная токопроводящая пластина; *2* — неподвижный электрод; *3* — испытываемая сажа под грузом; *4* — подвижный электрод; *5* — корпус камеры из электроизоляционного материала; *6* — опорная стальная пластина; *7* — подвижная платформа из электроизоляционного материала; *8* — опора из электроизоляционного материала

каждом значении давления измерялось электрическое сопротивление столба сажи. Измерялось также перемещение платформы, что позволяло вычислить величину *h*. Степень уплотнения ε определялась отношением *H*/*h*.

В дизеле 1Ч8,5/11 для получения высокого сажесодержания в выпускных газах в пределах 1,0–1,1 г/м^3 была изменена конструкция вставки дополнительной камеры, а также уменьшался угол опережения подачи топлива. В результате все минеральные элементы вошли в структуру первичной частицы, что было подтверждено исследованиями [9]. Отбор проб сажи осуществлялся при помощи мультициклона, в котором улавливалось примерно 25 % сажи по массе.

Кинематическая вязкость ν, значения насыпной плотности дизельной сажи $\rho_c^н$ рассматриваемых топлив, а также подсчитанная зольность

Таблица 1

Электричесткое сопротивление печной сажи при V = 1,4 см^3/г и кажущийся удельный объем при постоянном давлении [7, 8]

Тип сажи			Электросопротивление сажи, Ом·г/см^2	v, см^3/г при давлении 10,7 МПа
По классификации США	Отечественный аналог			
	Марка	Структурность		
ISAF.HS	ТМ-100	Высокая	25	1,67
ISAF.RS		Нормальная	37	1,38
ISAF.LS		Низкая	96	1,21
HAF.HS	ТМ-70	Высокая	30	1,54
HAF.RS		Нормальная	51	1,35
HAF.LS		Низкая	140	1,18

Таблица 2

Некоторые свойства дизельной сажи

№ топлива	Вид топлива	ν при 50 °С, мм^2/с	$\rho_c^н$, кг/м^3	Зольность при C = 1 г/м^3	
				$З_c^{max}$, %	$З_{с1}/З_{с1}$
1	Дизельное летнее	1,75	56	0,60	1,0
2	70 % вакуумного дистилята + 30 % дизельного летнего	5,60	58	—	1,1
3	Водотопливная эмульсия (ВТЭ) (80 % моторного топлива ДТ + 20 % воды)	—	72	—	2,1
4	Моторное ДТ (базовое для ВТЭ)	4,60	66	2,48	1,2
5	Моторное ДМ	27,50	108	9,15	2,5

сажи $З_с^{max}$ при максимально допустимой стандартами зольности топлива, а также относительная зольность сажи $З_{сf}/З_{с1}$ представлены в табл. 2.

Значение $З_с^{max}$, % определялась по формуле

$$З_с^{max} = З_т^{max} \cdot 1000 / V_г \cdot С,$$

где $З_т^{max}$ — максимально допустимая соответствующим стандартом зольность топлива, %; $V_г$ — объем продуктов сгорания, м³/кг; С — сажесодержание выпускных газов, г/м³.

Относительная зольность сажи $З_{сf}/З_{с1}$, равная отношению зольности сажи рассматриваемого топлива и дизельного летнего, определялась на основе минерального состава сажи, приведенного в работе [10]. При этом учитывалось содержание Fe_2O_3, CaO, MgO, K_2O, Na_2O. На них приходилось примерно 85 % от общей массы минеральных составляющих в саже.

Как следует из данных табл. 2, зольность сажи рассмотренных топлив отличается не столь значительно, как подсчитанная исходя из максимально допустимых значений зольности топлива.

Марки испытываемого технического углерода заданы по современной классификации, а основные результаты исследования печной сажи описаны с использованием другой классификации, поэтому в табл. 3, кроме данных по испытываемой саже, потребовалось дополнительно внести сведения по ближайшим аналогам.

Экспериментальные данные по величине удельного электрического сопротивления дизельной и промышленной сажи в зависимости от давления представлены на рис. 3 и 4. Удельное электрическое сопротивление сажи ρ, Ом·см, определялось как для однородного проводника

$$\rho = (r \cdot \pi \cdot d^2 / h \cdot 4) \cdot 100,$$

где r — сопротивление столба сажи текущей высоты, кОм; d — диаметр отверстия в корпусе камеры, мм; h — текущая высота столба сажи, мм.

На рис. 3 показаны также значения электрического сопротивления промышленной сажи марок HAF.RS и ISAF.RS при давлении примерно

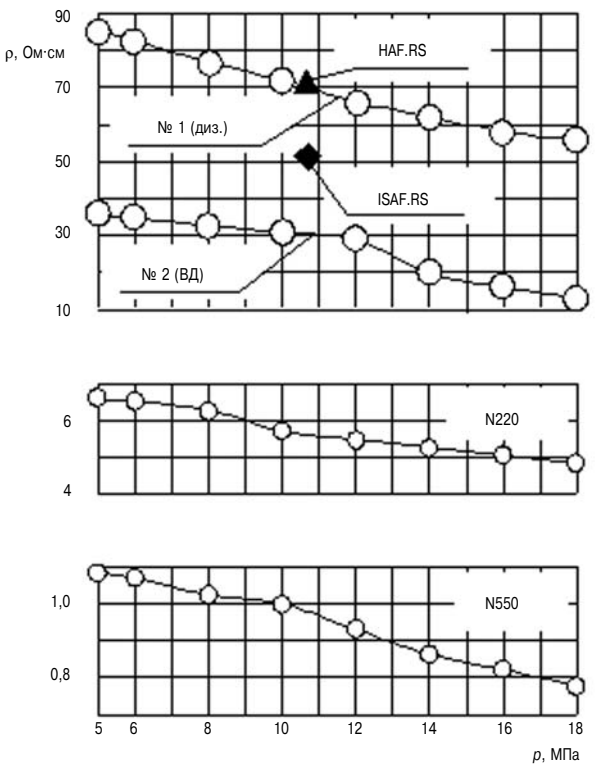


Рис. 3. Удельное электрическое сопротивление сажи дистиллятных топлив и технического углерода в зависимости от давления:

№ 1, № 2 — номера топлив в соответствии с табл. 2; N220 и N550 — марки технического углерода; HAF.RS и ISAF.RS — марки печной сажи из табл. 1

10,7 МПа. Эти значения получены на основании данных, приведенных в табл. 1 умножением сопротивления сажи на v = 1,4.

Заметное различие значений удельного сопротивления у технического углерода N220 и N550 при практически одинаковой зольности (рис. 3) свидетельствует о структурных различиях. Меньшие значения удельного электрического сопротивления (ρ) технического углерода по сравнению с ρ печной сажи HAF.RS и ISAF.RS, можно объяснить изменениями при грануляции.

Удельное сопротивление дизельной сажи дистиллятных топлив оказалось в том же диапазоне значений, что и печной сажи HAF.RS и ISAF.RS. Это вполне объяснимо, учитывая низкую зольность всех испытанных образцов саж.

На один и два порядка большие значения сопротивления сажи тяжелых топлив по сравнению с сопротивлением сажи дистиллятных топлив свидетельствуют о качественном изменении в структуре саже. Об этом же говорят и значительно меньшие величины степени уплотнения при одном и том же давлении на образцы сажи тяжелых топлив (табл. 4). В соответствии с минеральным составом сажи исследуемых топлив [10], можно предположить, что

Таблица 3

Характеристики технического углерода, полученного печным способом и данные ближайших аналогов [1, 3, 6]

Испытываемая сажа	Ближайшие аналоги	Удельная поверхность, м²/г	Насыпная плотность, кг/м³		Зольность
			до грануляции	после грануляции	
N220		100–120	—	345	—
	ТМ-100	95–105	—	—	—
	ТМ-70	70–80	61	360	0,20
N550		40–49	—	360	—
	ТМ-50	50–60	67	300	0,15

Таблица 4

Степень уплотнения, плотность сажи при давлении 18 МПа и относительное содержание ванадия

Номер топлива в соответствии с табл. 2	ε при 18 МПа	Плотность при 18 МПа, кг/м^3	V_{ct}/V_{c1}
№ 1 (диз.)	13,64	764	1,0
№ 2 (ВД)	20,00	1160	1,25
№ 3 (ВТЭ)	7,31	526	2,75
№ 4 (ДТ)	7,14	471	2,13
№ 5 (ДМ)	6,25	675	9,63

полученные различия связаны с соединениями ванадия. Относительное содержание ванадия в саже V_{ct}/V_{c1}, равное отношению содержания ванадия в саже рассматриваемого топлива и дизельного летнего, представлены в табл. 4.

Плотность сажи при давлении 18 МПа получена умножением насыпной плотности соответствующей сажи на степень уплотнения при давлении 18 МПа.

Степень уплотнения технического углерода N220 и N550, полученная как произведение степени уплотнения при грануляции (по данным табл. 3) и в опытном устройстве составила примерно 10−10,5. Это в два раза выше, чем у топлива на основе вакуумного дистиллята. Вакуумный дистиллят интересен тем, что по высокому содержанию ароматических соединений и одновременно низкой зольности [11] он близок к сырью, используемому при печном способе получения сажи. Следовательно, времени, отведенного на сажеобразование в дизеле, недостаточно

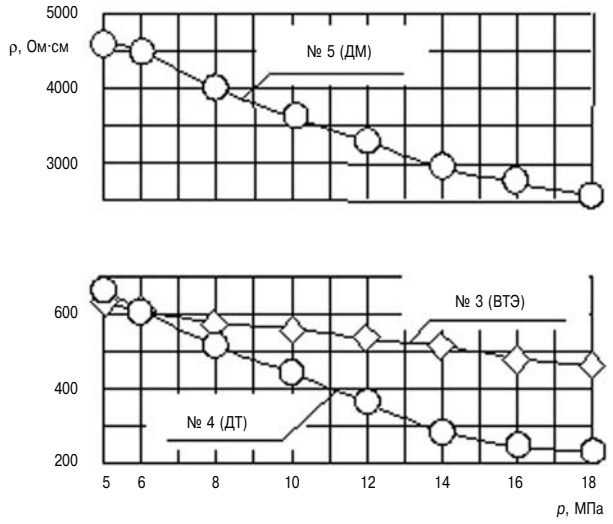


Рис. 4. Зависимость удельного электрического сопротивления сажи тяжелых топлив от давления: № 3, 4, 5 — номера топлив в соответствии с табл. 2

для получения прочных структур сажи при сжигании топлива на основе вакуумного дистиллята. Напротив, этого времени вполне достаточно для получения даже более прочных структур сажи тяжелых топлив.

На основании полученных данных сделана попытка связать механизм образования прочных агломератов сажи тяжелых топлив с соединениями, имеющими низкую температуру плавления. Это ряд соединений ванадия и некоторые сульфаты, которые могут образовываться в высокотемпературной зоне топки при работе на жидком топливе. При этом ванадилванадаты натрия, пятиокись ванадия, метаванадаты Mg, Co, Ni, Ca, Cr, Fe имеют температуру плавления [12] ниже, чем температура перед открытием выпускного клапана дизеля. Пированадаты Co, Ni, Ca, ортованадат Co, ванадат железа FeV_2O_4 имеют температуру плавления [12] в диапазоне высокотемпературного периода структурных преобразований сажи в дизеле. (см. рис. 1).

Выдвигается гипотеза, что при сжигании тяжелых топлив агрегаты сажи в месте контакта связываются в прочные агломераты первого порядка подобно сварке при затвердевании жидкой ванны. Возможна «сварка» и при наслоении агломератов первого порядка перед выпускным клапаном.

На рис. 5, *а*, *б* приведены иллюстрации, поясняющие образование соответственно агломерата первого порядка, являющегося вторичной структурой и агломерата второго порядка, полученного наслоением агломератов первого порядка перед выпускным клапаном. Такое наслоение является началом формирования третичных структур сажи, которое продолжилось в потоке газов перед мультициклоном и внутри его.

К настоящему времени инструментальными исследования агрегатов и частиц технического углерода, выполненными за рубежом и описанными в частности в [6] установлено, что частицы в агрегате связаны непрерывной графитовой сетью, а поверхность частицы имеет перекрывающиеся графитовые чешуйки. Следовательно,

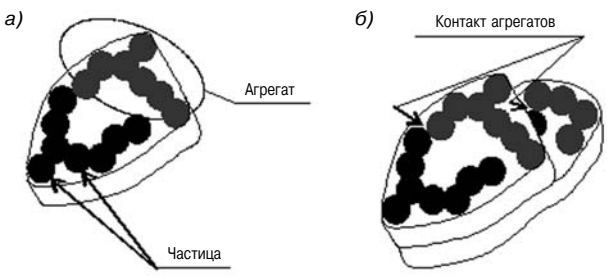


Рис. 5. Иллюстрации к образованию агломератов сажи в цилиндре дизеля

при малой зольности электропроводность как агрегата, так и в точке касания агрегатов должна быть довольно высокой. При этом, поскольку при высокой структурности электрическое сопротивление сажи меньше (табл. 1), можно заключить, что электропроводность агрегата несколько выше, чем места контакта агрегатов.

Можно предположить, что место «сварки», сформированное при затвердевании низкоплавких ванадатов, имеет высокое сопротивление. Очевидно, что чем больше слой низкоплавких ванадатов в месте «сварки», тем больше местное электрическое сопротивление.

Очевидно, что общее электрическое сопротивление столба сажи при том же значении местных сопротивлений будет меньше при уменьшении количества последовательно расположенных сопротивлений и увеличении количества завершенных электрических цепей (электропроводных мостиков). То есть при высокой структурности и повышении степени уплотнения сажи.

Изменения при сжатии дизельной сажи в обобщенном виде можно описать следующим образом.

До некоторых значений давления происходит уменьшение воздушных зазоров между агломератами и разрушение агломератов высокого порядка, в формировании которых действовали только физические силы при их сближении. При этом по мере возрастания давления увеличивается число точек соприкосновения между частицами и, соответственно, количество электропроводных мостиков, в результате чего электрическое сопротивление столба сажи падало.

У сажи дистиллятных топлив с повышением давления разрушались агломераты более низкого порядка. При этом резкое снижение удельного электрического сопротивления при возрастании давления с 12 до 14 МПа у сажи топлива на основе вакуумного дистиллята и высокая плотность (1160 кг/м^3) при давлении 18 МПа позволяют предположить в образцах этой сажи разрушение агломератов первого порядка. Для сопоставления, рентгеновская плотность (истинная плотность материала, из которого построена сажа) сажи ТМ-70 согласно [1] равна 2080 кг/м^3.

Агломераты сажи низкого порядка, полученные при сжигании тяжелого топлива при давлении до 18 МПа не разрушались, что следует из малых значений достигнутой степени уплотнения.

Литература

1. *Печковская К.А.* Сажа как усилитель каучука. — М. : Химия. — 1968. — 216 с.
2. *Кельцер В.В., Теснер П.А.* Сажа. Свойства, производство, применение. — М. ; Л. : Гостоптехиздат. — 1952. — 172 с.
3. *Зуев В.П., Михайлов В.В.* Производство сажи. — М. : Химия. — 1965. — 328 с.
4. ASTM D 3849. Annual Book of ASTM Standards. 1990. — Vol. 09.01. — P. 630.
5. *Пушнин В.П.* Структура и энергия агрегатов дизельной сажи в потоке отработавших газов // Двигателестроение. — 2009. — № 4. — С. 31–35.
6. *Орлов В.Ю., Комаров А.М., Ляпина Л.А.* Производство и использование технического углерода для резин. — Ярославль: Александр Рутман. — 2002. — 512 с.
7. A. Voet, Rubb, Age, 95. — № 5. — 746 (1964).
8. A. Voet, W. Whitten, F.Cook, Koll. Z u. Z. Polym., 201. — № 1. — 39 (1965).
9. *Пушнин В.П.* Определение плотности агрегатов сажи с использованием образцов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2007. № 2. — С. 133–138.
10. *Пушнин В.П., Сисин В.Д.* Исследование состава сажи выпускных газов дизелей // Энергетические установки речных судов: сб. научн.тр. — Новосиб. ин-т инж. водн. трансп. — 1991. — С. 34–40.
11. *Радченко Е.Д.* Проблемы углубления переработки нефти в СССР / Т.Х. Мелик-Ахназаров, Э.Ф. Каминский, В.М. Курганов // Химия и технология топлив и масел. — 1981. — № 1. — С. 3–8.
12. *Лосиков Б.В.* Топливо для стационарных и судовых газовых турбин / А.Д. Фатьянов, Ю.В. Микулин, Л.А. Александрова. — М. : Химия. — 1970. — 310 с.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2 полугодие 2012 г.

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

УДК 621.436

СПОСОБ КОМПЕНСАЦИИ СУММАРНОЙ НЕУРАВНОВЕШЕННОЙ МАССЫ ДЕТАЛЕЙ КШМ ДВИГАТЕЛЕЙ V-8 ПРИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИИ И РЕМОНТЕ

А.Д. Назаров, академик, д.т.н.
Munaz Incorporated (г. Мемфис, США)

Предложен способ компенсации суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей КШМ автотракторных двигателей V-8, возникающей при установке на двигатель конструктивно усовершенствованных и ремонтных деталей. Способ уравновешивания СНМ реализуется за счет изменения размеров и веса пробок грязесборника, установленных в шатунных шейках коленчатого вала. Предложены варианты изменения размеров, конструкции и материала для изготовления пробок с целью оптимальной компенсации СНМ деталей КШМ. Эффективность фактической уравновешенности коленчатых валов двигателей V-8, выполненной предложенным способом в условиях ремонтного производства, подтверждена экспериментально на балансировочных станках фирмы Шенк.

Одним из эффективных способов повышения долговечности и вероятности безотказной работы новых и прошедших капитальный ремонт автотракторных двигателей V-8 является обеспечение их фактической уравновешенности. При изготовлении большинства моделей и конструкций современных двигателей V-8 уравновешенность обеспечивается в том случае, когда в двигатели устанавливают детали КШМ номинального размера, предусмотренные проектом. Если в двигателях применяют ремонтные, конструктивно и технологически усовершенствованные детали КШМ, масса которых больше номинальной, определенной проектом, то уравновешенность двигателей V-8 нарушается. В результате на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала двигателей V-8 появляется суммарная неуравновешенная масса $\Delta m_у$, которая вызывает дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент ΔM_R. При этом происходит рост скорости изнашивания и неравномерности износа коренных шеек, скорости увеличения среднего зазора и неравномерности зазоров в коренных подшипниках коленчатого вала, снижение ресурса, увеличение вибраций и шума двигателей. В этой связи с целью улучшения основных качественных показателей новых и капитально отремонтированных двигателей V-8 необходимо полное устранение ΔM_R в условиях производства и ремонта двигателей.

СНМ деталей КШМ $\Delta m_у$ при производстве $\Delta m_{уо}$ и ремонте $\Delta m_{уд}$ двигателей можно полностью компенсировать путем изменения массы и размеров пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала [1].

Возможность практического применения разработанного способа компенсации СНМ деталей КШМ показана ниже на примере двигателей V-8 рабочими объемами 4,25; 6 и 7 л. Чертежи, номинальные размеры и массы существующих пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала двигателей представлены на рис. 1, *а* и *б*, в табл. 1.

Массу существующих пробок можно снизить увеличением размеров $h_к$, $a_и$, $b_и$ и $c_и$ (рис. 1, *а* и *б*), а также изготовлением их из алюминиевого сплава. Полость грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала двигателей с V_{st} = 4,25; 6 и 7 л имеет две одинаковые пробки [2, 3]. На двигателях рабочими объемами 6 и 7 л применяют один и тот же коленчатый вал.

Коэффициенты Δk_i, характеризующие изменение Δr_i (расстояния от оси вращения до центра тяжести пробок) в зависимости от их размера и веса, вычисляют так [1]

Таблица 1

Размеры и вес пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала двигателей V-8

Обозначение	Значение для двигателя рабочим объемом, л		Обозначение	Значение для двигателя рабочим объемом, л	
	4,25	6 и 7		4,25	6 и 7
$d_р$	M22×1,5	M30×1,5	r_0	1×45°	1,6×45°
$d_в$	—	25,0	r_1	—	0,6
$d_г$	23,5	—	r_2		2,0
h	14,0	11,0	r_3	—	2,0
$h_ц$	10,0	—	$a_и$		—
$h_к$	11,0	8,0	$b_и$	—	17,0
$h_г$	2,0	—	$c_и$	—	19,6
R	4,0	—	$m_р$		4,03

Примечание: диаметры, радиусы и линейные размеры в мм, массы в г.

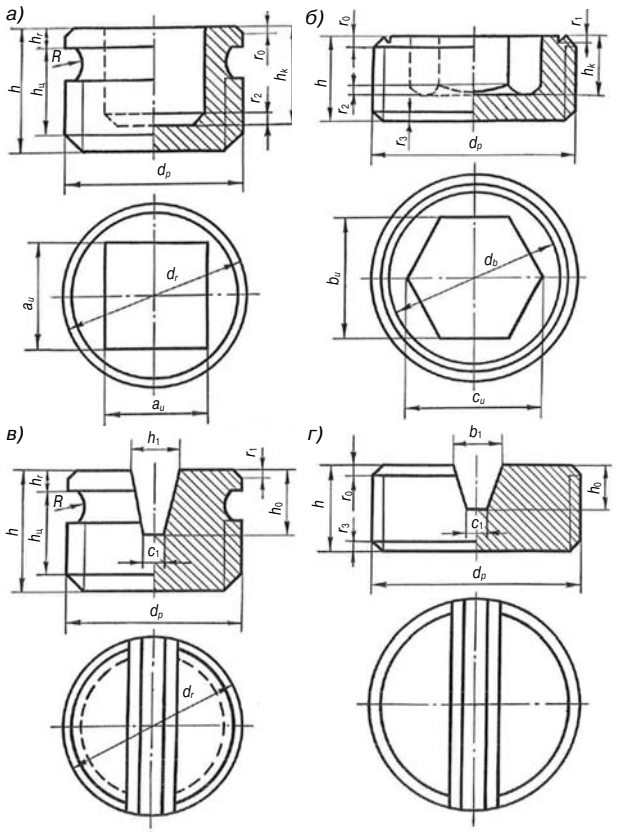


Рис. 1. Конструкция пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала двигателей:
а, *б* —существующие; *в*, *г* — разработанные для двигателей рабочими объемами 4,25 (*в*), 6 и 7 л (*г*)

$$\Delta k_{\text{ри}} = \Delta r_{\text{ри}} r^{-1};\ \Delta k_{\text{рк}} = \Delta r_{\text{рк}} r^{-1}, \qquad (1)$$

где $\Delta r_{\text{ри}}$ и $\Delta r_{\text{рк}}$ — изменение расстояния $r_{\text{р}}$ от оси вращения до центра тяжести массы $m_{\text{р}}$ существующей (штатной) пробки грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала; r — радиус кривошипа.

Значения безразмерных коэффициентов, вычисляемые по формулам (1), для исследуемых и других двигателей увеличиваются с ростом Δr_i (рис. 2). Для двигателей с V_{st} = 4,25; 6 и 7 л значения r приведены в табл. 2, а для двигателей с рабочими объемами 8,32; 8,74; 10,85 и 14,86 л значения r составляют 60; 57,5; 60 и 70 мм соответственно (в табл. 2 $m_{\text{ан}}$ — масса пробки новой конструкции, изготовленной из алюминиевого сплава). Расчетами установлено, что наибольшее значение Δr_i для рассматриваемых двигателей находится в диапазоне 0,8−1,2 мм. Тогда даже максимальное значение коэффициентов Δk_i изменяется (см. рис. 2) от 0,017 (V_{st} = 14,86 л) до 0,030 (4,25 л). Поэтому при инженерных расчетах этим коэффициентом можно пренебречь и принять

$$\Delta k_{\text{i}} \approx 0. \qquad (2)$$

С учетом соотношения (2) и основываясь на положениях, приведенных в работе [1] получены уравнения

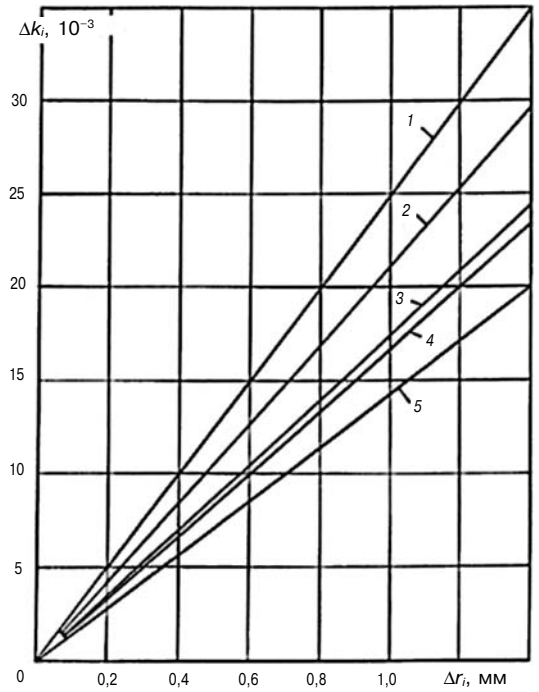


Рис. 2. Влияние изменения расстояния от оси вращения до центра тяжести пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала на значения конструктивного коэффициента Δk_i двигателей V-8:
1 — рабочий объем 4,25 л; *2* — 6 и 7 л; *3* — 8,74 л; *4* — 8,32 и 10,85 л; *5* — 14,86 л

Таблица 2

Значения некоторых параметров двигателей V-8

Обозначение	Значение для двигателя рабочим объемом, л		Обозначение	Значение для двигателя рабочим объемом, л	
	4,25	6 и 7		4,25	6 и 7
l_2, мм	123	136	$m_{\text{рн}}$, г	3,45	5,25
r, мм	40	47,5	$r_{\text{н}}$, мм	49,3	63,2
$r_{\text{р}}$, мм	47,2	61,5	$k_{\text{рн}}$	1,233	1,331
$k_{\text{р}}$	1,180	1,295	$m_{\text{ан}}$, г	1,179	1,794
$k_{\text{ш}}$	0,445	0,414	$k_{\text{у}}$	2,360	2,589
$m_{\text{а}}$, г	0,954	1,377	$k_{\text{ун}}$	2,465	2,661

$$\Delta m_{\text{ри}} k_{\text{р}} = 0{,}5\Delta m_{\text{уо}};\ \Delta m_{\text{рк}} k_{\text{р}} = 0{,}5\Delta m_{\text{уд}}; \qquad (3)$$

$$m_{\text{ги}} = m_j + \Delta m_{\text{п}} + 2[m_R + (m_{\text{р}} - \Delta m_{\text{ри}})k_{\text{р}}] + (2 + k_{\text{ш}})\,\Delta m_{\text{шк}} + m_{\text{м}} k_{\text{м}}; \qquad (4)$$

$$m_{\text{гк}} = m_j + \Delta m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{пр}i} + 2[m_R + (m_{\text{р}} - \Delta m_{\text{рк}})k_{\text{р}}] + (2 + k_{\text{ш}})\Delta m_{\text{шк}} + \Delta m_{\text{шр}i} + m_{\text{м}} k_{\text{м}}; \qquad (5)$$

$$(m_{\text{р}} - m_{\text{а}} + \Delta m_{\text{аи}})k_{\text{р}} = 0{,}5\Delta m_{\text{уо}};\ (m_{\text{р}} - m_{\text{а}} + \Delta m_{\text{ак}})k_{\text{р}} = 0{,}5\Delta m_{\text{уд}}; \qquad (6)$$

$$m_{\text{ги}} = m_j + \Delta m_{\text{п}} + 2[m_R + (m_{\text{а}} - \Delta m_{\text{аи}})k_{\text{р}}] + (2 + k_{\text{ш}})\Delta m_{\text{шк}} + m_{\text{м}} k_{\text{м}}; \qquad (7)$$

$$m_{\text{гк}} = m_j + \Delta m_{\text{п}} + \Delta m_{\text{пр}i} + 2[m_R + (m_{\text{а}} - \Delta m_{\text{ак}})k_{\text{р}}] + (2 + k_{\text{ш}})\Delta m_{\text{шк}} + \Delta m_{\text{шр}i} + m_{\text{м}} k_{\text{м}}; \qquad (8)$$

$$m_{\text{рн}} k_{\text{рн}} - (m_{\text{р}} - \Delta m_{\text{ри}})k_{\text{р}} = 0{,}5\Delta m_{\text{уо}};\ m_{\text{рн}} k_{\text{рн}} - (m_{\text{р}} - \Delta m_{\text{рк}})k_{\text{р}} = 0{,}5\Delta m_{\text{уд}}; \qquad (9)$$

$$m_{рн}k_{рн} - (m_а - \Delta m_{аи})k_р = 0{,}5\Delta m_{уо};\ m_{рн}k_{рн} - (m_а - \Delta m_{ак})k_р = 0{,}5\Delta m_{уд}, \quad (10)$$

где $\Delta m_{ри}$ и $\Delta m_{рк}$ — снижение массы существующей стальной пробки за счет уменьшения ее высоты и толщины стенок в условиях производства и ремонта двигателей; $\Delta m_{уо}$ — СНМ деталей КШМ при использовании в двигателях V-8 конструктивно и технологически усовершенствованных поршней и шатунов; $\Delta m_{уд}$ — СНМ деталей КШМ при установке в двигатели V-8 ремонтных и усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей; $m_{ги}$ и $m_{гк}$ — массы балансировочных грузов при производстве и ремонте двигателей; m_j и m_R — номинальная проектная масса поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ; $\Delta m_п$ и $\Delta m_{шк}$ — разность масс поршня и нижней головки шатуна после их усовершенствования; $k_р$, $k_ш$, $k_м$ и $k_{рн}$ — безразмерные постоянные конструктивные коэффициенты [1]; $m_м$ — масса смазочного масла в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя; $\Delta m_{прi}$ — разность суммарной массы поршня и комплекта поршневых колец i-го ремонтного и номинального размеров; $\Delta m_{шрi}$ — неуравновешенная масса, появляющаяся на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала при замене шатунных вкладышей номинального размера на i-тый ремонтный [2]; $m_а$ — масса существующей конструкции пробки, изготовленной из алюминиевого сплава; $\Delta m_{аи}$ и $\Delta m_{ак}$ — уменьшение массы этой пробки за счет снижения ее высоты и толщины стенок в условиях производства и ремонта двигателей; $m_{рн}$ — масса пробки новой конструкции, изготовленной из стали.

Введем обозначения

$$k_у = 2r_р r^{-1};\ k_{ун} = 2r_{рн}r^{-1}, \quad (11)$$

где $r_{рн}$ — расстояние от оси вращения до центра тяжести пробки новой конструкции.

Параметры $k_у$, $m_р$, $m_а$, $k_{ун}$ и $m_{рн}$ для конкретных моделей и конструкций двигателей имеют постоянные значения:

$$\Delta m_{ура} = k_у(m_р - m_а); \quad (12)$$

$$\Delta m_{унр} = k_{ун}m_{рн} - k_у m_р; \quad (13)$$

$$\Delta m_{уна} = k_{ун}m_{рн} - k_у m_а. \quad (14)$$

При соблюдении соотношений (12)–(14) дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент равен нулю [1], так как СНМ деталей КШМ полностью компенсируется изменением материала, размеров и конструкции пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала. Приведенные выше математические зависимости для расчета значений масс, компенсирующих упомянутую СНМ и балансировочных грузов, справедливы для всех способов уравновешивания двигателей V-8. Наличие равенств (12)–(14) обеспечивает полную уравновешенность двигателей и возможность балансировки их коленчатого вала и вала в сборе в условиях производства и ремонта.

С учетом выражений (12)–(14) и положений работы [1] получены соотношения

$$\Delta m_{ук1} = \Delta m_{ура} + k_у\Delta m_{аi}; \quad (15)$$

$$\Delta m_{ук2} = \Delta m_{унр} + k_у\Delta m_{рi}; \quad (16)$$

$$\Delta m_{ук3} = \Delta m_{уна} + k_у\Delta m_{аi}, \quad (17)$$

где i = и или к.

Первое из двух слагаемых в уравнениях (15)–(17) является постоянной величиной и показывает наибольшее возможное значение СНМ деталей КШМ, компенсируемое изменением конструкции пробок и изготовлением существующих и новых пробок из разных материалов. При этом $\Delta m_{ура}$ соответствует изменению массы при замене стальных пробок на алюминиевые, $\Delta m_{унр}$ — новых на прежние (обе стальные), а $\Delta m_{уна}$ — новых стальных на существующие из алюминиевого сплава. Второе слагаемое правой части уравнений (15)–(17) переменная величина. Она соответствует значению СНМ деталей КШМ, которое компенсируется уменьшением высоты и толщины стенок прежних пробок, изготавливаемых из стали или алюминиевого сплава. Эта составляющая возрастает пропорционально снижению массы пробок за счет уменьшения их размеров.

По аналогии с выражениями (15)–(17) можно записать

$$\Delta m_{ук} = k_у\Delta m_{рi}. \quad (18)$$

Для рассматриваемых двигателей значения постоянной составляющей в формулах (15)–(17), рассчитанных с использованием данных табл. 2 и соотношений (12)–(14), представлены в табл. 3. В ней $\Delta m_{укi}$ и $\Delta m_{укiм}$ — текущее и максимальное значения СНМ деталей КШМ, компенсируемые при i-м варианте изменения размеров или материала существующей и новой конструкций пробок; $\Delta m_{ам}$ и $\Delta m_{рм}$ — наибольшее возможное сни-

Таблица 3

Максимально возможные значения СНМ деталей КШМ, компенсируемые изменением материала, и конструкции пробок грязесборника

Обозначение	Значение для двигателя рабочим объемом, л		Обозначение	Значение для двигателя рабочим объемом, л	
	4,25	6 и 7		4,25	6 и 7
$\Delta m_{ура}$, г	4,333	6,869	$\Delta m_{ук1м}$, г	5,947	9,492
$\Delta m_{унр}$, г	1,920	3,537	$\Delta m_{ук2м}$, г	6,524	10,646
$\Delta m_{уна}$, г	6,253	10,405	$\Delta m_{ук3м}$, г	7,867	13,028
$\Delta m_{рм}$, г	1,951	2,746	$\Delta m_{укм}$, г	4,604	7,109
$\Delta m_{ам}$, г	0,684	1,013	$d(\Delta m_{укi})/d(\Delta m_i)$	2,360	2,589

жение массы существующих конструкций пробок из алюминиевого сплава и стали за счет уменьшения их высоты и толщины стенок; Δm_i — значения снижения массы прежних и новых пробок двигателей рабочими объемами 4,25; 6 и 7 л при всех возможных изменениях их размеров и массы, компенсирующие соответствующие величины СНМ деталей КШМ в условиях производства и ремонта.

Из зависимостей (15)—(17) следует, что наибольшие значения СНМ деталей КШМ, которые можно компенсировать рассматриваемым способом, имеют место, когда их переменная составляющая максимальна. Тогда можно записать

$$\Delta m_{\text{ук1м}} = \Delta m_{\text{ура}} + k_{\text{у}}\Delta m_{\text{ам}}; \quad (19)$$

$$\Delta m_{\text{ук2м}} = \Delta m_{\text{унр}} + k_{\text{у}}\Delta m_{\text{рм}}; \quad (20)$$

$$\Delta m_{\text{ук3м}} = \Delta m_{\text{уна}} + k_{\text{у}}\Delta m_{\text{ам}}; \quad (21)$$

$$\Delta m_{\text{укм}} = k_{\text{у}}\Delta m_{\text{рм}}. \quad (22)$$

Расчетным путем определены наибольшие возможные значения снижения массы существующих пробок за счет уменьшения их высоты и толщины стенок, если они изготовлены из стали и алюминиевого сплава (см. табл. 3).

Угол наклона к оси абсцисс прямых линий, описываемых выражениями (15)—(18), определяется равенством

$$\alpha_{\text{ук}} = \text{arctg}k_{\text{у}}. \quad (23)$$

Скорость роста СНМ деталей КШМ, компенсируемой при i-м варианте изменения размеров, материала и конструкции пробок грязесборника, в зависимости от Δm_i вычисляют по соотношению

$$\text{d}(\Delta m_{\text{ук}i})/\text{d}(\Delta m_i) = k_{\text{у}}. \quad (24)$$

Следовательно, как видно из выражений (23) и (24), значения величин $\alpha_{\text{ук}}$ и $\text{d}(\Delta m_{\text{ук}i})/\text{d}(\Delta m_i)$ определяются постоянным для каждой модели и конструкции двигателей коэффициентом $k_{\text{у}}$. Это следует учитывать при расчетах с целью компенсации СНМ деталей КШМ предлагаемым способом.

Используя формулы (15)−(18), (23) и (24) для конкретных моделей и конструкций двигателей V-8 можно построить прямые линии, определить угол их наклона к оси абсцисс и указанную скорость.

Основываясь на данных табл. 1 и 2 можно по приведенным выше формулам рассчитать значения уменьшения Δm_i массы пробок грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала исследуемых двигателей при всех возможных изменениях их размеров и массы. Так, например, получено, что рост $\Delta m_{\text{у}}$ до 4,604 (V_{st} = 4,25 л) и 7,109 г (6 и 7) полностью компенсируется снижением массы существующих стальных пробок этих двигателей на 1,951 и 2,746 г соответственно (см. табл. 3) за счет уменьшения их высоты и толщины стенок. При дальнейшем увеличении $\Delta m_{\text{у}}$ до 5,947 (V = 4,25) и 9,492 г (V = 6 и 7) требуется снижение массы пробок на 2,520 и 3,666 г. Для этого достаточно заменить стальную пробку на алюминиевую при сохранении ее наружного диаметра, уменьшении высоты и толщины стенок. Если в двигателе с рабочим объемом 4,25 л рост СНМ деталей КШМ превысит 5,947 г, а с V_{st} = 6 и 7 л — 9,492 г, то с целью его компенсации потребуется увеличение наружного диаметра пробок и их изготовление из алюминиевого сплава. Например, пробка с размерами М27×1,5 позволяет компенсировать значение $\Delta m_{\text{у}}$, равное 9,685 г. При этом возникает необходимость увеличить диаметр отверстий под пробки грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала, что нарушает взаимозаменяемость коленчатых валов в условиях производства и ремонта двигателей. Этих негативных факторов можно избежать, если в процессе проектирования двигателей предусмотреть возможность снижения массы пробок грязесборника за счет изменения их конструкции и материала при постоянном наружном диаметре. Например, если во время первоначального проектирования исследуемых двигателей для них были бы предусмотрены предлагаемые конструкции пробок (рис. 1, *в* и *г*), то это дало бы возможность дополнительно уменьшить массу пробок на величину, пропорциональную разности масс рекомендуемой и существующей стальных пробок.

Из приведенных примеров и результатов расчета следует, что разработанный способ уравновешивания позволяет в определенных пределах полностью компенсировать СНМ деталей КШМ, устранить дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент и обеспечить уравновешенность новых и прошедших капитальный ремонт двигателей V-8.

Правильность приведенных теоретических положений и результатов расчетов подтвердили данные экспериментальных исследований двигателей рабочим объемом 4,25 л, проведенных на балансировочном станке фирмы Шенк, и коленчатого вала и вала в сборе двигателей с V_{st} = 4,25 и 6 л, выполненных на балансировочных станках моделей соответственно МС 946 и КИ-4274. Для проведения экспериментов были собраны эталонные двигатели, отклонения от номинального значения массы деталей КШМ которых находились в допустимых изготовителем пределах, а остаточные дисбалансы их вращающихся деталей и сборочных единиц не превышали 5 г·мм. После обкатки двигатели балансировали на станке Шенк с остаточным дисбалансом в обеих плоскостях коррекции не более 5 г·мм. Затем у подготовленных таким

образом двигателей увеличивали массу поршней и головок шатуна в соответствии с методикой работы [2], а на шатунные шейки коленчатого вала устанавливали пробки существующей и усовершенствованной конструкций с одинаковым наружным диаметром. Пробки изготавливали из стали и алюминиевого сплава. В случае применения пробок измененной конструкции подбирали коленчатые валы так, чтобы масса и размеры их противовесов соответствовали массе и расстоянию от оси вращения до центра тяжести новых пробок, а также удовлетворялись требования, приведенные в работе [2]. Во всех вариантах выполненных экспериментов добивались соблюдения требования уравнений (12)−(14). После этого двигатели устанавливали на указанный станок и определяли значения и углы их дисбалансов в обеих плоскостях коррекции. Анализ результатов экспериментов показал, что при всех возможных сочетаниях массы, размеров и материала существующей и разработанной пробок значения и углы дисбалансов в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала двигателей практически одинаковы и заметно не отличаются от аналогичных показателей эталонных двигателей. Таким образом, экспериментально установлено, что разработанный способ позволяет полностью компенсировать СНМ деталей КШМ и обеспечивает полную уравновешенность двигателей V-8 при их производстве и ремонте.

В продолжение экспериментов были подобраны эталонные коленчатые валы и валы в сборе с маховиком и сцеплением двигателей рабочими объемами 4,25 и 6 л, размеры, шероховатости поверхности, отклонения формы и взаимного расположения коренных и шатунных шеек которых имели допустимые изготовителем значения. Эти сборочные единицы балансировали на станках моделей МС 946 (V_{st} = 4,25 л) и КИ-4297 (6) с остаточным дисбалансом в обеих плоскостях коррекции не более 5 г·мм. Затем с использованием методики работы [2] на каждой шатунной шейке коленчатого вала создавали СНМ деталей КШМ с помощью специально изготовленных стальных пластинок, располагаемых на наружной поверхности балансировочных грузов. Массу пластинок изменяли за счет их толщины и ширины. Пластины размещали так, чтобы их продольная ось симметрии совпадала с окружностью, соответствующей среднему поперечному сечению шатунных шеек. В этом случае СНМ деталей КШМ находится на оси шатунных шеек. На коленчатые валы устанавливали штатные и новые пробки с одинаковым наружным диаметром, изготовленные из стали и алюминиевого сплава с различными значениями их высоты и толщины стенок. Во всех случаях обеспечивали соблюдение условий (12)−(14). Для каждого сочетания МГП и материала обеих конструкций пробок на шатунные шейки коленчатого вала устанавливали соответствующие балансировочные грузы, массу которых рассчитывали по формулам (4), (5), (7), (9). После этого на балансировочных станках определяли значения и углы дисбалансов в обеих плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе. Результаты экспериментальных исследований сборочных единиц обоих двигателей показали, что при всех возможных вариантах значения и углы дисбалансов в обеих плоскостях коррекции эталонных и опытных коленчатых валов и валов в сборе с маховиком и сцеплением практически одинаковы. Данные экспериментальных исследований доказывают, что предложенный способ компенсации СНМ деталей КШМ обеспечивает возможность балансировки указанных сборочных единиц в условиях производства и ремонта двигателей V-8.

Таким образом, на примере двигателей V-8 показана возможность практического применения предложенного в работе [1] способа уравновешивания двигателей в условиях их производства и ремонта.

Внедрение результатов выполненного исследования в условиях ремонтного производства не вызывает больших трудностей, требует незначительных затрат, позволяет обеспечить полную уравновешенность новых и прошедших капитальный ремонт двигателей V-8 с достаточной для практических целей точностью и дает значительный экономический эффект.

Литература

1. *Назаров А.Д.* Повышение долговечности двигателей путем компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ изменением параметров пробок грязесборников // Вестник машиностроения. — 2007. — № 3. — С. 13−17.

2. *Назаров А.Д.* Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. — М. : Машиностроение, 1992. — 272 с.

3. *Назаров А.Д., Каляев М.Л.* Влияние некоторых технологических факторов на дисбалансы автотракторных двигателей // Материалы Всесоюзного координационного совещания вузовской науки по вопросам использования, надежности и ремонта машин, электронизации процессов и технических средств в сельскохозяйственном производстве (26-29 сентября 1989 года, г. Ашхабад). Кн. 2. — Ашгабат: ТСХИ. — 1994. — С. 110−122.

4. *Назаров А.Д., Назаров М.А.* Методики определения влияния увеличения массы деталей КШМ на долговечность и виброакустические показатели двигателей // Сборник научных трудов МГАУ «Диагностика, надежность и ремонт машин». — М. : МГАУ, 1995. — С. 9−14.

5. *Назаров А.Д.* Проблемы балансировки коленчатых валов при ремонте двигателей // Механизация и электрификация сельского хозяйства. — 1997. — № 5. — С. 22−25.

УДК 621.431.74

ПРИМЕНЕНИЕ ТВЕРДЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

В.В. Герасиди, А.Н. Жук, Н.И. Николаев
Государственный морской университет им. адмирала Ф.Ф. Ушакова

Рассмотрены условия загрязнения элементов проточной части турбин среднеоборотных судовых дизелей при работе на различных сортах топлива. Показана низкая эффективность стандартной процедуры очистки элементов ТК водой. Предложен способ очистки элементов радиальных турбин порошками твердых сухих очистителей с различными физическими свойствами. Экспериментально показано, что возможный износ элементов проточной части ТК за время очистки незначителен в сравнении с общим износом в процессе эксплуатации ТК.

Многолетний опыт эксплуатации судовых дизелей с турбонадувом свидетельствует о том, что в процессе их работы происходит неизбежное постепенное ухудшение технического состояния и характеристик турбокомпрессора (ТК). Основной причиной изменения характеристик ТК является занос (загрязнение) проточных частей турбины и компрессора, приводящий к снижению их КПД и изменению пропускной способности. В результате уменьшается расход воздуха для сгорания топлива, повышаются температура отработавших газов и удельный расход топлива. Таким образом, в процессе эксплуатации степень согласованности характеристик дизеля и ТК, достигнутая при расчете, проектировании и доводке, частично или полностью нарушается. Агрессивность химических соединений, входящих в состав отложений, снижает надежность элементов ТК [1, 2].

Процессы образования отложений в компонентах ТК и их влияние на характеристики судовых ДВС специфичны и исследованы недостаточно. К малоизученным явлениям относятся как причины образования заносов, так и способы борьбы с ними.

Отложения на лопатках турбины условно можно разделить на три основных типа:

➢ зольные — сухие пеплообразные отложения толщиной 0,1–0,3 мм, обладающие относительно высокой шероховатостью;

➢ сажистые мазеобразные отложения, достигающие толщины 3 мм;

➢ твердые пористые отложения, образующиеся вследствие выгорания отложений второго типа или при работе дизелей на тяжелых высоковязких сортах топлива [3].

Возникновение отложений начинается с образования на лопатках смолистолаковой пленки, появляющейся в результате как высокотемпературного окисления продуктов сгорания топлива непосредственно на металлической поверхности, так и конденсации различных продуктов сгорания, содержащихся в выпускных газах. Количество отложений и их тип определяются многими факторами — температурой поверхности лопаток, сортом применяемого топлива, режимом работы дизеля, конструкцией решеток сопловых аппаратов и рабочих лопаток турбины и т. д.

При температуре газов перед турбиной $t_Т < 300$ °С отложения, независимо от сорта топлива, имеют консистенцию густой мази с большой смолистостью (второй тип). Толщина слоя стабилизируется на достаточно высоком уровне (2–3 мм).

При снижении температуры $t_Т$ до 200 °С вязкость отложений резко уменьшается, а при $t_Т < 150$ °С они становятся жидкими и сдуваются потоком газа.

Переход дизеля на режимы работы с $t_Т > 300$ °С приводит к прекращению роста отложений и их высушиванию. Однако толщина ранее образовавшегося слоя при $t_Т < 300$ °С почти не уменьшается, а только уплотняется. При $t_Т > 400$ °С жидкость полностью выпаривается из слоя отложений, соприкасающихся непосредственно с лопаткой, вследствие чего образуются отложения третьего типа. Дальнейшая эксплуатация дизеля в течение 1–2 ч при $t_Т > 500$ °С может привести к отслаиванию отложений (режим «прожога»). «Прожог» на средних нагрузках дизеля ($350 < t_Т < 500$) требует многочасовой работы, причем всякий кратковременный сброс нагрузки приводит к частичному или полному восстановлению слоя отложений.

Таким образом, загрязнение проточной части турбины — неизбежный фактор эксплуатации, а тип отложений и их толщина зависят главным образом от режимов работы дизеля и сорта топлива.

Вспомогательные дизели танкеров большую часть времени работают при нагрузках 25–60 % от номинальной [4]. Для турбин таких дизелей, эксплуатирующихся на легких сортах топлива, характерны отложения второго типа; толщина отложений достигает 2–3 мм на сопловых и 1–2 мм на рабочих лопатках.

При использовании тяжелых сортов топлива максимальные отложения наблюдаются при работе дизелей на частичных нагрузках. Это объясняется наличием в топливе таких элементов, как сера, окислы ванадия, зола, натрий и др. Отложения на рабочих лопатках турбин в этих случаях составляют 2–3 мм, а на сопловых — 5–6 мм [3] и имеют чрезвычайно твердую пористую структуру, близкую к структуре отложений третьего типа. В состав отложений на лопатках турбин входят пятиокись ванадия, сульфат натрия и другие соединения. Образование максимального слоя отложений и его стабилизация происходят в первые 100–200 ч работы дизеля.

Основными способами очистки проточных частей турбины ТК являются сухая (твердыми очистителями) и влажная (промывка водой). Современная процедура очистки водой турбины судовых двигателей требует снижения нагрузки двигателя до 10–15 % через каждые 50–150 ч. Суммарное время всех этапов очистки (снижение нагрузки, охлаждение, впрыск воды, период сушки повышение нагрузки) составляет примерно один час. Ухудшение характеристик двигателя может быть ограничено приемлемым уровнем за стандартные межремонтные периоды (12–18 тыс. ч), обусловленные условиями эксплуатации [5]. В последние десятилетия использование воды как средства для очистки является типовым и проверенным решением для лопаток радиальных турбин. Однако дизели, работающие на тяжелом топливе с высоким содержанием ванадия, серы и других включений, имеют более высокую температуру на входе ТК, что снижает эффективность очистки водой. Кроме того, очистка водой создает термические напряжения в деталях турбокомпрессора, уменьшая интервалы их замены. Возникает необходимость механической очистки после нескольких сотен часов работы, что требует дополнительного обслуживания и приводит к простою установки [6].

Таким образом, очистка проточной части турбин ТК среднеоборотных двигателей — актуальная задача. Рекомендованная очистка водой не всегда позволяет достичь нужного результата, а иногда, наоборот, может усугубить проблему [7]. Таким образом, наличие неудаленных отложений в проточной части турбины ТК приводит к изменению параметров наддувочного воздуха, снижению давления наддува, ухудшению продувки цилиндров дизеля и, как следствие, ухудшению процесса сгорания. В результате повышается температура отработавших газов и увеличивается расход топлива.

Возможным вариантом решения данной проблемы может быть сухая очистка проточной части турбины ТК. Такой вид очистки уже применяется для турбокомпрессоров с осевыми турбинами и показал свою эффективность. Ревизии проточной части очищенных сухим методом турбин показывают, что при периодической очистке крошкой с соблюдением инструкции загрязнения не значительны. Однако производители турбин ТК среднеоборотных двигателей не рекомендуют использовать данный вид очистки ввиду возможного износа элементов проточной части твердой крошкой [8].

Влияние сухих (твердых) очистителей на износ проточной части турбины необходимо и можно исследовать на экспериментальной установке. Для проведения исследований была разработана и создана специальная установка [9]. В программу экспериментального исследования входило изучение влияния на износ образцов: угла атаки, скорости и размера абразива и их структуры и износостойкости образцов. В соответствии с приведенными выше соображениями методика исследования предусматривала закрепление образцов перед соплом так, чтобы был обеспечен угол атаки от 5 до 60°. На рассматриваемой экспериментальной установке был проведен ряд экспериментов.

Исследование проводилось с образцами элементов проточной части турбин современных ТК судовых дизелей:

➢ образец № 1 — входное устройство ТК фирмы ABB типа RR с безлопаточным направляющим аппаратом;

➢ образец № 2 — входное устройство ТК фирмы MAN B&W типа NR с сопловым аппаратом;

➢ образец № 3 — сопловой аппарат ТК типа NR.

Все испытанные образцы были демонтированы с ТК, проработавших около 4-х лет. ТК и их детали являются оригинальными, и их материал должен соответствовать требованиям производителя [10].

Для исследования влияния твердых сухих очистителей на износ проточной части турбины были взяты следующие материалы.

➢ Крошка (скорлупа орехов) твердостью 6 по шкале Мосса; масса одной порции составляет 0,0003 кг (применяется для чистки осевых турбин ТК малооборотных двигателей).

➢ Электрокорунд (Al_2O_3) твердостью 8–9 по шкале Мосса; масса одной порции составляет 0,0003 кг. Топливо обрабатывается алюмино-

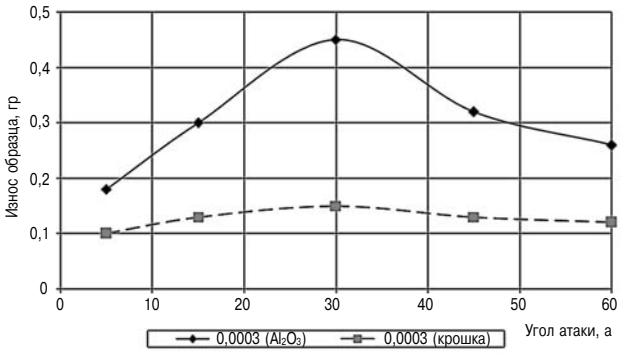


Рис. 1. Зависимость износа образцов от угла атаки струи, содержащей различные абразивы

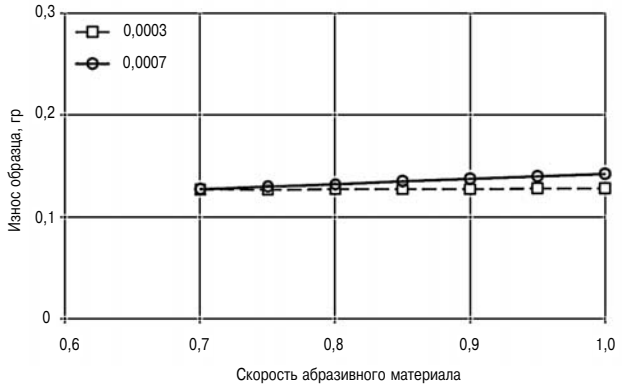


Рис. 2. Зависимость износа образца № 1 от безразмерной скорости при различной массе крошки

силикатами, которые в процессе горения окисляются; в результате уходящие газы двигателя содержат твердые оксиды различных химических элементов (Si, Ti, Al, Fe и другие).

На рис. 1, 2 представлены основные результаты исследования влияния на износ образцов угла атаки, скорости и массы абразивного материала.

Проведенные исследования показали, что крошка обладает меньшими абразивными свойствами по сравнению с окислами металлов. Таким образом, крошку, применяемую для чистки осевых турбин ТК малооборотных двигателей, можно применить также для очистки проточной части турбин среднеоборотных двигателей. Износы, полученные от применения крошки на фоне общего износа элементов ТК в процессе работы дизелей, работающих на тяжелых сортах топлива, будут незначительны, учитывая то, что продолжительность очистки составляет несколько минут через каждые 100–150 часов работы. Чистка крошкой проточной части и элементов радиальных турбин ТК будет способствовать поддержанию КПД ТК и удельного расхода топлива двигателем в заявленных изготовителем пределах.

Литература

1. *Башуров Б.П., Шарик В.В.* Функциональная надежность турбокомпрессоров систем наддува судовых дизелей. — Двигателестроение. — № 2. — 2005. — С. 23–29.

2. *Обозов А.А.* Номографический метод оценки эффективности функционирования турбокомпрессоров судовых дизелей // Двигателестроение. — 2007. — № 2. — С. 37–41.

3. *Межерицкий А.Д.* Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. — Л. : Судостроение. — 1986. — 248 с.

4. *Герасиди В.В. Николаев Н.И.* Анализ нагрузки и расхода топлива судовых дизель-генераторов в широком диапазоне режимов работы // Проблемы эксплуатации водного транспорта и подготовки кадров на юге России: мат. конф. В 2 ч. / Восьмая региональная науч.-техн. Конф. 26–28 ноября 2009 г. — Новороссийск: МГА им. Ф.Ф. Ушакова. — Ч. 2 — 41 с.

5. *Gizzi W., Jung M., Cellbrot P., Haueisen V.* Contamination, a challenge for turbochargers in HFO operation. Paper № 176. — CIMAC 2007. — Vienna.

6. *Winter T., Rieder R., Werdecker F., Woyke J.* Design of Radial Compressor Wheels by Wsage of Simplified, Discrete Exitation Functions. Paper № 20. — CIMAC 2007. — Vienna.

7. *Герасиди В.В, Дубровин Р.Г.* Эксплуатация турбокомпрессоров судовых дизель-генераторов, работающих на тяжелом топливе //Наука и инновации-2009: мат. конф., том 14,технические науки / 5-я Международная науч. — практ. конференция 7–15 ноября 2009 г. — Пшемысль: Наука и инновации. — 2009. — С. 3–6.

8. *Жук А.Н., Епихин А.И.* Оценка скорости износа элементов проточной части газовых турбин агрегатов наддува судовых дизелей, работающих на тяжелом топливе. — Двигатели внутреннего сгорания. — 2008. — № 2. — С. 97–101.

9. *Герасиди В.В.* Экспериментальная установка и методика исследования износа элементов проточной части радиально-осевых турбин турбокомпрессоров судовых дизелей.

10. *Николаев Н.И., Березовский Ф.М., Епихин А.И.* Исследование химических, металлографических и механических свойств газоприемных корпусов и сопловых аппаратов турбонаддувочных агрегатов с радиально-осевой турбиной // Двигателестроение. — № 3. — 2005.

11. *Николаев Н.И., Жук А.Н., Дубровин Р.Г.* Оценка эффективности соплового аппарата радиально-осевой турбины газотурбонагнетателя при эрозионном износе продуктами сгорания // Сборник научных трудов НГМА. Новороссийск: Морская государственная академия имени адмирала Ф.Ф. Ушакова, 2007.— Вып. 12 — 3 с.

УДК 621.431.74.004

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ ТНВД ДИЗЕЛЯ 5S70MC-C И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Ф.А. Васькевич, д.т.н., проф. каф. СТД
ГМУ им. адм. Ф.Ф. Ушакова,
О.Д. Калинин, техн. менеджер
Unicom Management Services LTD

Исследования, проведенные на главном дизеле 5S70MC-C танкера «Лиговский проспект», позволили установить дефектность регулировки установленной с постройки судна топливной аппаратуры. Начало подачи насоса имеет место с момента начала движения плунжера от его крайнего нижнего положения, система VIT не работает, топливные насосы не имеют нулевой подачи. Обнаруженные дефекты снижают экономичность двигателя, являются причиной тепловой перегрузки деталей камеры сгорания и повышенных износов цилиндров при работе на частичных нагрузках, что может стать причиной отказов в процессе эксплуатации двигателя.

Условия современного рынка морских перевозок заставляют судовладельцев изыскивать способы снижения расходов при эксплуатации судов. В первую очередь это касается снижения расходов на топливо, что приводит к необходимости снижения скоростей хода (известно, что расходы топлива на рейс пропорциональны квадрату скорости движения судна). Однако при длительной работе на сниженных нагрузках возможно проявление такого негативного фактора, как повышенные износы втулок цилиндров главных судовых дизелей с системой наддува при постоянном давлении.

Повышенный с постройки судна расход топлива на долевых режимах в эксплуатации и возрастание износов поршней на сниженных нагрузках стали основанием для специальных испытаний силовой установки танкера «Лиговский проспект», проведенных в первой половине января 2012 г. в условиях производственного рейса.

Главный дизель танкера HSD-MAN B&W 5S70MC-C (5ДКРН 70/280), построенный в Южной Корее, имеет паспортную мощность 21 100 э.л.с. при 91 об/мин. Проведенные теплотехнические испытания дизеля на 3-х долевых скоростных режимах, соответствующих 80, 70 и 60 об/мин, не вызвали каких-то замечаний, полученные при испытаниях дизеля параметры рабочего процесса примерно соответствуют данным испытаний при приемке двигателя в эксплуатацию. Однако показатели расхода топлива дизелем значительно отличаются от паспортных. Так, при работе с частотой вращения 80 об/мин при нагрузке около 60 % от паспортной измеренный удельный эффективный расход топлива составил b_e = 0,145 кг/э.л.с.·ч, в то время как во время заводских испытаний на подобном режиме b_e = 0,135 кг/э.л.с.·ч, т. е. на 7 % меньше. Еще большие расхождения отмечены на сниженных нагрузках. При скорости 60 об/мин (24,1 % нагрузки) измеренный расход топлива b_e составил 0,164 кг/э.л.с.·ч, в сравнении с данными заводских испытаний b_e = 0,142 кг/э.л.с.·ч, т. е. на 15,5 % меньше.

Установленные расхождения в показателях экономичности (превышающие допуски на условия эксплуатации) определили необходимость проверки технического состояния и регулировок топливной аппаратуры. Оценка технического состояния ТНВД по наличию протечек, давлению впрыска, состоянию форсунок как визуально, так и на опрессовочном стенде, результаты измерения температуры газов по цилиндрам при работе двигателя позволили сделать вывод о нормальном техническом состоянии топливной аппаратуры. Однако проверка параметров регулирования ТНВД на двух цилиндрах — № 1 и 3 — позволила установить некачественное регулирование топливной аппаратуры заводом-строителем при постройке. Конструкция топливного насоса и плунжерной пары, установленных на главном дизеле т/х «Лиговский проспект», не позволяет изменять угол опережения подачи топлива с изменением нагрузки, как это предусмотрено проектом в аналогичных дизелях, оборудованных системой «Super VIT».

Это можно пояснить с помощью прилагаемой схемы работы плунжерной пары (рис. 1). «Классический» вариант регулирования плунжерной пары, применявшейся фирмой MAN B&W на двигателях с системой «Super VIT», по инструкции должен иметь отсечные окна «открытыми» при нахождении плунжера в его крайнем нижнем

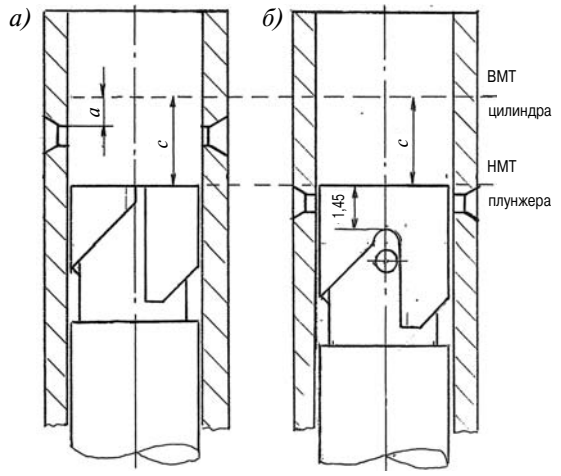


Рис. 1. Схема регулирования ТНВД:
а — по инструкции фирмы;
б — на ГД т/х «Лиговский проспект»

положении при любом положении рейки VIT (рис. 1, *а*). Регулировка угла опережения подачи топлива ТНВД задается фирмой двумя параметрами системы, а именно:

— опережение топливного кулака (Fuel cam lead) — параметр «*c*»;

— опережение топливного насоса (Fuel pump lead) — параметр «*a*».

При приемке судна в эксплуатацию заводстроитель указал только один регулировочный параметр — опережение топливного кулака; этот параметр установлен производителем в пределах от $c = 15{,}93$ до 16,45 мм [1]. Другой регулировочный параметр не может быть найден, поскольку при положении плунжера в его крайнем нижнем положении верхняя кромка плунжера находится выше верхней кромки отсечного отверстия, которое перекрыто боковой поверхностью плунжера (рис. 1, *б*).

Законы регулирования двух вариантов насоса, показанных на рис. 1, могут быть проиллюстрированы видом их регулировочных характеристик, данных на рис. 2 ([2], с. 153). Как видно из рис. 2, *а*, при «классической» конструкции ТНВД изменение положения рейки VIT изменяет моменты как начала, так и конца подачи. На приведенном примере двигателя 6S70MC угол опережения подачи топлива может быть увеличен от $\varphi_{нпн} = 0$ при пуске и на малых нагрузках до $\varphi_{нпн} = 4$ град до ВМТ на полном ходу. Конструкция ТНВД, установленного на главном дизеле т/х «Лиговский проспект», имеет принципиально иной закон регулирования (рис. 2, *б*), а именно:

➢ насос начинает подавать топливо от нулевой скорости плунжера, как только плунжер начинает движение от его крайнего нижнего положения; по результатам измерения, угол опережения подачи составляет $\varphi_{нпн} = 9{-}10$ град ПКВ до ВМТ;

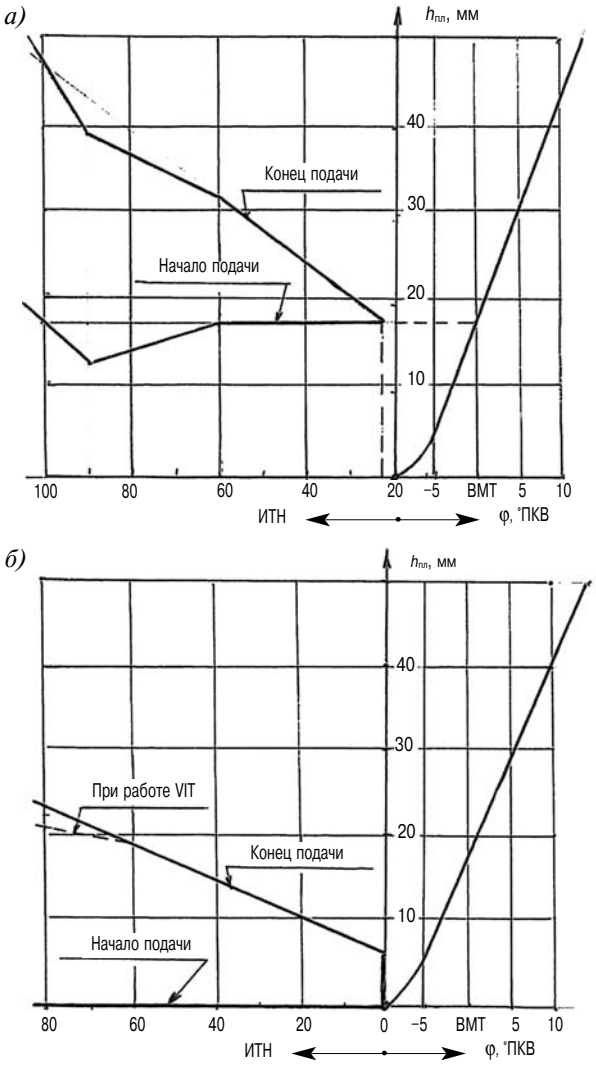


Рис. 2. Характер закона регулирования ТНВД:
а — двигателя 6S70MC; *б* — двигателя 5S70MC-C т/х «Лиговский проспект»

➢ система VIT не имеет возможности изменять момент начала подачи, поскольку при любом положении рейки VIT отсечное отверстие в момент начала подачи всегда перекрыто боковой поверхностью плунжера; в данном конструктивном исполнении система VIT вообще не работает, она фактически является лишней;

➢ перестановка рейки VIT должна обеспечивать более раннюю отсечку топливоподачи на полных ходах, т. е. к уменьшению активного хода плунжера за счет более раннего конца подачи. Производитель учел это и при постройке двигателя настроил систему регулирования так, что рейка VIT практически не изменяет своего положения при изменении нагрузки дизеля. За годы эксплуатации система потеряла свою подвижность настолько, что привести систему VIT в нулевое положение, требуемое для проверки регулировочных параметров, судовой экипаж смог только с помощью кувалды;

➢ установленные на двигателе топливные насосы не имеют нулевой подачи. Если установить топливную рейку на «0», то плунжер будет гарантировано иметь положительный активный ход. Остановка дизеля осуществляется только за счет открытия клапана безопасности (puncture valve) при установке ручки управления дизелем на «Стоп».

Выявленные дефекты настройки топливной аппаратуры главного дизеля позволили объяснить те негативные факторы, которые особенно заметно проявились при его эксплуатации на сниженных нагрузках.

Заключение

Качество регулирования топливной аппаратуры главного дизеля танкера «Лиговский проспект» было найдено несоответствующим документации производителя. Основным негативным фактором, определяющим низкое качество регулирования, является некачественная установка плунжерных пар топливных насосов высокого давления, вследствие чего:

➢ подача топлива начинается при нулевой скорости плунжера $C_{пл} = 0$ на всех скоростных режимах дизеля и не зависит от работы системы VIT;

➢ заявленный по данным заводских испытаний расход топлива на режимах полного хода (135 г/э.л.с.·ч) уже является чрезмерно большим;

➢ по опыту эксплуатации танкеров DW = 150 тыс. т их главный дизель той же размерности цилиндра (6S70MC) работает с удельным расходом топлива на полном ходу на уровне 126–128 /э.л.с.·ч, т. е. при приемке в эксплуатацию танкера «Лиговский проспект» имел место завышенный примерно на 7 % расход топлива;

➢ если предположить корректность индицирования дизеля установленной на судне системой измерений, то по состоянию на дату их проведения удельные расходы топлива (145 г/э.л.с.·ч) завышены не на 7, а на все 14 %;

➢ поскольку остановка дизеля обеспечивается только работой клапана безопасности (puncture valve), ТНВД нулевой подачи не имеет, то при малейшей неисправности системы защиты, обеспечивающей работу puncture valve, возможен отказ остановки главного дизеля, что создает опасность для мореплавания при маневрировании судна.

В принципе некачественная установка плунжерных пар не повлияла на работоспособность дизеля за прошедшие после приемки судна 8 лет эксплуатации. Однако в связи с тем, что топливная система не поддерживает штатную регулировку, работа дизеля сопровождается повышенным расходом топлива, повышенными износами деталей цилиндро-поршневой группы и высокой вероятностью отказа главного двигателя при маневрах судна.

Литература

1. HSD-Man B&W Diesel Engines 5S70MC-C. Volume 1. Operation Manual.

2. *Васькевич Ф.А.* Двигатели внутреннего сгорания. Теория, эксплуатация, обслуживание: учеб. пособие. — 4 изд., Нвр., МГА, 2009. — 266 с.

ЭЛЕКТРОБУС НЕФАЗ ПРОШЕЛ СЕРТИФИКАЦИЮ

Успешно прошел сертификацию первый в России электробус — электрический автобус НЕФАЗ-52992. Его автономный электрический ход рассчитан более чем на 200 км.

Новинка разработана и создана специалистами НИИ Комбинированных энергоустановок совместно с ОАО НЕФАЗ — дочерним предприятием КамАЗа в Башкирии, по заказу фирмы «Лиотех» для нужд Росатома.

На крыше, в салоне и в заднем свесе электробуса размещена литий-железо-фосфатная аккумуляторная батарея энергоемкостью 313,6 кВт/ч. Электробус оборудован зарядным устройством мощностью 48 кВт, при этом процесс полной зарядки бортового аккумулятора занимает восемь часов. Для быстрой зарядки (20–30 минут) от сети до 500 кВт на НЕФАЗ-52992 установлены специальные силовые разъемы.

Электробус оснащен системой телеметрии, которая по ГЛОНАСС или GSM-каналам передает информацию на удаленный компьютер сервисной службы для контроля параметров состояния батареи и основных агрегатов.

Конструкция, комплектующие и качество сборки соответствует всем требованиям, которые сегодня предъявляются к средствам перевозки пассажиров на городском транспорте.



УДК 621.43

РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ОДНОПОРШНЕВОГО СВОБОДНОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Л.М. Жмудяк, д.т.н., проф., А.Л. Жмудяк, асп.
ГОУ ВПО Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова
Е.Г. Абрамов, директор
Компания «Вентор»

Рассмотрены конструкция и рабочий процесс однопоршневого свободнопоршневого двигателя (генератора газа) без клапанов на окнах в гильзе. ОСПД предназначен для генерации газа (продуктов сгорания) высокой энергии с последующим преобразованием в сопле или других устройствах. Потенциально ОСПД может работать с уникально высокой частотой циклов, следовательно, обладает высокой мощностью и компактностью. Создана и реализована программно-математическая модель, при помощи которой выполнен расчет параметров ОСПД, рабочим циклом в одной полости двигателя (по одну сторону поршня), а полость с другой стороны поршня — буферная. Расчеты показали, что простейший вариант ОСПД без регулирования может работать устойчиво при определенных конструктивных соотношениях.

Однопоршневой свободнопоршневой двигатель без клапанов на окнах газораспределения (ОСПД) включает поршневую часть, предназначенную для генерации газа (продуктов сгорания) высокой энергии, реализуемой в турбине, сопле или других устройствах. Созданием ОСПД занимались П.К. Морозенко, М.Д. Апашев, В.П. Демидов, И.Ф. Куянов, М.Г. Крупский, В.Д. Велиев, Е.В. Орловская, а также другие специалисты. Потенциально ОСПД может работать с уникальной для поршневых ДВС частотой циклов, обладает компактностью и высокой удельной мощностью, однако, несмотря на большой объем выполненных исследований, вопрос устойчивости работы двигателя такого типа остался открытым.

Для выяснения работоспособности ОСПД была создана математическая модель его поршневой части. Основу математической модели составляет система управления, описывающих нестационарные двухмерные газодинамические течения в цилиндрической системе координат. Расчет нестационарных параметров газа производится по схеме С.К. Годунова [1] с учетом методик, изложенных в работах [2, 3].

Модель реализована в виде компьютерной программы, позволяющей выполнить расчеты различных модификаций ОСПД.

Ниже приведены результаты моделирования несимметричного ОСПД, у которого рабочий процесс осуществляется только в одной полости цилиндра. Моделировалась работа на жидком топливе с внутренним смесеобразованием и рабочим процессом по циклу Дизеля.

Конструкция ОСПД схематично изображена на рис. 1.

В средней части цилиндра *1* прорезаны два вида окон: впускные *2* и выпускные *3*. Окна объединены соответственно впускным *4* и выпускным *5* коллекторами. Внутри цилиндра находится плоский поршень *6*, разделяющий цилиндр на рабочую и буферную полости. Торцы цилиндра закрыты крышками *7*, в одной из которых имеется форсунка *8*, а в другой — предохранительный клапан *9* и клапан системы запуска *10*.

Предохранительный клапан предназначен для сброса в атмосферу части газа из буферной полости в случае неконтролируемого разгона двигателя (режим разноса). Клапан системы запуска обеспечивает запуск двигателя сжатым воздухом или при помощи пиропатронов. Топливный насос высокого давления (на рисунке не показан) должен приводиться за счет энергии движения цилиндра, однако конструкция привода пока не проработана.

Рабочий цикл осуществляется только в одной полости, которая называется рабочей (на рисунке левая), а другая является воздушным буфером и служит для безударного изменения направления движения поршня.

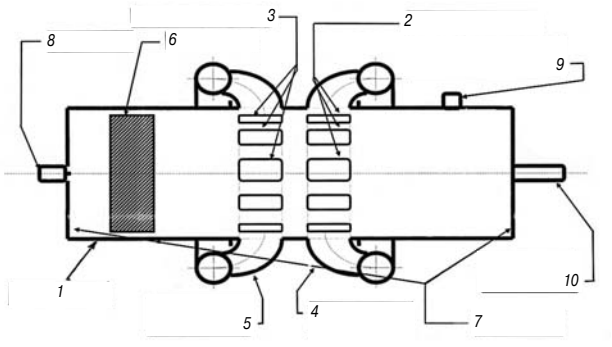


Рис. 1. Схема ОСПД

Первые попытки моделирования двигателя выявили высокую неустойчивость его работы по частоте циклов. Одна из причин неустойчивости — отсутствие нагрузки в данном варианте ОСПД (т. е. нагрузки, например, в виде газодинамического сопротивления генерируемому газу (продуктам сгорания). Вторая причина — переменные степень сжатия и ход поршня. Объясним это на примере. Предположим, что двигатель работает устойчиво на определенной частоте. И пусть в результате какой-либо причины возникла некоторая нестабильность в рабочем цикле, например незначительно увеличилась цикловая подача топлива. В этом случае в рабочей полости сгорит чуть больше топлива, поршень разгонится чуть быстрее, сильнее сожмет воздух в буферной полости, вернется в рабочую полость с более высокой скоростью, и в следующем цикле, даже при исходной топливоподачи, сгорание произойдет при более высокой степени сжатия. Это приведет к более эффективному протеканию рабочих процессов, а следовательно, к еще большей степени сжатия в следующем цикле. Таким образом, процесс увеличения амплитуды движения поршня продолжается вплоть до срабатывания предохранительного клапана. В случае снижения цикловой подачи топлива вышеописанные процессы будут протекать с уменьшением амплитуды движения поршня, что приведет к остановке двигателя. Приведенный пример поясняет причину нестабильной работы двигателя данного типа и необходимость в регулировании частоты циклов. Конечно, как и все поршневые двигатели, ОСПД имеет факторы, стабилизирующие рабочий цикл: ухудшение наполнения и повышение потерь на трение с ростом частоты циклов. Как минимум, в рассчитанной конструкции при выбранных размерах цилиндра стабилизирующие факторы оказались слабыми.

Для стабилизации работы ОСПД в модель был введен регулятор. Моделировались разные способы регулирования: изменением цикловой подачи топлива, изменением количества горючей смеси во впускном трубопроводе[1] и дросселированием на впуске. Регулирование выполнялось по нескольким критериям: по максимальному давлению сгорания в рабочей полости, по частоте рабочего цикла. Наиболее эффективным[2] оказалось регулирование цикловой подачи топлива для достижения необходимой частоты рабочего процесса. При помощи моделирования и подбора конструктивных параметров был найден вариант ОСПД с устойчивым рабочим циклом.

[1] Моделировался и цикл двигателя с внешним смесеобразованием.

[2] Но не самым конструктивно простым.

Таблица 1

Основные исходные параметры

Параметры	Величина
Длина цилиндра, м	0,5
Диаметр цилиндра, м	0,15
Масса поршня, кг	1
Толщина поршня, м	0,09
Номинальная частота рабочих циклов, Гц	70

В табл. 1 содержатся основные исходные параметры моделируемого ОСПД. Номинальная частота рабочих циклов представляет собой частоту, на которую двигатель выводит автоматический регулятор. (Для ОСПД не существует общепринятого понятия частоты вращения коленчатого вала из-за отсутствия последнего. Поэтому частота рабочих циклов измеряется их количеством в секунду, то есть в герцах. Движение поршня от крышки рабочей полости к крышке буферной полости является рабочим ходом. Обратное движение поршня можно назвать ходом сжатия. При такой терминологии частота циклов равна числу рабочих ходов поршня или половине числа всех ходов поршня.)

Анализ результатов моделирования (табл. 2) указывает на низкое качество газообмена в двигателе: большое количество остаточных газов и низкий коэффициент наполнения рабочей полости свежим воздухом. Плохое качество газообмена объясняется высокой цикличностью ОСПД и тем, что в рассмотренной конструкции двигателя продукты сгорания трудно удалить из области крышки рабочей полости. Последнее является следствием простоты конструкции. Несмотря на это, для осуществления рабочего цикла свежего воздуха вполне достаточно, судя по значению коэффициента избытка воздуха.

Таблица 2

Показатели рабочего цикла

Параметры	Величина
Ход поршня, м	0,377
Частота циклов, Гц	70
Степень сжатия в рабочей полости	9,91
Степень сжатия в буферной полости	14,89
Максимальная скорость поршня, м/с	65,5
Максимальное давление сгорания в рабочей полости, МПа	4,01
Максимальное давление сжатия в буферной полости, МПа	7,44
Коэффициент наполнения	0,11
Коэффициент избытка воздуха	4,67
Коэффициент остаточных газов	0,55
Среднее индикаторное давление, кПа	26,64
Индикаторный КПД, %	27

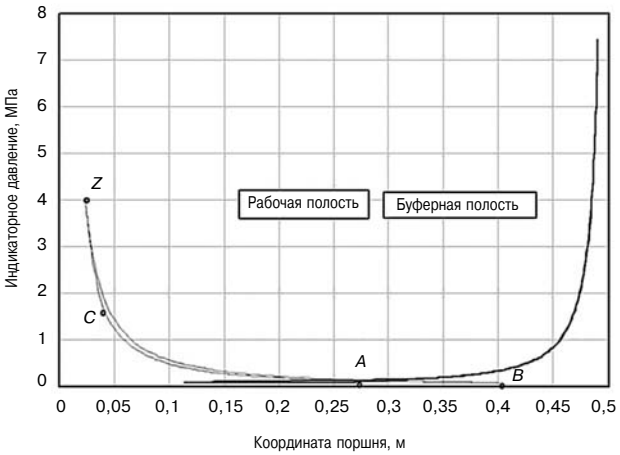


Рис. 2. Индикаторная диаграмма

На рис. 2 приведены индикаторные диаграммы установившегося рабочего цикла для каждой полости.

Основным результатом выполненных расчетов является вывод о потенциальной работоспособности двигателя данного типа. Наиболее проблемными остаются вопросы регулирования, устойчивости и конструкция привода ТНВД.

Исследования выполнены при поддержке Федерального агентства по образованию, Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 гг.

Литература

1. Численное решение многомерных задач газовой динамики / Под редакцией С.К. Годунова. — М. : Наука, 1976. — 400 с.

2. Параметры поршневого генератора газа поршнетурбинного двигателя / З.М. Ройфберг, Л.М. Жмудяк, Р.Х. Ицекзон и др. // Газотурбинные установки: Тез. докл. Всес. межвуз. конф., 22–24 ноября 1983 г. / МВТУ им. Н.Э. Баумана. — М., 1983. — 170 с.

3. Расчет свободнопоршневого двигателя с применением газодинамики // Е.Г. Абрамов, Л.М. Жмудяк. Совершенствование быстроходных дизелей: Тез. докл. Междунар. науч.-тех. конф. — Барнаул, 1993. — С. 16–17.

НА ЧТЗ ГОТОВЯТ К ЗАПУСКУ ВЫСОКОТОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ИЗ ЧЕХИИ

Два обрабатывающих центра и токарный станок с ЧПУ чешской фирмы «Kovosvit MAS» смонтированы на производстве перспективных технологий Челябинского тракторного завода.

Технологическую наладку нового оборудования выполнят специалисты из Чехии.

Первую партию современного оборудования «Kovosvit MAS» поставил предприятию в прошлом году. В нынешнем также было несколько поставок. Восемь современных механообрабатывающих комплексов, предназначенных для изготовления деталей высокой точности для двигателей, в том числе перспективной серии «Т», сегодня производят продукцию.

На участке точных деталей завершается наладка девятого. Это вертикальный центр для одновременной обработки заготовки в пяти координатах. Ранее здесь были включены в производственный процесс два токарно-фрезерных центра и станок с ЧПУ.

На новом оборудовании участка изготавливают требующую особой точности и балансировки крыльчатку турбокомпрессора, комплектующие для топливной аппаратуры дизелей.

Чтобы обсудить перспективы дальнейшего сотрудничества весной на Челябинском тракторном заводе побывал председатель правления и владелец «Kovosvit MAS» Франтишек Комарек. Поставки оборудования чешского производства продолжатся и в 2013 г.

ЧТЗ И ЕГО ПАРТНЕР ПОКАЗЫВАЮТ В СТОЛИЦЕ НОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ СЕРИИ «Т»

На открывшейся 10 октября в столичном «Крокус-Экспо» выставке «Агросалон-2012» Челябинский тракторный завод представил перспективный четырехцилиндровый двигатель серии «Т».

На крупнейшей в стране выставке сельскохозяйственной техники и оборудования ЧТЗ демонстрирует свою новинку совместно с Ногинским заводом топливной аппаратуры, поставляющим на предприятие топливные насосы с электронным регулятором взамен аналогичного узла с механическим приводом. Планируется, что партнеры из Ногинска будут поставлять современную топливную аппаратуру для новых тракторных двигателей, серийный выпуск которых планируется на Челябинском тракторном заводе в следующем году.

УДК 621.436

КОНТРОЛЬ ВЫБРОСОВ NO_x В МОЩНЫХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ПО ДАВЛЕНИЮ В ЦИЛИНДРЕ (материалы конгресса CIMAC 2010)

Soeren Sofke, Joachim Eggers, Martin Greve; AVAT Automation GmbH, Германия

В этом разделе вниманию читателей предлагается один из докладов Конгресса CIMAC-2010, который посвящен методу контроля выбросов NO_x по записи диаграммы давления в цилиндре.

Запись и расшифровка подобных процессов на серийных двигателях стали возможными относительно недавно, благодаря созданию датчиков давления, способных длительное время выдерживать экстремальные условия работы камеры сгорания, а также программных и аппаратных средств, способных обрабатывать эту информацию в реальном времени. Идея использовать сигнал давления для контроля выбросов NO_x не нова, однако авторам удалось продвинуться достаточно далеко в ее развитии, показав принципиальную возможность промышленного внедрения. При этом существующие системы обработки сигнала давления могут быть дополнены новой функцией, что избавляет от необходимости использовать отдельный датчик NO_x для контроля выбросов в эксплуатации.

Ввиду важности темы мы публикуем перевод доклада практически целиком, с незначительными техническими сокращениями. Перевод доклада выполнен Г. Мельником.

Технико-экономические показатели крупного газового двигателя в значительной степени зависят от качества применяемой системы регулирования. При этом особенно перспективным является использование датчика давления для постоянного мониторинга состояния двигателя и организации замкнутого контура регулирования процесса сгорания в каждом цилиндре. Это позволяет обеспечить надежное обнаружение детонации и пропуска вспышек, а также выравнивание по цилиндрам различных параметров процесса сгорания, в том числе средней индикаторной мощности, максимального давления цикла, фазировки и длительности сгорания. Это значит, что теперь можно использовать двигатель с наибольшей эффективностью, максимально ограничив запретные зоны за счет точного регулирования с помощью новейших технологий обработки цифровых сигналов в реальном времени. При этом улучшаются показатели работы двигателя, возрастает его мощность и повышается надежность. Вместе с тем следует признать, что в серийных двигателях возможности, открываемые применением датчиков давления в цилиндре, сегодня используются лишь в малой степени.

На 6-й конференции по газовым двигателям в 2009 г. в Дессау была представлена замкнутая система регулирования по давлению в цилиндре, в принципе пригодная для использования на любом действующем газовом двигателе. Затем были значительно продвинуты конструкция датчика давления в цилиндре и блок регулирования, осуществляющие, помимо повышения мощности и КПД двигателя, принципиально новые функции.

В настоящем докладе предлагается концепция использования сигала давления в цилиндре для контроля выбросов NO_x. Это может быть дополнительной функцией уже существующих систем измерения давления в цилиндре, которая позволит отказаться от приобретения специальных датчиков NO_x, либо, если такие датчики уже имеются, заменить их более эффективной системой. Более подробно суть данного метода, его возможности и преимущества рассмотрены ниже. Основываясь на теоретических аспектах формирования NO_x, предложенных Я.Б. Зельдовичем, мы прежде всего попытались сформулировать общее понимание основных положений, описывающих влияние температуры на скорость формирования NO_x. На основе этой теории было выполнено моделирование, с помощью которого оценивалось влияние второстепенных факторов на формирование NO_x, и были предложены два возможных эмпирических подхода к созданию системы контроля NO_x на этой основе. Для их оценки были проведены сравнительные испытания на лабораторном одноцилиндровом отсеке, работавшем в широком диапазоне режимов. Точность и достоверность результатов проведенного экспериментального исследования подтвердили предположения о целесообразности использования указанных методов для надежной оценки выбросов NO_x на серийных двигателях.

Внедрение контроля выбросов NO_x по давлению в цилиндре во всем диапазоне рабочих режимов позволит преодолеть характерные недостатки существующих способов, основанных на ряде не всегда бесспорных допущений, и требующих периодической калибровки двигателя с учетом применяемого топлива. С точки зрения достижения компромисса между выбросами NO_x и экономичностью следует отметить, что по-

вышение точности определения NO_x позволит уменьшить коэффициенты запаса и тем самым повысить КПД двигателя.

1. Введение

Ужесточение экологического законодательства приводит к постоянному снижению предельно допустимых выбросов окислов азота (NO_x) для ДВС. Речь идет не только о международных стандартах, таких, как например, IMO Marpol Annex VI, US EPA Tier 4 и соответственно EU IV TA-Luft/2, но и о многочисленных национальных стандартах, а также нормативных документах, реализуемых в масштабах отдельных проектов. Поэтому способы контроля NO_x на предмет соответствия упомянутым нормативам должны были быть внедрены уже более 10 лет назад. В целом можно сказать, что при проектировании и модернизации двигателей приоритетными задачами являются повышение технико-экономических показателей двигателей с учетом условий существующих и новых применений, в том числе удельной мощности, теплового и механического КПД, динамических характеристик, а также возможностей гибкого приспособления к меняющимся внешним условиям, таким как разброс качества топлива и диапазон изменения температуры окружающего воздуха. Вместо увеличения числа датчиков и усложнения измерительной аппаратуры мы предлагаем новый подход, заключающийся в использовании записи давления в цилиндре для контроля работы двигателя. Известно, что сигнал давления в цилиндре, в сочетании с достаточно точным измерением угла поворота коленчатого вала, является важнейшим источником информации для вычисления таких параметров, как среднее индикаторное давление (IMEP), p_{max} (максимальное давление в цилиндре), фазы зажигания, фазировка и длительность процесса сгорания, контроля наличия детонации и пропусков вспышек.

Логично было бы попытаться расширить этот перечень, добавив к нему контроль выбросов NO_x. Наибольший интерес представляет концепция контроля выбросов NO_x на основании сигнала давления в цилиндре, которая как будет показано далее, рассчитана на внедрение этой идеи на некоторых конкретных моделях двигателей. При этом необходимо решить две задачи, которые будут решаться последовательно:

➢ создание системы контроля NO_x на основании сигнала давления в цилиндре, которая по точности определения NO_x как минимум не будет уступать лучшим из существующих мировых аналогов, что позволит ей заменить существующие системы, получив экономический эффект за счет сокращения разнообразия и упрощения используемой аппаратуры;

➢ создание системы контроля NO_x, превосходящей лучшие из существующих аналогов, особенно по такому показателю, как устойчивость к переменным внешним воздействиям и к жестким ограничениям на выброс NO_x.

Обсуждаемая идея в технической литературе упоминалась неоднократно. При этом подчеркивалось ее основное преимущество — возможность получения более детальной информации о процессе сгорания в каждом цилиндре с высоким разрешением по температуре. Остановимся на этом более подробнее.

Корреляция между параметрами процесса сгорания и формированием NO_x исследовалась методами математического моделирования. В итоге были получены две эмпирические модели контроля NO_x по давлению в цилиндре, подтвержденные результатами натурных испытаний. Однако общность этих моделей еще предстоит проверить путем испытаний на реальных двигателях в широком диапазоне рабочих режимов. В качестве первого примера рассматривается опытный двигатель с искровым и форкамерным зажиганием. Другие, более сложные случаи применения метода, например, на двигателе с самовоспламенением от сжатия (дизеле), подробно не рассматриваются, так как выходят за рамки настоящего исследования.

Дальнейшее изложение построено следующим образом. В разделе 2 разбираются существующие методы контроля NO_x, их преимущества и недостатки. В разделе 3 рассматриваются общие вопросы формирования NO_x, и, в частности, влияние температуры на интенсивность этого процесса. В разделе 4 исследуется зависимость между процессами сгорания и формирования NO_x с целью нахождения функциональных зависимостей и построения эмпирических моделей. В разделе 5 описана проверка этих моделей на реальном двигателе с целью оценки их адекватности. Наконец, в разделе 6 приведены выводы и сформулированы направления дальнейших исследований.

2. Обзор существующих методов контроля NO_x

Рассмотрим современные методы контроля NO_x, в первую очередь, с точки зрения необходимых для этого сигналов. Большинство из них требует измерений параметров процессов в камере сгорания или на ее выходе, а один метод использует только измерение входных параметров сгорания. Объективная оценка эффективности различных методов применительно к серийным двигателям в задачи настоящего доклада не входит, а рассматриваются лишь их принципиальные преимущества и недостатки.

Ниже перечислены методы, которыми, согласно литературным данным (например, Mollenhauer

или Zacharias) пользуются некоторые известные производители газовых двигателей.

➢ Технология LEANOX фирмы Jenbacher основана на измерении давления и температуры воздуха на входе, по результатам измерения которых вычисляется подводимая тепловая энергия. При стехиометрическом значении коэффициента избытка воздуха λ существует корреляция между подводимой тепловой энергией и величиной выбросов NO_x. Это означает возможность контроля выбросов NO_x путем регистрации некоторых параметров процесса сгорания. Данный подход дает хорошие результаты только при условии, что процесс сгорания соответствует ожидаемому при данных значениях входных параметров.

➢ Фирма MWM практикует измерение температуры на входе в цилиндр с помощью термопары, по результатам которого вычисляется средняя температура в камере сгорания. Для определенных точек установившегося режима с помощью тарировки устанавливается соответствие между этой средней температурой и величиной выбросов NO_x, зависящей от нагрузки. Преимущество этой технологии состоит в том, что она опирается на параметры реального процесса сгорания, в частности, на температуру сгорания, от которой главным образом и зависит формирование NO_x.

➢ Фирма Caterpillar использует измерение ионного тока. Согласно этому методу определяется угол поворота коленвала, соответствующий времени прохождения фронта факела от свечи зажигания к датчику ионного тока. Этот угол сопоставляется определенной величине выбросов NO_x по заданной характеристике, которая, в свою очередь, зависит от режима работы двигателя. В этом случае, как и в предыдущем, используются параметры реального процесса сгорания, что следует считать определенным преимуществом, хотя в данном случае связь между измеряемой величиной и результатом не столь непосредственна, как в случае прямого измерения температуры.

➢ Имеется метод, аналогичный технологии MWM, который предусматривает измерение температуры, но не в цилиндрах, а на выходе каждого цилиндра. Однако при высоких значениях температуры в цилиндре, влияющей на образование NO_x, этот метод менее репрезентативен, а упомянутый способ измерения температуры следует считать скорее косвенным.

➢ Существует еще один метод, применяемый преимущественно в двигателях с небольшим числом цилиндров и предполагающий стабильность частоты вращения двигателя. Его основная идея состоит в контроле стабильности процесса сгорания по косвенному показателю стехиометрического коэффициента избытка воздуха, который может быть сопоставлен с определенным уровнем выбросов NO_x, если внешние условия хорошо известны.

Помимо перечисленных выше методов контроля выбросов NO_x, нашедших применение на серийных машинах, известны и другие методы. Весьма интересной представляется идея «датчика реального содержания NO_x», такого, например, как «smart NO_x sensor» для автомобильный двигателей, предлагаемый фирмой NGK. Однако в силу ряда конструктивных причин такие датчики на газовых двигателях применения пока не нашли. При всей их привлекательности все же следует отметить, что измерение давления в цилиндре является более универсальным методом, обеспечивающим одновременный контроль нескольких параметров без дополнительных датчиков.

3. Теория образования NO_x в ДВС

В этом разделе рассматриваются теоретические основы формирования NO_x при сгорании газообразного топлива. Особое внимание при этом уделено влиянию температуры на формирование NO_x.

Стадии этого процесса схематически представлены на рис. 1. Входными переменными алгоритма процесса являются давление в цилиндре и соответствующая ему скорость тепловыделения (которая также может быть включена в модель рабочего процесса). Любая из этих двух переменных может быть преобразована в другую методами анализа сгорания или расчета рабочего процесса, с учетом других параметров двигателя. В данной работе этот принцип используется для модели-

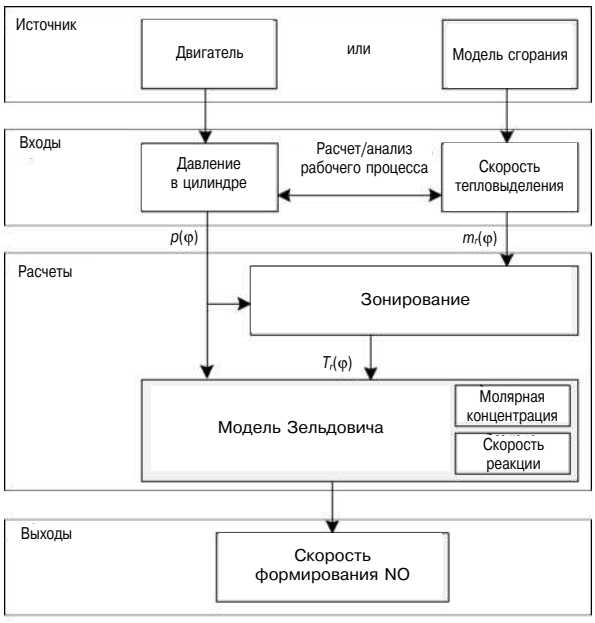


Рис. 1. Блок-схема расчета процесса образования окислов азота

рования скорости образования NO_x, чтобы получить надежные эмпирические выражения для расчета выхода NO_x (раздел 4), и для проверки теоретической модели расчета выхода NO_x с использованием записи давления в цилиндре реального одноцилиндрового двигателя на стенде (см. раздел 5). Далее NO_x формируется в так называемой зоне реакции за фронтом факела согласно механизму, описанному Зельдовичем, поэтому нам понадобится значение локальной температуры в зоне реакции, для чего используется зональная модель.

3.1. Типичный состав NO_x

Окислы азота (NO_x), содержащиеся в ОГ ДВС, состоят из следующих основных компонентов: окись азота (NO), двуокись азота (NO_2) и закись азота (N_2O). Наибольшая часть суммы окислов (порядка 90 %) приходится на долю NO. Различают три главных источника образования NO:

➢ Термическая NO образуется, согласно известной схеме Зельдовича, за счет окисления азота воздуха при высокой (более 1600 K) температуре. Это основной источник образования NO при сжигании природного газа.

➢ Мгновенная NO образуется в небольших количествах внутри факела при температуре порядка 1000 K в ходе реакции Фенимора.

➢ Топливная NO образуется из азота, содержащегося в топливе, в виде, например, NH_3. При сжигании природного газа количество топливной NO обычно равно нулю.

Таким образом, основную часть выбросов NO_x при работе ДВС на природном газе составляет термическая NO. Рассмотрим расчет выхода термической NO и его зависимость от входных параметров, таких как молярная концентрация исходных компонентов, коэффициент скорости реакции и температура в различных зонах реакции.

3.2. Зональная модель

Чтобы рассчитать скорость образования NO для данного состава смеси при данном значении давления в цилиндре, нужно знать локальную температуру в зоне реакции. К сожалению, определить эту температуру с достаточной точностью отнюдь не просто, особенно если речь идет о расчетах с использованием сигнала по давлению в цилиндре в реальном времени. Для этого требуется практичная и достаточно корректная модель расчета.

В литературе можно найти различные методы расчета температуры в зоне реакции T_r. Существует множество зональных моделей, и выбрать из них оптимальную достаточно сложно. В сущности, все рассмотренные модели имеют в своей основе один и тот же принцип зонирования. В настоящей работе выбрана модель Хайдера [Heider].

Эта модель основана на эмпирическом разделении текущего объема цилиндра, зависящего от угла ПКВ, на зону несгоревшего топлива и зону реакции, разделенные фронтом пламени. Разность температур между зонами в течение периода от момента начала сгорания (SoC — Start-of-Combustion) и до момента открытия выпускного клапана (vo — outlet valve opening) определяется следующим образом:

$$T_r(\varphi) - T_u(\varphi) = B(\varphi)A. \qquad (1)$$

Здесь B — так называемая функция теплопередачи, а A — начальная разность температур в момент SoC. Параметр A используется для настройки функции теплопередачи таким образом, чтобы при расчетной температуре в зоне реакции вычисление давало бы правильное значение NO. Параметр A обычно подбирается для конкретного типа двигателя. Модель Хайдера в принципе основана на следующих постулатах:

➢ до начала сгорания смесь является однородной;

➢ до начала сгорания температура в обеих зонах одинакова;

➢ в процессе сгорания давление в цилиндре одинаково в обеих зонах;

➢ общий объем цилиндра равен сумме объемов обеих зон;

➢ общая масса в цилиндре равна сумме масс в обеих зонах;

➢ скорость тепловыделения считается известной, при этом конвективный теплообмен в расчет не принимается;

➢ образование NO происходит только в зоне реакции.

С учетом этих допущений, эмпирически определена следующая функция теплопередачи:

$$B(\varphi) = 1 - \frac{\int_{SoC}^{\varphi} \left[p(\varphi) - p_0(\varphi)\right] m_r(\varphi) d\varphi}{\int_{SoC}^{vo} \left[p(\varphi) - p_0(\varphi)\right] m_r(\varphi) d\varphi}, \qquad (2)$$

с помощью которой коэффициент m_r может быть выведен из скорости тепловыделения, которая, в свою очередь, вычисляется на основании анализа графика изменения давления в цилиндре.

И наконец, температура в данной зоне T_r находится из уравнения (1) с учетом уравнении состояния идеального газа $pV = mRT$:

$$T_r(\varphi) = \frac{p(\varphi)V(\varphi) + m_r(\varphi)\, R_r(\varphi) B(\varphi) A}{m_u(\varphi)\, R_u(\varphi) + m_r(\varphi)\, R_r(\varphi)}. \qquad (3)$$

В качестве примеров на рис. 2 и 3 показаны графики изменения давления и температуры в цилиндре, полученные из расчета по модели Хайдера.

Здесь нульмерная температура $T_{0-\dim}$ рассчитана в предположении адиабатического сжатия с начальными условиями, существующими в камере сгорания в момент закрытия впускных клапанов.

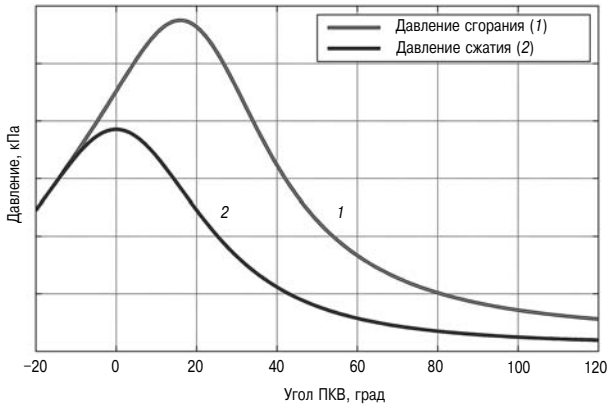


Рис. 2. График изменения давления в цилиндре

В начале сгорания начинается процесс разделения на зоны (зонирования), при этом температура в зоне реакции T_r быстро растет. Последующее турбулентное смешение масс из обеих зон приводит к выравниванию температур. К концу сгорания зона несгоревшего топлива прекращает свое существование (см. кривую *3* для температуры T_u), а температура в зоне реакции T_r становится равной $T_{0-\mathrm{dim}}$.

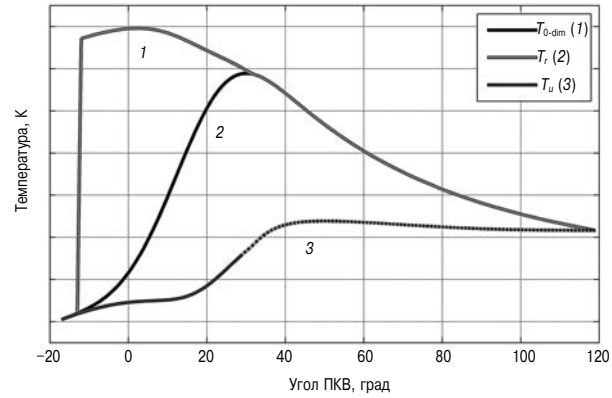


Рис. 3. Температуры в зонах реакции и несгоревшего топлива, а также нульмерная температура

3.3. Термическая NO

Схема реакции образования термической NO была предложена Зельдовичем и в дальнейшем была расширена Baulch. Расширенная схема состоит из трех элементарных реакций, протекающих за фронтом факела в зоне реакции.

$$O^{\bullet} + N_2 \xleftrightarrow{k_1} NO + N^{\bullet} \qquad (4)$$

$$N^{\bullet} + O_2 \xleftrightarrow{k_2} NO + O^{\bullet} \qquad (5)$$

$$N^{\bullet} + OH \xleftrightarrow{k_3} NO + H^{\bullet} \qquad (6)$$

Поскольку элементарные реакции (4–6) протекают очень медленно (работает неравновесный кинетический механизм), следует рассматривать их константы скорости k_i. Константа скорости $k(T_r)$ зависит от температуры (см. также раздел 3.2) и может быть выражена эмпирическим уравнением Аррениуса:

$$k(T_r) = A_p \exp(-E_a / RT_r) \qquad (7)$$

Некоторые авторы предложили коэффициенты для уравнения Аррениуса, найденные экспериментальным путем. В настоящей работе использованы коэффициенты, предложенные Pattas.

3.3.1. Скорости образования термической NO

В уравнениях (4–6) предполагается квазистационарный характер молярной концентрации N, которая может быть вычислена следующим образом:

$$[N] = \frac{k_{1f}[O][N_2] + k_{2b}[NO][O] + k_{3b}[NO][H]}{k_{1b}[NO] + k_{2f}[O_2] + k_{3f}[OH]}. \qquad (8)$$

Преобразуя выражения (4–6) с учетом уравнения (8), получаем уравнение скорости образования NO:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{1f}[O][N_2] - 2k_{1b}[NO][N] \qquad (9)$$

И наконец, для определения молярного содержания NO за фронтом факела для рассматриваемого рабочего цикла нужно проинтегрировать скорость образования NO (уравнение (9)) на временном интервале от момента зажигания до момента открытия выпускных клапанов.

3.3.2. Определение молярной концентрации

Для решения уравнений (8) и (9) необходимо определить молярную концентрацию компонентов O_2, N_2 и OH, а также радикалов O и H в зоне реакции. Для этого решается система нелинейных уравнений, выражающих три закона физики. Поскольку некоторые вычисления включают величины давления, следует вспомнить, что парциальное давление p_M и молярная концентрация [μ] связаны между собой следующим соотношением:

$$[\mu] = p_\mu / RT_r. \qquad (10)$$

Здесь используются следующие три уравнения, отражающие базовые физические законы:

(i) Закон действующих масс определяет состав системы OHC, образующейся после реакций горения топлива.

$$CO_2 \xleftrightarrow{k_1} CO + \frac{1}{2}O_2 \qquad (11)$$

$$H_2O \xleftrightarrow{k_3} H_2 + \frac{1}{2}O_2 \qquad (12)$$

$$H_2O \xleftrightarrow{k_6} OH + \frac{1}{2}H_2 \qquad (13)$$

Далее, используем два уравнения диссоциации O_2 и H_2:

$$H_2 \xleftrightarrow{k_7} 2H^{\bullet} \qquad (14)$$

$$O_2 \xleftrightarrow{k_8} 2O^{\bullet} \qquad (15)$$

В отличие от элементарных реакций (4–6), реакции (11–15) являются мгновенными (работает механизм термодинамического равновесия), в результате чего возникает частичное равновесие. В данном случае прямая и обратная реакции протекают с одинаковой скоростью, например:

$$\frac{k_{4f}}{k_{4b}} = \frac{[\mathrm{CO}][\mathrm{O}_2]^{0,5}}{[\mathrm{CO}_2]} - K_{C4} = \text{const.} \qquad (16)$$

(ii) При сгорания углеводородного топлива произвольного состава $C_xH_yO_z$ в воздухе (21 % кислорода и 79 % азота) атомные отношения Z выражаются следующим образом:

$$\zeta = 2\lambda(x + y/4 - z/2). \qquad (17)$$

Доли атомов O, H, C и N определяют состав топлива, и в процессе сгорания они не меняются:

$$\frac{\mathrm{N_O}}{\mathrm{N_N}} = \frac{z + \zeta}{(79/21)\zeta} = \text{const.} \qquad (18)$$

$$\frac{\mathrm{N_O}}{\mathrm{N_C}} = \frac{z + \zeta}{x} = \text{const.} \qquad (19)$$

$$\frac{\mathrm{N_H}}{\mathrm{N_C}} = \frac{y}{x} = \text{const,} \qquad (20)$$

где

$$\mathrm{N_O} = 2p_{\mathrm{CO_2}} + p_{\mathrm{CO}} + 2p_{\mathrm{O_2}} + p_{\mathrm{H_2O}} + p_{\mathrm{OH}} \qquad (21)$$

$$\mathrm{N_N} = 2p_{\mathrm{N_2}} \qquad (22)$$

$$\mathrm{N_C} = p_{\mathrm{CO_2}} + p_{\mathrm{CO}} \qquad (23)$$

$$\mathrm{N_H} = 2p_{\mathrm{H_2O}} + 2p_{\mathrm{H_2}} + p_{\mathrm{OH}}. \qquad (24)$$

(iii) Согласно закону Дальтона, давление в цилиндре p равно сумме парциальных давлений компонентов газовой смеси p_M:

$$p = \Sigma p_{\text{ц}}. \qquad (25)$$

Затем используем нелинейное уравнение [19] для решения семи уравнений (11–13), (18–20) и (25), чтобы определить молярную концентрацию отдельных компонентов. Диссоциация радикалов O и H (14, 15) может быть рассчитана на следующей стадии, чтобы упростить анализ нелинейной системы. Такое упрощение, согласно ряду источников, на конечный результат не влияет. Таким образом, для уравнения (9) могут быть найдены молярные концентрации всех компонентов в зоне реакции, участвующих в образовании термической NO.

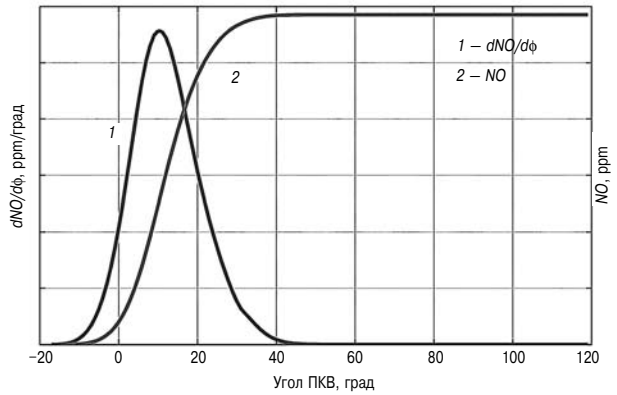


Рис. 4. Скорость образования и общая концентрация термической NO при сгорании

И наконец, общий выброс термической NO в течение рабочего цикла может быть вычислен интегрированием скорости образования NO до момента открытия выпускных клапанов. На рис. 4 приведены результаты расчета скорости образования NO и концентрации NO, соответствующие индикаторному давлению, приведенному на рис. 2.

Алгоритм приближенного вычисления скорости образования NO на основе расчета скорости образования термической NO учитывает только основные механизмы реакции, поэтому принимая во внимание целый ряд принятых упрощений, можно считать, что общий характер процесса образования NO_x установлен. Итак, основными факторами в процессе образования NO_x являются:

- ➢ локальная концентрация азота и кислорода в смеси;
- ➢ скорость реакции, зависящая от локальной температуры.

Предложенная теоретическая модель образования NO_x может стать основой для более глубокого понимания механизма образования NO_x. Она будет использована для моделирования процесса сгорания, чтобы получить более точные и более широкие представления о корреляции между давлением в цилиндре и характером образования NO_x.

4. Моделирование процесса образования NO_x как часть моделирования работы двигателя

В этом разделе рассматриваются параметры рабочего процесса двигателя с точки зрения их влияния на образование выбросов NO_x, основанные на результатах моделирования. При этом ставилась задача оценки влияния этих факторов на образование NO_x с целью создания системы контроля выбросов NO_x по сигналу давления в цилиндре. Выполненный в ходе данной работы анализ изменения давления в цилиндре позволяет рассчитать для серийных двигателей нульмерную температуру $T_{0\text{-dim}}$ и такие показатели рабочего процесса, как точки начала сгорания (SoC), середины сгорания (CoC) и конца сгорания (EoC). Это значит, что в создаваемой системе контроля NO_x по измеряемому давлению в цилиндре удобнее всего использовать именно эти параметры. Данный анализ можно считать примером, позволяющим проверить достоверность и надежность предложенного метода контроля NO_x по указанным параметрам.

Для этого было выполнено моделирование рабочих процессов двигателей, а для расчетов вы-

бросов NO_x была использована описанная в разделе 3 теоретическая модель.

4.1. Модель сгорания

Согласно литературным источникам, все известные модели рабочего процесса можно разбить на три группы: (i) эмпирические модели, (ii) феноменологические модели и (iii) CFD модели, основанные на методах вычислительной газодинамики. В этой работе использована эмпирическая модель, а скорость тепловыделения задается функцией Вибе. На рис. 5 представлен пример графиков скорости тепловыделения и изменения массовой доли сгоревшего топлива, вычисленных по функции Вибе.

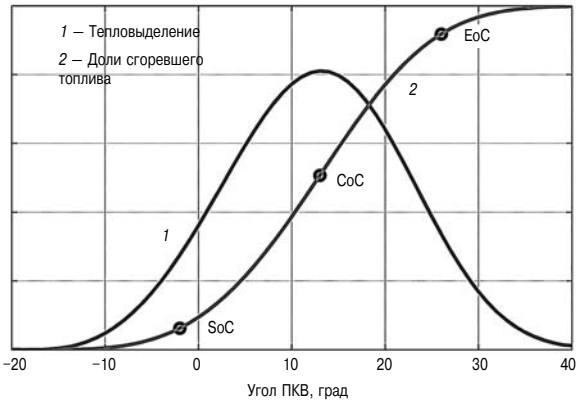


Рис. 5. Тепловыделение и массовые доли сгоревшего топлива в начале (SoC), в середине (CoC) и в конце (EoC) сгорания

В дальнейшем при моделировании показателей рабочего процесса двигателя используются упомянутые выше характеристические значения SoC, CoC, и EoC, означающие углы поворота коленчатого вала (ПКВ), при которых доля сгоревшего топлива составляет 5, 50, и 90 % соответственно. При этом длительность процесса сгорания вычисляется как DoC = EoC − SoC.

Выбор функции Вибе обусловлен ее простотой, но необходимую точность она обеспечивает только в случае открытой камеры сгорания. Рабочий процесс форкамерного двигателя достаточно адекватно может быть описан лишь с помощью более продвинутых эмпирических моделей типа двойной функции Вибе, или, еще лучше, с помощью феноменологических либо CFD моделей.

Скорость тепловыделения, заданная при моделировании, наряду с некоторыми другими рабочими параметрами, такими как, например, требуемая величина IMEP, используются для вычисления давления в цилиндре по всему рабочему ходу поршня (см. рис. 2).

4.2. Анализ изменения параметров рабочего процесса

Одним из главных преимуществ моделирования образования NO_x при сгорании является возможность исследовать характер изменения отдельных параметров рабочего процесса с большой точностью. Аналогичное исследование на натурной модели является задачей несравненно более трудной, если вообще выполнимой. Рассмотрим несколько возможных сценариев. Моделирование скорости образования NO_x и нульмерной температуры проводится для следующих случаев:

➢ варьируется только положение середины процесса сгорания при неизменной его длительности, т. е. $[NO_x] = f(\text{CoC})$, DoC = const;

➢ варьируется только продолжительность сгорания при постоянном положении начала сгорания, т. е. $[NO_x] = f(\text{DoC})$, SoC = const, и наконец,

➢ варьируется только длительность сгорания при постоянном положении середины сгорания, т. е. $[NO_x] = f(\text{DoC})$, CoC = const).

Ниже описаны полученные при моделировании функциональные зависимости, относящиеся к скорости образования NO_x, переменным рабочего процесса и нульмерной температуре $T_{0\text{-dim}}$ соответственно.

4.2.1. $[NO_x] = f(\text{CoC})$, DoC = const

Положение середины процесса сгорания обычно очень хорошо коррелирует с термическим КПД, а именно при прочих равных условиях сдвиг CoC по ходу угла ПКВ приводит к снижению теплового КПД. С учетом этого факта изменение образования NO_x (рис. 6) иллюстрирует известную дилемму — снижение выбросов или повышение КПД. Более позднее сгорание ведет к снижению теплового КПД и одновременно — к снижению выбросов NO_x. Более раннее сгорание, напротив, ведет к увеличению выбросов NO_x. Этот эффект имеет вполне очевидное объяснение: раннее сгорание связано с повышением давления в цилиндре и, следовательно, максимальной температуры сгорания, что приводит к увеличению выбросов NO_x.

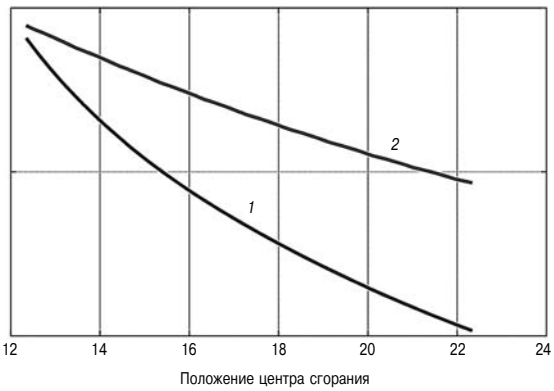


Рис. 6. Чувствительность скорости образования NO_x (*1*) и $T_{o=dim}$ (*2*) к вариациям положения центра сгорания при постоянной длительности сгорания (DoC = 28 град)

4.2.2. $[NO_X] = f(CoC)$, DoC = const

Длительность сгорания зависит, главным образом, от коэффициента избытка воздуха, тогда как начало сгорания в большой степени зависит от угла зажигания. Хотя на практике обе эти зависимости в определенной мере связаны друг с другом, данный сценарий характерен для наиболее современных газовых двигателей, в которых выбросы регулируются за счет изменения коэффициента избытка воздуха при фиксированной величине угла зажигания, за исключением ситуаций, когда работает система контроля детонации. При работе на особо бедной смеси ожидается увеличение длительности сгорания, тогда как на богатой смеси продолжительность сгорания сокращается. Эти ожидания подтверждаются результатами моделирования (рис. 7). Очевидно, что сокращение длительности сгорания приводит к ускорению тепловыделения, что ведет к повышению пиковой температуры сгорания, увеличивая тем самым количество NO_x. К сожалению, это означает, что для снижения выбросов NO_x нужно сдвигать центр сгорания «вперед», примирившись с соответствующим увеличением расхода топлива.

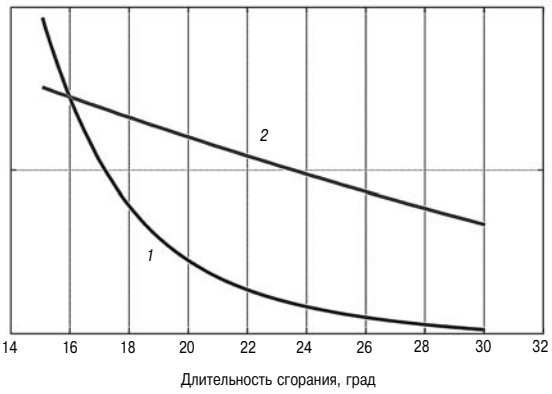


Рис. 7. Чувствительность скорости образования NO_X (1) и $T_{o=dim}$ (2) к вариациям длительности сгорания при постоянном положении начала сгорания (SoC = 28 град)

4.2.3. $[NO_X] = f(DoC)$, CoC = const

Рассмотрим вариант, когда положение середины процесса сгорания сохраняется постоянным, с тем, чтобы значение теплового КПД тоже сохранялось более или менее постоянным. Это означает, что для изменения длительности сгорания нужно будет согласованно менять положения начала и конца сгорания. В результате получено (рис. 8), что увеличение длительности сгорания за счет, например, обеднения смеси в общем случае приводит к снижению выбросов NO_x. Однако при достижении определенной длительности сгорания дальнейшее снижение выбросов NO_x будет незначительным. Иначе говоря, имеется известный резерв для

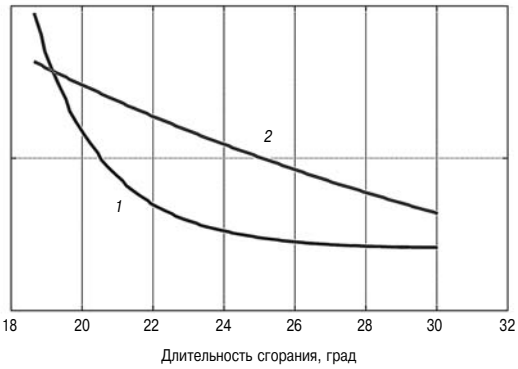


Рис. 8. Чувствительность скорости образования NO_X (1) и $T_{o=dim}$ (2) к вариациям длительности сгорания при постоянном положении центра сгорания (CoC = 15 град)

снижения выбросов NO_x без уменьшения термического КПД, однако начиная с некоторого момента, сдвиг середины сгорания «вперед» становится неизбежным.

В трудах конференции 2009 г. в Дессау, посвященной газовым двигателям, описывается подобный эксперимент на реальном двигателе. Этот двигатель работал полностью под управлением разработанной авторами системы, измеряющей давление в цилиндре. Увеличение DoC обеспечило снижение выбросов NO_x, что соответствует результатам моделирования (см. рис. 8).

Полученные средствами моделирования зависимости между параметрами рабочего процесса и ожидаемым уровнями выбросов NO_x выглядят достаточно реалистично. Аналогично, были подтверждены ожидаемые результаты в части нульмерных температур T_{0_dim}.

Рассмотренные функциональные зависимости являются обратимыми, что позволяет рассчитать и контролировать выбросы NO_x, оценив скорость тепловыделения по ее характеристическим параметрам SoC, CoC и DoC или по нульмерной температуре T_{0_dim}.

5. Оценка эффективности метода

Этот раздел посвящен оценке эффективности предложенного метода по результатам натурного эксперимента. При этом использована теоретическая модель образования NO_x, описанная в разделе 3, эмпирические модели процессов скорости тепловыделения и нульмерной температуры, описанные в разделе 4. Для проверки достоверности этих моделей был использован репрезентативный массив данных, полученный в ходе натурного эксперимента.

5.1. Условия проведения испытаний

Массив экспериментальных данных включает индикаторные диаграммы примерно по 250 точкам установившихся режимов и некоторого количества переходных процессов. Этот массив создавался с целью накопления достаточного

объема надежных исходных данных для текущих и будущих исследований. Он был уже успешно использован для проверки электроники, регистрирующей давление в цилиндре в реальном времени, а в рамках настоящей работы используется для проверки предложенного метода контроля выбросов NO_x.

Стендовый двигатель. Одноцилиндровый отсек для опытов был предоставлен подразделением Институтам ДВС (LVK) Мюнхенского технического университета. Он представляет собой дизель типа MTU-396, несколько лет назад переоборудованный в газовый двигатель с искровым зажиганием. Этот двигатель и испытательный стенд на его базе особенно удобны тем, что на нем можно легко проверить различные методы зажигания и организации рабочего процесса на разных газовых смесях. Основные технические характеристики стенда приведены в табл. 1.

Методы зажигания. Были испробованы три метода зажигания, а именно: свеча зажигания в открытой камере, свеча зажигания в форкамере и, наконец, форкамера с отдельной подачей газа.

Для каждого метода зажигания варьировался ряд рабочих параметров двигателя, а именно, состав газовой смеси, фаза зажигания, коэффициент избытка воздуха, противодавление на выпуске, давление и температура воздушного заряда, а также мощность и частота вращения.

Измерение давления. Для измерения давления в цилиндре использовались различные типы пьезоэлектрических датчиков. На установившихся режимах использовалась аппаратура LVK, а на переходных режимах использовался сигнал от собственной аппаратуры AVAT, которая управляла двигателем в переходных процессах. Помимо давления в цилиндре записывались также другие необходимые параметры, в первую очередь — значения выбросов NO_x, измеряемые с помощью самой современной аппаратуры лаборатории FTIR (Fourier transform infrared spectroscopy). Надо отметить, что измерения NO_x производились асинхронно, т. е. имело место запаздывание по времени из-за дистанции между пространством цилиндра и датчиком.

Таблица 1

Технические характеристики опытного газового двигателя на базе отсека MTU 396

Диаметр цилиндра	74 мм
Рабочий объем	3,96 дм^3
Ход поршня	185 мм
Степень сжатия	11,7
Номинальная частота вращения	1500 об/мин

Метод анализа. Перед анализом данных установившихся режимов производилось усреднение результатов записи 100 последовательных индикаторных диаграмм. Эта процедура представляется не бесспорной, принимая во внимание нелинейный характер зависимости между температурой в цилиндре и уровнем выбросов NO_x. Тем не менее, учитывая значительные флуктуации, свойственные рабочему процессу двигателя с искровым зажиганием, а также запаздывание в измерительном тракте, усреднение записей давления в цилиндре неизбежно.

5.2. Критерии оценки

Для установления зависимости между величиной X, являющейся функцией давления в цилиндре, и измеренной величиной выбросов NO_x (координата Y) используется коэффициент корреляции R:

$$R(X,Y)=\frac{E((X-EX)(Y-EY))}{\sqrt{\mathrm{Var}(X)}\sqrt{\mathrm{Var}(Y)}}. \qquad (26)$$

Когда ожидаемая зависимость между X и Y носит экспоненциальный характер (сравним рис. 6, 7 и 8), величина Y откладывается в логарифмическом масштабе:

$$R_{\exp}(X,Y)=R(X,\log Y). \qquad (27)$$

При высокой степени корреляции коэффициент R может быть использован для вывода зависимости между величиной X и измеренной величиной выбросов NO_x с помощью инвертирования линии регрессии. Тогда точность корреляции между измеренной величиной выбросов NO_x и расчетной величиной выбросов NO_x ($\breve{Y}$) выражается средней относительной ошибкой, e_{mr} выраженной в процентах:

$$e_{mr}(Y,\breve{Y})=\frac{1}{n}\sum_n\frac{\left|\breve{Y}-Y\right|}{Y}100\,\%. \qquad (28)$$

5.3. Оценка выбросов NO_x на основе модели Хайдера и механизма Зельдовича

Чтобы оценить выбросы NO_x, описанная выше теоретическая модель образования NO_x была применена к записям изменения давления на нескольких рабочих режимах. Диаграмма разброса экспериментальных данных (рис. 9) построена по результатам, полученным при испытаниях варианта двигателя со свечой зажигания в открытой камере.

Линия регрессии показывает хорошее соответствие между расчетной и измеренной величинами выбросов NO_x, при этом коэффициент корреляции $R = 0{,}92$, а средняя относительная погрешность расчета $e_{mr} = 23{,}3$ %. Аналогичные результаты, полученные на двигателе с форкамерой — с искровым зажиганием и с подводом газа в форкамеру — приведены в табл. 2.

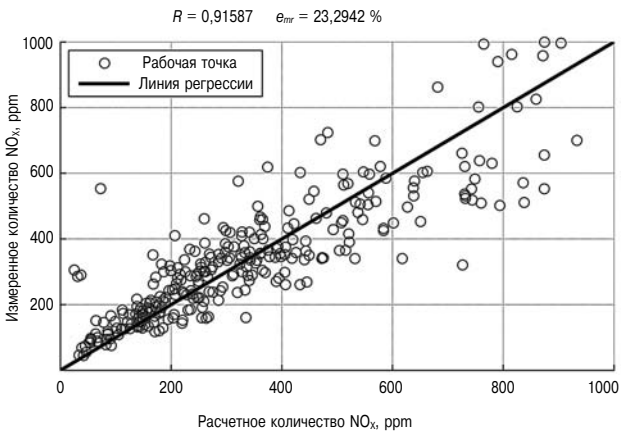


Рис. 9. Расчетное (ось *X*) и измеренное (ось *Y*) количество NO_X для открытой камеры сгорания (расчет выполнен по модели Хайдера/Зельдовича)

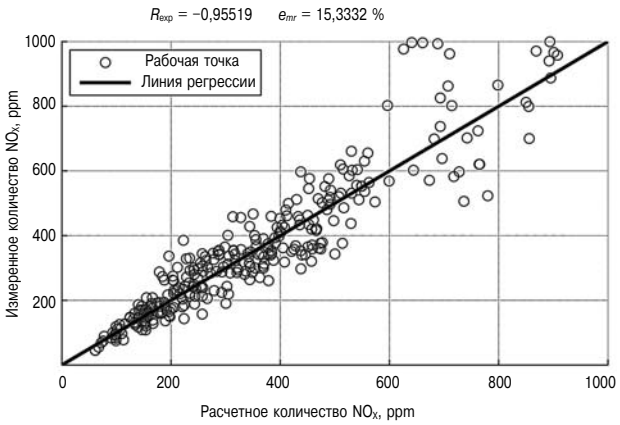


Рис. 10. Расчетное (ось *X*) и измеренное (ось *Y*) количество NO_X для открытой камеры сгорания (расчет выполнен по скорости тепловыделения)

5.4. Оценка выбросов NO_x на основе анализа скорости тепловыделения

Чтобы оценить выбросы NO_x по давлению в цилиндре, можно использовать параметры рабочего процесса, полученные из анализа скорости тепловыделения, используя полученную при моделировании функциональную зависимость между ними, как показано в разделе 4.2. Учитывая погрешности в определении температуры сжигаемого газа, полученная зависимость должна корректироваться по результатам измерений на двигателях данного типа. Сочетание теоретического обоснования с измерением реальных параметров гарантирует робастность предлагаемого метода при его применении на серийных двигателях, что исключает его чрезмерную зависимость от типа двигателя или конкретного массива экспериментальных данных.

На рис. 10 показана зависимость (ожидаемо экспоненциальная) между измеренными значениями выбросов NO_x, и их значениями, рассчитанными по скорости тепловыделения. По ней можно определить выбросы NO_x с относительной ошибкой расчета e_{mr} = 15,3% и коэффициентом корреляции R_{exp} = −0,96 для открытой камеры сгорания. Величины относительной ошибки и коэффициента корреляции для двух других типов систем зажигания, участвовавших в эксперименте, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициент коррекции *R* и оценка средней относительной ошибки e_{mr} для различных способов контроля NO_X и трех проверяемых методов воспламенения

	Открытая камера сгорания	Форкамера со свечей зажигания	Форкамера с запальным топливом
Хайдер/Зельдович	R = 0,91; e_{mr} = 23,88 %	R = 0,91; e_{mr} = 25,37 %	R = 0,83; e_{mr} = 53,48 %
$f(hrr)$	R_{exp} — 0,96; e_{mr} = 15,33 %	R_{exp} — 0,94; e_{mr} = 17,18 %	R_{exp} — 0,94; e_{mr} = 28,80 %
$f(T_{0\text{-}dim})$	R_{exp} = 0,90; e_{mr} = 21,76 %	R_{exp} = 0,91; e_{mr} = 21,63 %	R_{exp} = 0,91; e_{mr} = 35,22 %

Одним из главных преимуществ данного метода оценки выбросов NO_x является его устойчивость к ошибкам тарировки датчиков давления. Она объясняется тем, что фактически в нем используются только величины, зависящие от массовых долей компонентов смеси. Такая «автоматическая нормализация» устраняет зависимость результатов измерений от чувствительности датчиков.

5.5. Оценка выбросов NO_x на основе температуры в цилиндре

Последний из рассматриваемых здесь методов состоит в оценке выбросов NO_x по давлению в цилиндре с помощью соответствующей ему моделируемой нульмерной температуры T_{0Mdim}. При этом использование усредненной по времени величины T_{0Mdim} для оценки выбросов NO_x весьма близко к упомянутому в разделе 2 современному методу контроля NO_x, известному как измерение температуры сгорания. На основании изложенной выше теории мы можем предположить наличие экспоненциальной зависимости между этой температурой и измеряемым выбросами NO_x, что и подтверждает характер разброса данных, показанный на рис. 11. Эксперимент, таким образом, свидетельствует о возможности адекватно оценить выбросы NO_x по нульмерной температуре, при этом для открытой камеры средняя относительная ошибка составляет e_{mr} = 23,3 %, а коэффициент корреляции R = 0,92. Сопоставление с аналогичными результатами для форкамеры (см. табл. 2) показывает, что в последнем случае точность оценки будет ниже. Это можно объяснить тем, что в расчете участвует температура главной камеры сгорания, что увеличивает погрешность в случае форкамеры с отдельным подводом газа, где рабочая смесь значительно богаче.

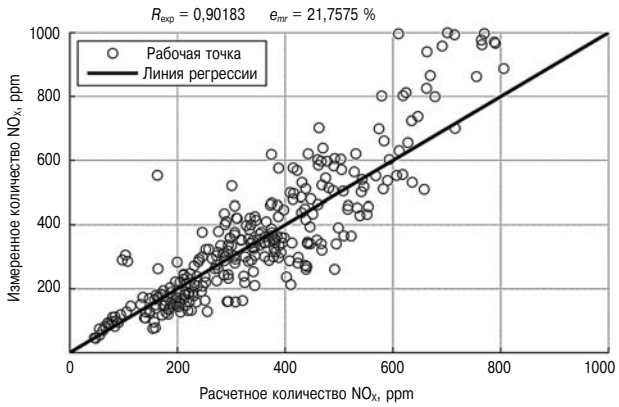


Рис. 11. Расчетное (ось *X*) и измеренное (ось *Y*) количество NO_X для открытой камеры сгорания (расчет выполнен по температуре в камере сгорания)

5.6. Погрешности определения NO_x

В разделах 5.3–5.5 рассматривались стационарные режимы. В этом разделе рассмотрены результаты исследования переходных режимов, проводившемся с повышенной частотой опроса (временным разрешением). В ходе опытов соотношение «воздух–топливо» постепенно повышалось (т. е. происходило обеднение смеси), вплоть до полного прекращения горения. Как видно из рис. 12, это сопровождалось значительным смещением середины и продолжительности сгорания. В результате выбросы NO_x снизились с ~1500 ppm до менее чем 100 ppm.

В ходе эксперимента, охватившего порядка 1000 рабочих циклов, выбросы NO_x определялись по скорости тепловыделения (с поцикловым вычислением), при этом полученные значения сравнивались с измеренными. В данном случае при измерении NO_x аппаратурой FTIR важно было обеспечить компенсацию запаздывания, которое составляло более 100 рабочих циклов. Запаздывание происходило вследствие наличия дистанции между выхлопной трубой и датчиком, а также из-за конечной скорости вычислений в самой аппаратуре FTIR. Стоит заметить, что это запаздывание, наряду с эффектом усреднения при прохождении сигналов по цепи измерения NO_x, зачастую является источником дополнительной ошибки определения NO_x, о чем подробнее будет сказано ниже.

На рис. 13 показаны результаты поцикловых вычислений и соответствующие результаты измерений с усреднением по 10 и 100 рабочим циклам. Точность определения NO_x при обсчете каждого рабочего цикла не слишком высока. Однако ошибку можно значительно снизить, увеличив число усредняемых рабочих циклов. В нашем случае ее удалось снизить примерно до 3 %. Такое повышение точности происходит за счет уменьшения временного разрешения при определении NO_x.

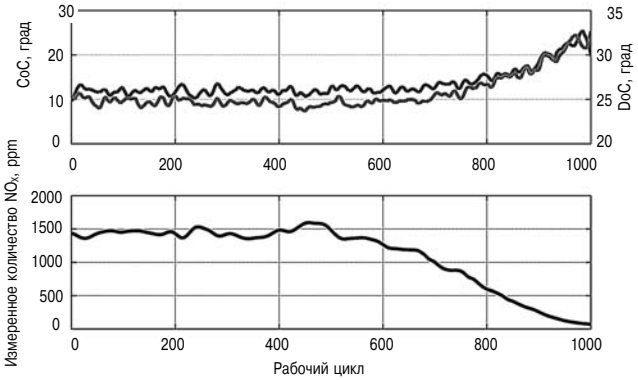


Рис. 12. Образование NO_X в переходном процессе

Результаты, приведенные на рис. 13, убедительно демонстрируют ограничение возможностей способа оценки точности определения NO_x путем сравнения результатов с результатами непосредственных измерений. Весьма вероятно, что значительные флуктуации при оценке выбросов NO_x по одному рабочему циклу связаны с тем, что вообще, как известно, флуктуации рабочего процесса при искровом зажигании довольно велики, а общий тренд оценки образования NO_x лучше, чем этого можно было бы ожидать, судя по диаграмме разброса для одного цикла. Достаточно малая (порядка 3 %) ошибка определения NO_x по 100 рабочим циклам показывает, что качество оценки метода сильно зависит от точности синхронизации измерений NO_x и точности совмещения временных интервалов для усреднения результатов замеров и вычислений. Таким образом, оценка точности различных методов косвенного определения NO_x сильно зависит от того, насколько полно учтены свойства аппаратуры, используемой для прямого измерения.

Оценка выбросов NO_x по измеренному давлению в цилиндре с помощью теоретической модели образования NO_x, а также двух предложенных эмпирических моделей, использующих соответственно нульмерную температуру и характеристики тепловыделения показала, что фундаментальный подход, использующий основные положения

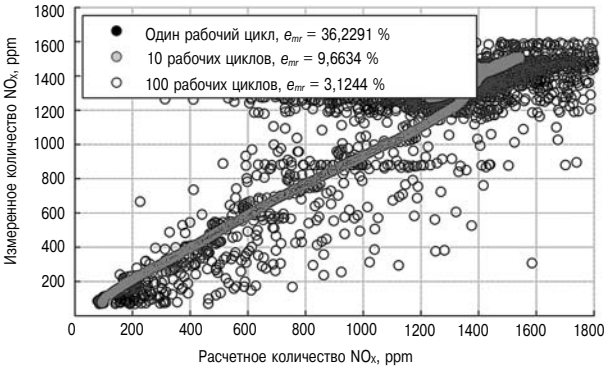


Рис. 13. Оценка точности расчетов по усредненным кривым давления

теоретической модели (Хайдера–Зельдовича), по своей эффективности не превосходит упрощенные косвенные методы. Это может быть объяснено сложностью точного определения температуры в зоне реакции, лежащей в основе теоретической модели. Кроме того, анализ переходных процессов показал, что точность оценки метода ограничена наличием запаздывания в существующей аппаратуре для измерения эталонных значений NO_x. Поэтому, возможно, точность предлагаемых методов определения выбросов NO_x даже выше, чем это следует из рассмотренных здесь примеров.

Заключение

Целью данной работы было углубленное исследование известной концепции определения выбросов NO_x на серийных двигателях с помощью измерения давления в цилиндре. При этом показана возможность отказа от применения специальных датчиков NO_x в случаях, когда сигнал давления в цилиндре уже используется в системах управления работой крупных газовых двигателей. Если системы управления двигателем строятся с учетом основ термодинамики, измерение давления в цилиндрах может быть использовано в том числе для расчета дополнительных входных сигналов управления, например, IMEP. Таким образом, появляется возможность отказаться от дополнительных датчиков, тем самым сделав систему управления двигателем более простой и унифицированной.

Были предложены две эмпирические модели контроля выбросов NO_x, а именно, по скорости тепловыделения и по величине T_{0_dim}, полученные в результате моделирования на основе описанной предварительно теории образования NO_x. Обе предложенные эмпирические модели были проверены в эксперименте, результаты которого были сопоставлены с результатами непосредственного измерения выбросов NO_x. Полученные количественные результаты несомненно свидетельствуют о том, что контроль выбросов NO_x по скорости тепловыделения по точности и надежности превосходит другие методы, особенно в случае использования свечей зажигания в открытой камере сгорания или форкамере. Основным преимуществом данного метода с точки зрения его промышленных перспектив является то, что оценка NO_x производится непосредственно по скорости тепловыделения, и, следовательно, по давлению в цилиндре, поскольку в данном случае на результат не влияют погрешности тарировки датчиков давления.

До настоящего времени все существующие промышленные методы управления выбросами NO_x сводятся к регулированию соотношения «воздух–топливо» или коэффициента избытка воздуха λ. Перспективной представляется еще одна возможная тактика управления выбросами NO_x, основанная на функциональной связи между выбросами NO_x и моментом начала сгорания — управление углом опережения зажигания, определяющим угол начала сгорания. Такое управление может быть применено на любом газовом двигателе, более того — индивидуально по каждому цилиндру. Поэтому дальнейшие исследования будут сосредоточены на разработке систем динамического управления углом опережения зажигания.

НОВОСТИ EATON

На Международном Автосалоне IAA в Ганновере (Германия) в сентябре 2012 г. многоотраслевая корпорация «Eaton» представила широкий спектр решений для производителей коммерческих автомобилей, которые позволяют повысить топливную экономичность и сократить количество вредных выбросов. В числе новинок:

- гидравлический компенсатор для двигателей большой и средней мощности, который улучшает компоновку деталей, упрощает монтаж и уменьшает затраты;
- UltraShift PLUS — новое семейство трансмиссий для работы в сложных условиях эксплуатации;
- пластиковые масляные поддоны и крышки цилиндров, которые помогут транспортному средству соответствовать стандартам Euro 6;
- инновационные решения для системы отопления и кондиционирования воздуха для коммерческих автомобилей: новое поколение внутренних теплообменников и фитингов без потери давления.

НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

«ПЕНЗАДИЗЕЛЬМАШ» ОСВАИВАЕТ СОВРЕМЕННЫЕ ЭЛЕКТРОННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

«Пензадизельмаш» внедряет в конструкцию выпускаемых дизелей современные электронные системы управления впрыском топлива (ЭСУВТ), обеспечивающие повышение эффективности двигателя и снижение выбросов вредных веществ в атмосферу.

В 2010 г. на заводе были проведены стендовые испытания дизель генератора 1-ПДГ4Д, оборудованного системой ЭСУВТ. Результаты стендовых испытаний подтвердили эффективность ее применения, особенно на режимах частичных нагрузок и холостого хода, которые наиболее продолжительны при эксплуатации маневровых локомотивов типа ТЭМ18ДМ.

Эффективность новой системы впрыска топлива отслеживалась в течение года. В результате было зафиксировано снижение расхода топлива на 15–20 % на холостом ходу при уменьшении частоты вращения коленчатого вала с 300 до 240 об/мин. Результаты эксплуатационной проверки подтверждены актом приемочной комиссии, в работе которой принимали участие представители ОАО РЖД.

По окончании испытаний железнодорожники приняли решение о приобретении в ноябре 2012 года опытного тепловоза ТЭМ18ДМ с дизелем 1-ПД4Д оборудованным системой ЭСУВТ для проведения эксплуатационных испытаний.

НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ ЗАВЕРШЕНЫ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ БЕЛОЯРСКОЙ АЭС

На Коломенском заводе успешно завершились межведомственные испытания (МВИ) новой дизель-генераторной установки ДГУ3200, разработанной и изготовленной по заказу ОАО «Атомэнергомаш» для системы резервного электроснабжения строящегося энергоблока № 4 Белоярской АЭС — единственной в России атомной электростанции с реакторами на быстрых нейтронах.

ДГУ3200 рекомендована к производству и применению на объектах заказчика. Председатель межведомственной комиссии, представитель Белоярской АЭС, отметил, что дизель-генераторная установка ДГУ3200 № 1 успешно выдержала приемочные испытания, результаты которых подтвердили ее соответствие техническому заданию заказчика.

По условиям контракта, заключенного в декабре 2010 г., ОАО «Коломенский завод» осуществляет комплектную поставку восьми дизель-генераторных установок в составе двух ДГУ4000, трех ДГУ3200 и трех ДГУ500. Мощность установок составляет 4000, 3200, 500 кВт соответственно. Двигатели предназначены для аварийного энергоснабжения АЭС в случае возникновения нештатной ситуации. ДГУ3200 планируется к отгрузке до конца сентября текущего года.

Главный конструктор по машиностроению ОАО «Коломенский завод» В.А. Рыжов сообщил, что при проектировании LUE3200 с двигателем 16ЧН26/26 был использован опыт создания резервных двигателей для атомной электростанции в Бушере и двигателей 10Д49 для кораблей ВМФ. Системы автоматического управления позволяют обеспечить работу всего комплекса в автоматическом режиме без участия обслуживающего персонала».

Правительство Российской Федерации намерено к 2030 г. довести долю атомной генерации электроэнергии в общем объеме его производства до 25–30 % с сегодняшних 16 % за счет строительства 26 новых атомных энергоблоков. ОАО «Коломенский завод» имеет лицензии на право конструирования и изготовления оборудования для атомных электростанций. В 2004 г. на предприятии была изготовлена принципиально новая, полностью автоматизированная энергетическая установка второго класса безопасности для АЭС «Бушер-1» в Иране, которая прошла типовые испытания, подтвердившие соответствие требованиям РД ЭО 0052-00 и американского стандарта IEEEStd387-1995, действующим в атомной энергетике. В настоящее время Коломенский завод является единственным в России производителем резервных дизель-генераторных установок для АЭС.

КОЛОМЕНСКИЙ ЗАВОД ЗАВЕРШИЛ ВЫПОЛНЕНИЕ КОНТРАКТА ПО ПОСТАВКЕ В 2012 ГОДУ ТЕПЛОВОЗОВ В БЕЛОРУССИЮ

ОАО «Коломенский завод» завершило выполнение контракта по поставке в 2012 г. тепловозов в Белоруссию.

На Белорусскую железную дорогу (БЖД) отправлен пассажирский тепловоз ТЭП70БС. Еще два локомотива были переданы заказчикам в июне и июле текущего года. В общей сложности в 2012 г. договорные обязательства Коломенского завода предусматривают отправку в Белоруссию 3 тепловозов ТЭП70БС, 38 дизель-генераторов для модернизации грузовых тепловозов и партии запасных частей.

С 2006 г. Коломенский завод поставил на БЖД 25 пассажирских локомотивов данной серии. Участками их активной эксплуатации являются направления Минск–Гродно, Минск–Вильнюс, Минск–Гомель.

Белорусские железнодорожники, проверив на практике работу ТЭП70БС, отмечают соответствие всех характеристик локомотива заданным в технической документации параметрам.



«ВИТЯЗЬ» С ДИЗЕЛЕМ ФИРМЫ MTU ОТПРАВИЛСЯ В ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ ПРОБЕГ

Специалисты Брянского машиностроительного завода приступили к эксплуатационным испытаниям магистрального грузового тепловоза с асинхронным приводом 2ТЭ25АМ-001, который оснащен дизелем 20V4000R43 фирмы MTU (Германия).

Программой испытаний предусмотрен 5000-километровый испытательный пробег, который локомотив выполняет под наблюдением специалистов организаций, принимавших участие в его создании — MTU, ВНИКТИ и БМЗ. Базой для испытаний избрано депо станции Брянск-Льговский (Московская железная дорога). В июле 2012 г. тепловоз с составом массой 6000 т отправился в первую поездку по маршруту Брянск–Гомель (Белоруссия)–Брянск.



Локомотив создан на БМЗ на базе тепловоза 2ТЭ25А «Витязь». От базовой модели он отличается силовой установкой и связанными с ней агрегатами.

Двадцатицилиндровый двигатель 20V4000R43 с V-образным расположением цилиндров под углом 90° развивает номинальную мощность 2700 кВт (3672 л. с.) при 1800 об/мин. Удельный расход топлива при этом составляет 194–208 г/кВт·ч.

На тепловозе используется необслуживаемая система конденсаторного запуска CaPoS, разработанная MTU. Кроме того, для охлаждения дизеля применяется не вода, а антифриз, что повышает безопасную эксплуатацию двигателя при пониженных температурах. 2ТЭ25АМ оснащен автономным подогревателем «Webasto» для поддержания оптимальной температуры теплоносителей дизеля перед запуском.

Новый тепловоз оборудован микропроцессорной системой управления и диагностики, а также комплексом локомотивных устройств безопасности.

ЗАО «Трансмашхолдинг» и ОАО «Российские железные дороги» заключили договор на поставку 10 грузовых тепловозов 2ТЭ25АМ с дизелями фирмы MTU.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.41

Кукис В.С., Куколев М.И., Костин А.И., Дворцов В.С., Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю. Перспективы улучшения характеристик двигателя Стирлинга // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 3–6.

Ключевые слова: двигатель Стирлинга, регенератор, моделирование, бесшатунный силовой механизм, диссоциирующие газы, вихревая холодильная трубка.

Представлены направления исследований по совершенствованию характеристик двигателей с внешним подводом теплоты, а именно: совершенствование методики аналитического расчета; численное моделирование элементов двигателей; применение бесшатунного силового механизма, использование диссоциирующих газов в качестве рабочего тела. Ил. 7. Библ. 13 назв.

УДК 621.43.038.12

Еникеев Р.Д., Домбровский О.П., Гарипов М.Д. Экспериментальные характеристики двухтактного бензинового двигателя с высокой степенью сжатия // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 7–11.

Ключевые слова: поршневой ДВС, рабочий процесс, непосредственный впрыск бензина, степень сжатия, детонация, выбросы вредных веществ.

Предложен способ реализации бездетонационного сгорания в бензиновых двигателях при повышенных степенях сжатия. Экспериментально установлена зависимость содержания углеводородов, оксида углерода и оксидов азота в составе отработавших газов в зависимости от степени сжатия. Определено оптимальное значение степени сжатия с точки зрения топливной экономичности и вредных выбросов. Ил. 16. Библ. 1 назв.

УДК 621.785

Иванов Д.А., Засухин О.Н. Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 12–15.

Ключевые слова: конструкционные стали, алюминиевые и титановые сплавы, прочность, пластичность, термическая обработка, газоимпульсная обработка.

Рассмотрены способы повышения конструктивной прочности металлических машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки. Показана возможность достижения более высокой конструктивной прочности углеродистых и легированных сталей без применения закалки на мартенсит с последующим отпуском. Предложена технология упрочнения алюминиевых и титановых сплавов после закалки и последующего старения. Ил. 1. Библ. 3 назв.

УДК 621.43.057.3

Аттия А.М.А., Кульчицкий А.Р. Влияние структуры водотопливной эмульсии на экологические и экономические показатели дизеля // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 16–20.

Ключевые слова: дизели, водотопливная эмульсия, мембранное эмульгирование, структура эмульсии, снижение вредных выбросов.

Приведено описание способа управления структурой ВТЭ, полученной методом мембранного эмульгирования. Представлены результаты исследования влияния ВТЭ с заданной структурой на улучшение экологических показателей двигателя. Ил. 6. Библ. 14 назв.

УДК 621.43.068.8

Пушнин В.П. Применение метода электропроводности для анализа структуры дизельной сажи // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 21–25.

Ключевые слова: дизельная сажа, условия образования, электрическое сопротивление сажи, структура первичных агрегатов, «сварка» агрегатов сажи тяжелых топлив.

Выполнен сравнительный анализ условий образования дизельной сажи и технического углерода. Разработано и испытано устройство для определения электрического сопротивления сажи, полученной при сжигании различных топлив. Экспериментально исследованы свойства сажи дистиллятных и тяжелых топлив (включая водотопливную эмульсию). Сформулирована гипотеза о структуре первичных агрегатов сажи тяжелых топлив и их «сварке» в точке касания в присутствии соединений ванадия с низкой температурой плавления. Табл. 4. Ил. 5. Библ. 12 назв.

УДК 621.436

Назаров А.Д. Способ компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ двигателей V-8 при их изготовлении и ремонте // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 26–30.

Ключевые слова: двигатели V-8, действительная уравновешенность, суммарная неуравновешенная масса деталей КШМ, способ уравновешивания.

Разработан способ уравновешивания суммарной неуравновешенности массы деталей КШМ за счет изменения конструкции и массы пробок грязесборника кривошипа коленчатого вала. Табл. 3. Ил. 2. Библ. 5 назв.

УДК 621.431.74

Герасиди В.В., Жук А.Н., Николаев Н.И. Применение твердых материалов для очистки проточной части турбокомпрессоров // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 31–33.

Ключевые слова: судовые дизели, турбокомпрессор, загрязнение элементов проточной части, очистка порошками твердых материалов.

Рассмотрены условия загрязнения элементов проточной части турбины среднеоборотных судовых дизелей при работе на различных сортах топлива. Показана низкая эффективность стандартной процедуры промывки элементов радиальных турбин водой. Предложен способ очистки проточной части порошками твердых сухих очистителей с различными свойствами. Экспериментально установили незначительный износ элементов проточной части ТК за время очистки в сравнении с общим износом в процессе эксплуатации. Ил. 2. Библ. 11 назв.

УДК 621.431.74.004

Васькевич Ф.А., Калинин О.Д. Особенности конструкции ТНВД дизеля 5S70MC-C и их влияние на технико-экономические показатели // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 34–36.

Ключевые слова: судовой двухтактный дизель, топливная аппаратура, дефекты регулирования, снижение топливной экономичности, износ втулки цилиндра.

Установлены дефекты заводской регулировки топливной аппаратуры главного дизеля 5S70MC-C танкера «Лиговский проспект». Обнаруженные дефекты снижают экономичность двигателя, являются причиной тепловой перегрузки деталей камеры сгорания и повышенных износов цилиндров при работе на частичных нагрузках. Ил. 2. Библ. 2 назв.

УДК 621.43

Жмудяк Л.М., Жмудяк А.Л., Абрамов Е.Г. Результаты математического моделирования однопоршневого свободнопоршневого двигателя // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 37–39.

Ключевые слова: однопоршневой свободнопоршневой двигатель, математическое моделирование рабочего процесса, частота циклов, устойчивость работы.

Рассмотрены конструкция и рабочий процесс однопоршневого свободнопоршневого двигателя (генератора газа) без клапанов на окнах в гильзе. Создана и реализована программно-математическая модель двигателя. Приведены результаты расчета рабочего цикла двигателя, в одной полости которого (по одну сторону поршня) осуществляется сгорание топлива, а полость с другой стороны поршня является буферной. Показано, что устойчивость рабочих циклов зависит от конструктивных соотношений деталей цилиндра. Табл. 2. Ил. 2. Библ. 3 назв.

УДК 621.436

Совке С. и др. Контроль выбросов NO_x в мощных газовых двигателях по давлению в цилиндре (материалы конгресса CIMAC 2010) // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 40–51.

Ключевые слова: газовые двигатели, контроль выбросов NO_x, давление в цилиндре, индикаторная диаграмма.

Предлагается метод контроля выбросов NO_x по записи диаграммы давления в цилиндре. Метод реализован за счет сигнала датчика давления, способного длительное время выдерживать экстремальные условия камеры сгорания, а также программных и аппаратных средств обработки информации в реальном времени. Показано, что существующие системы обработки сигнала давления могут быть дополнены новой функцией, что избавляет от необходимости использовать отдельный датчик NO_x для контроля выбросов в эксплуатации. Табл. 2. Ил. 13.

UDC 621.41

Kukis V.S., Kukolev M.I., Kostin A.K., Dvortsov V.S., Nozdrin G.A., Abakshin A.Ju. Ways to Improve Performance of External Combustion Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 3—6.

Keywords: Stirling engine, recuperator, modeling, conrod-free drive, dissociating gases, vortical cooling tube.

The article discusses possible ways to improve performance of external combustion engines, viz.: better calculation methods; numerical simulation of engine components; use of conrod-free drive; use of dissociating gas as a working substance. 7 ill., 13 ref.

UDC 621.43.038.12

Yenikeev R.D., Dombrovsky O.P., Garipov M.D. Optimization of Two-Stroke High Compression Rate Petrol Engine // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 7—11.

Keywords: Reciprocating engine, combustion process, direct injection of petrol, compression rate, detonation, noxious emissions.

The authors offer a detonation-free combustion technology for petrol engines with high compression rate. The method is based on empirical dependence of noxious emissions, such as hydrocarbons, carbon monoxide and nitrogen oxides, on engine compression rate. Optimum compression rate value is derived, based on a trade-off between fuel efficiency and emission performance. 16 ill., 1 ref.

UDC 621.785

Ivanov D.A., Zasukhin O.N. Controlled Gas Explosion Technology Combined with Thermal Treatment Improves Strength of Construction Materials // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 12—15.

Keywords: Structural steels, aluminum and titanium alloys, mechanical strength, ductility, thermal treatment, controlled gas explosion technology.

The article discusses ways to improve strength of construction materials through use of controlled gas explosion technology combined with thermal treatment. The method in question is demonstrated as a means of strengthening carbon and alloyed steels with no martempering. A method is offered of hardening carbon and alloyed steels after their quenching and subsequent aging. 1 ill., 3 ref.

UDC 621.43.057.3

Attyyah A.M.A., Kulchitsky A.R. Influence of Water/Fuel Emulsion Structure on Engine Fuel Efficiency and Environmental Performance // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 16-20.

Keywords: diesel engines, water/fuel emulsion, membrane emulsification, emulsion structure, reduction of noxious emissions.

A method is described that enables control over a structure of water/fuel emulsion produced with membrane emulsification technology. A dependence between engine environmental performance and emulsion structure is analyzed. 6 ill., 14 ref.

UDC 621.43.068.8

Pushnin V.P. Analysis of Engine Soot Structure with Electrical Conduction Method // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 21—25.

Keywords: engine soot, soot generation conditions, soot electrical conduction, structure of primary aggregates, agglutination of heavy fuel aggregates.

A comparative analysis is carried out of conditions of engine soot and carbon black generation. A device was designed and tested for determination of electrical conduction of soot resulting from combustion of various fuels. Characteristics of soot yielded from combustion of distillate and heavy fuels (including water/fuel emulsion) were investigated. The authors offer a hypothesis concerning structure of heavy fuel aggregates and their coalescing in presence of vanadium compounds with low melting point.
5 ill., 4 tables, 12 ref.

UDC 621.436

Nazarov A.D. Compensation of Total Unbalanced Mass of V-8 Engines in Process of Their Manufacturing and Repair // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 26—30.

Keywords: V-8 engines, actual balance, total crank gear balance, balancing method.

A method is offered of how to eliminate crank gear total unbalance in V-8 engines through change in shape and mass of crank sludge pan plugs. 2 ill., 3 tables, 5 ref.

UDC 621.431.74

Gherasidi V.V., Zhuk A.N., Nicolaev N.I. Cleaning of Turbocharger Air-Gas Channel With Hard Materials // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 31—33.

Keywords: marine engines, turbocharger, air-gas channel clogging, cleaning with abrasive powder.

Conditions are considered of air-gas channel clogging in marine engine turbochargers depending on fuel type. Typical technology of washing radial turbines with water is demonstrated as basically inefficient. A method in question implies cleaning with powder of various hard dry cleaners. Cleaning-related wear of air-gas channel surfaces was found negligible compared with normal operating wear. 2 ill., 11 ref.

UDC 621.431.74.004

Vaskiewich F.A., Kalinin O.D. Fuel Injection Pumps of Marine Engine Type 5S70MC-C: Factory Settings Specifics // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 34—36.

Keywords: two-stroke marine engine, fuel delivery system, improper settings, loss in fuel efficiency, cylinder liner wear.

A research carried out by the authors revealed some shortcomings in standard factory settings of fuel injection pumps of marine engine type 5S70MC-C powering tanker «Ligovsky Prospect». Said shortcomings affect engine fuel efficiency, result in excessive thermal load on combustion chamber parts and excessive wear of cylinder liners during partial-load operation. 2 ill., 2 ref.

UDC 621.43

Zhmudyak L.M., Zhmudyak A.L., Abramov Ye.G. Simulated Operation of a Free-Piston (Single-Piston) Engine // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 37—39.

Keywords: free-piston (single-piston) engine, combustion simulation, cycle frequency, stability of operation.

The research in question focuses on free-piston (single-piston) engine (gas generator) featuring no valves in cylinder liner ports. Engine operation was simulated with specially designed mathematical model. The piston separates cylinder volume into two spaces, one of which forms a combustion chamber, while another one forms a buffer chamber/ Process cycle stability is shown as dependent on relative dimensions of cylinder parts. 2 ill., 2 tables, 3 ref.

UDC 621.436

S. Sofke at al. Controlling NOx Emissions of Large Gas Engines Based on In-Cylinder Pressure Measurement (papers of CIMAC 2010) // Dvigatelestroyeniye. — 2012. — № 3. — P. 40—51.

Keywords: gas engines, control of emissions, in-cylinder pressure, indicator diagram.

The paper offers a general NO_x control intended for in-cylinder pressure measurement. The method is implemented through the use of a pressure sensor capable of continuous operation exposed to extremely high pressure and temperature, combined with means of online process signal processing. The implication is that existing signal processing systems may be just added with a new feature, which enables to avoid any further specific NOx control sensors. 2 tables, 13 ill.

Вниманию авторов

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

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

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

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

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на гибком диске 3,5" или CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала