

ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 2 (276)
апрель–июнь 2019

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Кавтарадзе Р.З.
Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ
им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого
до современных 3D-моделей

3

Лю Ин, Кузнецов А.Г., Харитонов С.В.
Анализ индикаторных диаграмм
дизельного двигателя при отключении цилиндров

9

Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д.
Уравновешивание V-образных двигателей
с угловым смещением шатунных шеек
рядом расположенных шатунов

17

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Лиханов В.А., Лопатин О.П.
Сгорание и тепловыделение в дизеле,
работающем на смесевом спиртовом топливе

26

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Бондарев А.В.
Моделирование переходных процессов
в твердотопливных котлах малой мощности
с топками высокотемпературного кипящего слоя

32

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Совершенствование рабочих процессов
газовых двигателей
(материалы конгресса CIMAC-2016)

39

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей

63

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Kavtaradze R.Z.
Development of combustion theory
in Bauman Technical University:
from Grinevetsky method to modern 3D-models

Lyu In, Kuznetsov A.G. and Kharitonov S.V.
Indicator diagrams of diesel engine with part
of the cylinders shut off

Valejo Maldonado H.R. and Chainov N.D.
Balancing of V-engines featuring angular offset
of crankpins adjacent connecting rods

FUEL. LUBRICANTS

Likhanov V.A. and Lopatin O.P.
Combustion and heat release
in engine firing fuel-spirit mix

POWER PLANTS

Bondarev A.V.
Imitation of transients in low-power boilers
featuring high-temperature fluidized bed

ENGINE BUILDING NEWS

Improvements in gas engine combustion processes
(based on CIMAC-2016 papers)

INFORMATION

Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А.В. Хрулева, Санкт-Петербург.

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2019 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 03.07.2019
Подписано в печать 22.07.2019
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 22. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:

ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

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

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2019. № 2 (276)

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС В МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА: ОТ МЕТОДА ГРИНЕВЕЦКОГО ДО СОВРЕМЕННЫХ 3D-МОДЕЛЕЙ*

Р.З. Кавтарадзе, д.т.н., профессор

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Показана роль кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ имени Н.Э. Баумана в историческом развитии фундаментальной теории поршневых двигателей, начиная от отцов-основателей специальности «Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)», до настоящего времени. Проанализированы актуальные задачи исследования, прежде всего, внутрицилиндровых процессов, решенные на разных этапах развития поршневого двигателестроения усилиями кафедры. Другие направления научно-исследовательских работ, связанные с газообменом и наддувом, топливоподачей, механикой и термостойкостью ДВС упомянуты только по мере необходимости при анализе проблем совершенствования рабочего процесса. То же самое относится к работам других, российских и зарубежных научных школ, оказавших существенное влияние на развитие теории поршневых двигателей и достойных самой высокой оценки.

Введение. Современная теория поршневых двигателей достигла высокого уровня развития, в чем немалая заслуга представителей научной школы Московского государственного технического университета (МГТУ) имени Н.Э. Баумана (ранее Императорского Московского технического училища (ИМТУ) и Московского высшего технического училища (МВТУ)). Следует подчеркнуть, что по многим направлениям развития теории поршневых двигателей исследователи из ИМТУ–МВТУ–МГТУ были и остаются первопроходцами и лидерами не только в России, но и в мире.

Сначала было слово. И это слово впервые сказал Сади Карно (Sadi Nicolas Leonard Carnot, 1796–1832). Дату рождения термодинамики как фундаментальной науки можно назвать точно, что в истории науки и техники бывает крайне редко. Это 1824 год, когда в Париже была издана книга С. Карно «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу». Тем самым был заложен прочный фундамент для построения теории поршневых двигателей.

Началом поршневого двигателестроения считается 1860 г., когда Э. Ленуар (Jean Joseph

Etienne Lenoir, 1822–1900) создал первый работоспособный поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС) — альтернативу поршневым паровым машинам. С тех пор поршневое двигателестроение достигло колоссальных успехов, в чем большая заслуга именно теории поршневых двигателей как науки. Не вдаваясь в подробности вечного философского вопроса: что первично, бытие или сознание, отметим, что теория двигателей и двигателестроение оказывали и оказывают друг на друга плодотворное влияние и их развитие следует рассматривать как одно целое.

В.И. Гриневский — основоположник теории поршневых двигателей. Основателем специальности «Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)» и научной школы «Теория поршневых двигателей» в России является выдающийся ученый и инженер, профессор, директор ИМТУ (1914–1917) и первый избранный ректор МВТУ (1917–1919) Василий Игнатьевич Гриневский (1871–1919), по инициативе которого в 1906–1907 учебном году в Механической лаборатории ИМТУ были созданы первые экспериментальные установки с двигателями внутреннего сгорания для исследования рабочих процессов этих машин [1].

К этому времени двигатели с принудительным зажиганием, работающие по циклу Отто, и дизели, достигшие высокой степени совершенства, стали завоевывать рынок в транспортной и стационарной энергетике. Широкие перспективы ДВС были очевидны и назрела необходимость разработки научно-теоретических основ для исследования и усовершенствования внутрицилиндровых процессов, имеющих определяющее влияние на формирование эффективных показателей двигателя.

На основе экспериментального материала, накопленного в промышленности и лаборатории ИМТУ, В.И. Гриневский создал и в 1907 г. опубликовал метод теплового расчета ДВС [2]. В том же году В.И. Гриневский начал читать курс «Двигатели внутреннего сгорания» и организовал учебную лабораторию ДВС [1].

* Статья написана по материалам пленарного доклада на Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018», посвященной 150-летию факультета энергомашиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана 30 октября 2018 г.

Следует подчеркнуть, что работа В.И. Гриневецкого [2] — это первый не только в русской, но в мировой литературе научный труд, посвященный построению теории рабочих процессов ДВС. Действительно, в то время в европейских странах, на родине изобретателей первых ДВС, ничего аналогичного, имеющего значение для становления теории ДВС, не было: Ж. Э. Ленуар, будучи талантливым изобретателем, не имел фундаментального образования и не мог этого сделать. Н. А. Отто (1832–1891), окончивший реальное училище, был коммерсантом и изобретателем-самоучкой, и несмотря на полученное позже звание почетного доктора Вюрцбургского университета, тоже не мог внести вклад в теорию ДВС. Доказательством такого утверждения являются многочисленные материалы по результатам испытания двигателей, оставленные Н.А. Отто и изученные специалистами [3]. Р. Дизель (1853–1913), получивший прекрасное образование в Мюнхенском высшем техническом училище (ныне ТУ Мюнхен), где он учился у проф. К. Линде, был, видимо, первым из отцов-основателей двигателестроения, который подходил к вопросу как инженер-конструктор: сначала проводил расчеты, потом проектировал, изготавливал и испытывал двигатель. Однако его известная книга [4] — обоснование преимуществ двигателя Дизеля, подкрепленное инженерными расчетами, не содержала метода теплового расчета двигателя. Изобретатель первого прообраза современных дизелей, работающих по циклу со смешанным подводом теплоты, российский инженер Г.В. Тринклер (1876–1957), который был знаком с русским изданием книги Г. Гюлднера [2] с дополнением В.И. Гриневецкого, в своей книге [5] признавал приоритет последнего. В частности Г.В. Тринклер писал: «В 1907 году профессор МВТУ В.И. Гриневецкий впервые дал разработанную теорию рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, которая в дальнейшем была углублена его учеником, профессором того же вуза Е.К. Мазингом и профессором Н.Р. Брилингом. Эта полноценная теория служит основой при изучении и количественной оценке рабочих процессов, совершающихся в цилиндре двигателя, и является важным пособием при проектировании ДВС» [5]. Эти слова одного из отцов-основателей дизелестроения Г.В. Тринклера, изобретательская и научная деятельность которого в основном проходила в Германии в период после Гриневецкого [6], убедительно подтверждает приоритет основателя специальности ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

В.И. Гриневецкий в списке используемой литературы [2] указывает на существующие для того времени значимые работы европейских авторов, т. е. он прекрасно знал, что метода тепло-

вого расчета ДВС еще не существует, иначе он не стал бы заниматься его разработкой. Кроме того, в самой книге Г. Гюлднера [2], которая охватывает практически все известные работы по ДВС, опубликованные к тому времени в Европе, прежде всего в Германии — на родине современных ДВС, ничего подобного не было, что и привело В.И. Гриневецкого к созданию метода теплового расчета ДВС.

Уместна параллель — чуть позже, вслед за В.И. Гриневецким в 1909/10 учебном году Н.Е. Жуковский в ИМТУ впервые прочитал, а в 1916 г. издал на французском языке лекционный курс «Теоретические основы воздухоплавания», основанный на результатах собственных исследований. Нет сомнений, что В.И. Гриневецкий и Н.Е. Жуковский соответственно освободили теорию поршневых двигателей и аэродинамику из плена эмпирики. К сожалению, труд В.И. Гриневецкого был издан только на русском языке, что помешало признанию его приоритета за рубежом.

Таким образом, «Тепловой расчет рабочего процесса» В.И. Гриневецкого [2] является уникальной работой, заложившей основу теории поршневых двигателей и можно заключить, что он является основоположником теории поршневых двигателей, а кафедра «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана — колыбелью этой теории.

Метод Гриневецкого—Мазинга. Современный взгляд. Теория рабочих процессов, прежде всего теория горения топлива в условиях двигателя, и теплообмен относятся к тем ключевым вопросам, уровень разработки которых определил судьбу поршневых двигателей как самых экономичных и поэтому самых распространенных из всех существующих тепловых машин. Сегодня очевидно, что уровень совершенствования процессов сгорания и теплообмена определяет будущее поршневых двигателей, но еще в 1907 г. В.И. Гриневецкий заявил: «Желательны исследования лабораторного характера по вопросам о неполноте сгорания и о теплоотдаче за разные периоды рабочего процесса, а также о догорании. Исследования этого рода представляют весьма тонкие экспериментальные задачи и почти не могут производиться вне лаборатории. Практическое значение подобных исследований, однако, довольно велико, независимо от их ценности для расчета рабочего процесса. Вопросы о неполноте сгорания и о теплоотдаче к стенкам представляются весьма важными для конструктора, которому их приходится решать до сих пор ощупью» [2].

Определив основные задачи теории рабочих процессов, В.И. Гриневецкий разработал метод теплового расчета. Его ученик, профессор ИМТУ—

МГТУ Евгений Карлович Мазинг (1880–1944), развивая идеи своего учителя, в дальнейшем уточнил этот метод, предложив оригинальную для тех времен идею: оценить неполноту (т. е. несовершенство) процесса сгорания содержанием сажи, полученной в результате анализа отработавших газов (ОГ) [7].

В результате был создан метод, позволяющий определить основные параметры конструкции двигателя в зависимости от технического задания, названный методом Гриневецкого–Мазинга, ставший основой для известных учебников и монографий, опубликованных сотрудниками МГТУ им. Н.Э. Баумана — учениками и последователями В.И. Гриневецкого. Среди них прежде всего следует упомянуть работы Н.Р. Брилинга (вопросы теплообмена) [8] и Б.Г. Либровича (теория ДВС с разделенной камерой сгорания (КС)) [9].

Метод Гриневецкого–Мазинга основан (если применить современную терминологию) на термодинамической, т. е. нульмерной, однозонной модели рабочего процесса [6]. Модель квазистационарная и базируется на алгебраических уравнениях термодинамики, в частности на уравнении состояния $pV = mRT$, в котором в качестве изменяющегося параметра входит объем цилиндра V . При этом процессы впуска–выпуска рассматриваются как изобарные, а процессы сжатия–расширения — как политропные. Процесс сгорания моделируется с применением коэффициента использования теплоты ξ в процессе сгорания. Далее вводится коэффициент выделения теплоты χ , а также Q_w — количество теплоты, отдаваемое стенкам цилиндра, и определяется количество теплоты, которое затрачивается на увеличение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы

$$\xi H_u = \chi H_u - Q_w. \quad (1)$$

Очевидно, что определить коэффициенты ξ и χ , а также Q_w можно только экспериментально. Задание этих коэффициентов по существу означает перевод P – V -диаграммы идеального термодинамического цикла, т. е. цикла без потерь, в замкнутую индикаторную диаграмму (в диаграмму реального цикла). Располагая расчетной индикаторной диаграммой еще на стадии проектирования, можно прогнозировать эффективные показатели двигателя.

Выражение (1) подтверждает дальновидность слов В.И. Гриневецкого, приведенных выше. По существу он определил основную задачу теории поршневых двигателей: для моделирования рабочего цикла, т. е. для получения индикаторной диаграммы, надо уметь смоделировать тепловыделение и теплоотдачу к стенкам цилиндра.

Следует подчеркнуть, что метод Гриневецкого–Мазинга, показав необходимость проведения широкомасштабных исследований в этих направлениях, позже инициировал создание в МВТУ–МГТУ научных школ члена-корр. АН СССР Н.Р. Брилинга (по теплообмену в ДВС) и профессора Д.Н. Вырубова (смесеобразование и сгорание).

Выдающийся представитель этого направления профессор И.И. Вибе (1902–1969), автор самой известной в мире модели тепловыделения, как и другие советские специалисты его поколения, был воспитан на методе Гриневецкого–Мазинга.

Научная школа Н.Р. Брилинга (1876–1961) по теплообмену в ДВС. Профессор МВТУ–МГТУ Н.Р. Брилинг, ученик В.И. Гриневецкого, развивая метод Гриневецкого–Мазинга, занимался решением проблем усовершенствования процесса сгорания и определения тепловых потерь в стенке КС. На примерах традиционного топлива и спирта он исследовал влияние их испаряемости на рабочий процесс двигателей с искровым зажиганием, разрабатывал метод определения скорости распространения пламени, а позже создал теорию быстроходных дизелей, частота вращения n коленчатого вала в которых увеличивалась за счет снижения хода поршня S при постоянном значении его средней скорости $c_m = S_n/30 = \text{const}$. Н.Р. Брилингом экспериментально была доказана перспективность конструкции неразделенной КС, способствующей повышению турбулентности заряда, а также перспективность применения высоких давлений впрыскивания для качественного распыливания топлива при повышенной быстроходности дизеля. Последнее было достигнуто применением насос-форсунок вместо разделенной системы топливоподдачи. Быстроходный (одновременно короткоходовой) дизель позволил уменьшить количество теплоты, передаваемой в систему охлаждения, что привело к повышению экономичности двигателя при высокой литровой мощности.

За рубежом Н.Р. Брилинг больше известен как автор α -формулы для расчета теплоотдачи в цилиндре так называемых компрессорных дизелей с пневматическим распыливанием топлива:

$$\alpha = 5,388 \cdot 10^{-4} (1 + 1,45 + 0,185 \cdot c_m) (T_\infty P^2)^{1/3} + 0,421[(T_\infty/100)^4 - (T_w/100)^4]/(T_\infty - T_w), \quad (2)$$

представляющей собой уточнение α -формулы Нуссельта — исторически первой формулы для расчета теплоотдачи в цилиндре поршневого двигателя. В формуле (2) T_∞ , P^2 — текущие значения температуры и давления рабочего тела, T_w — температура поверхности камеры сгорания. Выражение $1,45 (T_\infty P^2)^{1/3}$ автор связывает с «теплоотдачей от вихрей». Поэтому аддитивный аналог этой формулы имеет вид:

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha_{\omega} + \alpha_K + \alpha_R, \quad (3)$$

где α_0 , α_{ω} , α_K , α_R — коэффициенты теплоотдачи, соответствующие соответственно неподвижному газу в камере сгорания, «теплоотдаче от вихрей», условиям вынужденной конвекции со скоростью, пропорциональной средней скорости c_m поршня, и теплоотдачи излучением.

Таким образом, Н.Р. Брилинг, проводя опыты по определению тепловых потерь в цилиндре малооборотного компрессорного дизеля ($n = 200$ об/мин), обнаружил, что при интенсивном вихреобразовании, обусловленном пневматическим распылением топлива, коэффициент теплоотдачи заметно увеличивается [10]. Заслуга Брилинга очевидна: сохранив структуру α -формулы Нуссельта. Он доказал, что в каждом конкретном случае (в зависимости от способа смесеобразования, быстроходности, мощности) коэффициенты необходимо уточнять по результатам экспериментов. Этот вывод получил развитие в работах советских и зарубежных исследователей, в частности для отдельных типов двигателей различные вариации α -формулы Нуссельта и Брилинга предложили: Н.Н. Брызгов (1937), Н.В. Иноземцев (1941), И.А. Трактюченко (1947), А.Н. Гнездилов (1952), Н.И. Цветков (1953), Л.М. Белинский (1955), А.Г. Морозов (1957), И.М. Ленин и А.В. Костров (1963), Н.В. van Tyen (1959), А. Stambuleanu (1966) и др. [10]. В официальном издании [11] имя Н.Р. Брилинга справедливо внесено как «одного из крупных ученых и организаторов кафедры ДВС». Добавим, что он является основателем научной школы по теплообмену в поршневых двигателях в СССР.

Научная школа Д.Н. Вырубова (1900–1978) по смесеобразованию и сгоранию. Крупнейшим ученым, работающим в области теории поршневых двигателей в МВТУ–МГТУ им. Н.Э. Баумана, является лауреат Государственной премии СССР (1974), профессор Д.Н. Вырубов, основоположник научной школы по смесеобразованию и сгоранию в двигателях. Он опубликовал фундаментальную работу [12] тогда, когда, говоря словами автора, несмотря на настоятельную необходимость в экспериментальных данных о коэффициентах теплоотдачи шарообразных тел для расчета шарообразных технических процессов, публикаций данного направления практически не было ни в зарубежной, ни в советской литературе. Заметим, что известная тепловая шкала турбулентности Л.Г. Лойцянского и Б.А. Шваба, опубликованная в трудах ЦАГИ в 1935 г., не содержала таких данных. В связи с этим при расчете испарения капель в цилиндре дизеля использовали данные о коэффициентах теплоотдачи, полученные в 1932 г. немецким исследователем Ульзамером (Ulsamer) для цилиндрических тел [12].

Д.Н. Вырубов ставил свои эксперименты при строгом соблюдении фундаментальных положений теории подобия, применив металлические шары, укрепленные на растяжках, которыми служили термопары со спаем в центре шара. Шары вводили в поток нагретого воздуха и наблюдали повышение их температуры. Высокая теплопроводность металла и небольшие диаметры шаров (от 2,4 до 14,8 мм) обеспечивали нагревание почти до одинаковой температуры всей массы шаров. В результате проведенных экспериментов Д.Н. Вырубовым была получена формула для исследования теплоотдачи шарообразных тел, справедливая для диапазона числа Рейнольдса $Re = 150–30\,000$:

$$Nu = 0,54Re^{0,5}. \quad (4)$$

Эта формула и в настоящее время находит широкое применение при расчете теплоотдачи и испарения капель в поршневых и ракетных двигателях. Она используется во всемирно известных зарубежных и российских учебниках и монографиях по теории теплообмена и теории горения, таких как книги Мак-Адамса, Д.А. Франк-Каменецкого, С.С. Кутателадзе, Б.В. Раушенбаха и др.

На основе формулы (4) была разработана теория испарения одиночной капли жидкого топлива в условиях камеры сгорания ДВС, распространение которой для статистического ансамбля капель топлива, т. е. для топливного факела, осуществляется на основе статистического закона распределения капель по размерам, чаще всего закона Розина–Рамлера, а для более упрощенных моделей — с применением среднего диаметра капли.

Известная на западе книга Г. Ситкея (G. Sitkei) [13], венгерского академика, изданная на немецком языке, написана на основе результатов НИР, проведенных в МВТУ (МГТУ) им. Н.Э. Баумана Д.Н. Вырубовым, а также Г.Г. Калишем, Н.В. Иноземцевым, Н.Р. Брилингом, Б.Г. Либровичем, О.Б. Леоновым и др. И несмотря на то что Г. Ситкей неоднократно ссылается на работы Д.Н. Вырубова, он более известен за рубежом как основоположник теории процессов смесеобразования и сгорания в ДВС, чем Д.Н. Вырубов.

Среди многочисленных учебников и учебных пособий, изданных сотрудниками МГТУ, особое место занимает книга, написанная Д.Н. Вырубовым совместно с доцентом В.П. Алексеевым [14] в добрых традициях теории горения нобелевского лауреата, академика Н.Н. Семёнова, в которой использованы обыкновенные дифференциальные уравнения для описания нестационарных процессов и экспоненциальных зависимостей, позволяющих получить простые аналитические реше-

ния. Содержание книги соответствовало дисциплине «Физические основы процессов смесеобразования и сгорания». Следует отметить, что выделение этого курса из общей теории ДВС и его формирование в качестве отдельной лекционной дисциплины впервые было осуществлено в МГТУ им. Н.Э. Баумана по инициативе Д.Н. Вырубова, читавшего этот курс. В дальнейшем в связи с трансформациями учебных программ он несколько раз менял названия, однако основная цель — совершенствование процесса сгорания — оставалась неизменной. В настоящее время курс читается для магистров под расширенным названием «Специальные главы теории поршневых двигателей». Многие из изложенных в книге [14] проблем и сегодня не потеряли свою актуальность, однако отметим только одну из них — задержку воспламенения в дизелях.

Как известно, в химической физике началом периода задержки воспламенения считается момент, когда горючая смесь помещается в сосуд, имеющий температуру стенок T_{w0} , а концом — момент достижения температуры смеси предвзрывного разогрева $T_p = T_{w0} + RT_{w0}^2/E$. Однако, в зоне горения для достижения такой температуры требуется существенно меньше теплоты, чем теплота, идущая на прогрев и испарение впрыскиваемого топлива. Очевидно что такое определение задержки воспламенения в дизелях не находит применения. В.П. Алексеевым было предложено следующее определение [14, 15]: «Периодом задержки воспламенения τ_i называется время от начала поступления топлива в камеру сгорания до момента, когда тепловыделение в результате химических реакций Q_x становится равным количеству теплоты, затраченной на прогрев и испарение впрыснутого топлива $Q_{исп}$ ». Согласно этому определению уравнение для расчета задержки воспламенения имеет вид:

$$\int_0^{\tau_i} \frac{dQ_x}{d\tau} d\tau - \int_0^{\tau_i} \frac{dQ_{исп}}{d\tau} d\tau = 0. \quad (5)$$

До этого задержка воспламенения определялась по развернутой индикаторной диаграмме как период от начала подъема иглы форсунки до момента отделения линии давления при сгорании от линии давления при сжатии без впрыскивания топлива [16]. Очевидно, что в таком случае присутствие фактора визуализации повышает вероятность неточного определения периода задержки воспламенения. Использование же условия (5) при расчете зависимости $dQ_x/d\tau = f(\tau)$ на основе индикаторной диаграммы с применением первого закона термодинамики дает отрицательное значение тепловыделения, равное затрате теплоты на прогрев и испарение топлива, тем самым точно определяет момент, когда скорость тепло-

выделения станет положительной. Именно этот момент и является моментом начала сгорания (моментом конца периода задержки воспламенения). В свое время этот предложенный в МГТУ им. Н.Э. Баумана метод был альтернативой эмпирической формуле А.И. Толстова [6], опубликованной в 1955 г. и требующей модернизации в связи с появлением форсированных дизелей с повышенным давлением впрыскивания топлива. В настоящее время метод МГТУ является наиболее надежным и признанным во всем мире из всех существующих методов определения задержки воспламенения [6]. Формулы для расчета периода задержки воспламенения, полученные для дизельного и газодизельного процессов (для природного газа и различных синтез-газов) в МГТУ им. Н.Э. Баумана [6, 17] и находившие широкое применение у зарубежных исследователей [18, 19, 20], предусматривают определение начала сгорания, предложенное в работах В.П. Алексеева и Д.Н. Вырубова. К сожалению, большинство современных российских исследователей и в настоящее время отдают предпочтение устаревшим зависимостям для расчета задержки воспламенения.

Следует упомянуть также об экспериментальном методе определения интенсивности вихревого движения заряда в цилиндре дизеля, имеющей решающее значение для быстрого распада струй жидкого топлива и повышения качества процесса смесеобразования. Метод измерения скорости движения заряда был разработан Д.Н. Вырубовым и В.П. Алексеевым и описан в [14, 21]. Он предусматривает использование ионизированных частиц самого заряда, тем самым исключает влияние инерционности частиц на точность измерения. Этим разработанный метод выгодно отличался от опубликованных в то время работ европейских исследователей [21]. Кроме того, Д.Н. Вырубовым и с учениками были проведены ширококомасштабные работы по визуализации динамики свободных и пристеночных струй топлива и процесса сгорания в частично прозрачных камерах сгорания с применением методов скоростной фото- и киносъемки [14].

Фундаментальные работы проф. Д.Н. Вырубова и его научной школы по исследованию процессов смесеобразования и сгорания положили начало созданию в МГТУ им. Н.Э. Баумана аналогичных школ в области реактивных и газотурбинных двигателей [1].

Литература

1. 100 лет специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в МГТУ им. Н.Э. Баумана под ред. Н.А. Ивашенко. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2007. 296 с.

2. *Гриневецкий В.И.* Тепловой расчет рабочего процесса. Дополнение редактора перевода к книге Г. Гюльднера «Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания», Москва, типолитография «И.Н. Кушнерев и К°», 1907. С. 569–594.
3. *Sittauer H.L. Nicolaus August Otto, Rudolf Diesel.* 4. Auflage. Teubner, Leipzig, 1990. 220 p.
4. *Diesel R.* Theorie und Konstruktion eines rationellen Warmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Warmemotoren. Berlin. Springer-Verlag, 1893. 96 p.
5. *Тринклер Г.В.* Двигателестроение за полустолетие. Очерки современника. Л. : Государственное издательство водного транспорта, 1954. 160 с.
6. *Кавтарадзе Р.З.* Теория поршневых двигателей. Специальные главы. 2-е изд. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
7. *Мазинг Е.К.* Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд., доп. М., 1935. (Первое издание в 1928 г.).
8. *Брилинг Н.Р.* Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. М. : изд-во ГНТИ, 1931.
9. *Либрович Б.Г.* Рабочий процесс предкамерного двигателя, М.; Л. : ОНТИ НКТП СССР. 1937.
10. *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 3-е изд., доп. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 515 с.
11. Основатели научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана: Краткие очерки/под ред. Е.Г. Юдина, К.Е. Демихова. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 632 с.
12. *Вырубов Д.Н.* Теплоотдача и испарение капель // Журнал технической физики. Т. IX, вып. 21. 1939. С. 1923–1931.
13. *Sitkei G.* Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Springer-Verlag. Berlin-Göttingen-Heidelberg. —1964. 222 p.
14. *Алексеев В.П., Вырубов Д.Н.* Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых двигателей внутреннего сгорания. М. : МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. — 84 с.
15. *Алексеев В.П.* Уравнение для определения задержки воспламенения в камере сгорания дизеля // Известия ВУЗов, Машиностроение. 1974. № 6.
16. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей // А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин, М.Г. Круглов, О.Б. Леонов, Г.Н. Мизернюк/ под ред. А.С. Орлина. Издание 3-е изд., перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1971. 400 с.
17. *Кавтарадзе Р.З., Цайлингер К., Цитцлер Г.* Задержка воспламенения в дизеле при использовании различных топлив // РАН. Теплофизика высоких температур. 2005. Т. 43, № 6. С. 947–965.
18. *Boehman A.L., Le Corre O.* Combustion on Syngas in Internal Combustion Engines/ / Combustion Science and Technology. 008. № 6 (180). P. 1193–1206.
19. *Lata D.B., Misra A.* Analysis of ignition delay period of dual fuel Diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. Int // Journal of hydrogen energy. 2011. № 36. P. 3746–3756.
20. *Lieuwen T., Yang V., Yetter R (eds.).* Synthesis Gas Combustion. Fundamentals and Applications. CRC Press. New York, 2010. 403 p.
21. *Орлин А.С., Круглов М.Г.* Комбинированные двухтактные двигатели. М. : Машиностроение, 1968. 576 с.

(Продолжение следует)

АНАЛИЗ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ЦИЛИНДРОВ

*Лю Ин, аспирант, А.Г. Кузнецов, д.т.н., профессор, С.В. Харитонов, к.т.н., доцент
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия*

Представлены результаты расчетного исследования работы дизельного среднеоборотного 16-цилиндрового двигателя на режимах малой нагрузки при отключении восьми цилиндров для следующих вариантов функционирования системы газораспределения в отключенных цилиндрах: все клапаны функционируют в штатном режиме; впускные клапаны закрыты, выпускные работают в штатном режиме; впускные работают в штатном режиме, выпускные клапаны закрыты; все клапаны закрыты. Улучшение топливной экономичности получено только при закрытии в отключенных цилиндрах всех клапанов, при всех остальных вариантах удельный эффективный расход топлива увеличивается. Для объяснения полученных результатов проведен анализ индикаторных диаграмм в работающих и отключенных цилиндрах. Показано, что значительное влияние на расход топлива оказывают потери энергии на насосные ходы, величина которых существенно зависит от работы системы газораспределения в отключенных цилиндрах.

Отключение цилиндров уже длительное время применяется для управления двигателями, однако практика и научные исследования в этой области нередко дают различные, порой противоречивые результаты. При работе двигателя на частичных по крутящему моменту и частоте вращения режимах этот метод позволяет улучшить топливную экономичность [1–3].

Часто для обоснования отключения цилиндров используют стандартные универсальные или нагрузочные характеристики двигателя, полученные при штатной работе всех цилиндров [4–6]. По этим характеристикам видно, что для выработки требуемой мощности при отключении части цилиндров работающие цилиндры переходят на режимы, соответствующие большей нагрузке, на которых повышается эффективный коэффициент полезного действия (КПД). Такой подход дает принципиальное обоснование эффективности метода отключения цилиндров, но не позволяет провести более точный анализ. Функционирование отключенных цилиндров происходит в условиях, которые не соответствуют режимам стандартных

характеристик двигателя, поэтому нуждается в специальном описании.

Отключение цилиндров производится прекращением подачи в них топлива. Как показывают исследования [3, 7, 8], эффективность отключения цилиндров в значительной степени зависит от функционирования системы газораспределения. Работа впускных и выпускных клапанов в штатном режиме не является наилучшим вариантом. В работе [9] показано, что наибольший эффект по снижению расхода топлива получен при закрытии в отключенных цилиндрах впускных и выпускных клапанов, что также нельзя проанализировать с помощью стандартных характеристик двигателя.

Использование на современных дизельных двигателях газотурбинного наддува стало практически обязательным. Отключение цилиндров влияет на функционирование турбокомпрессора, что оказывает влияние на протекание рабочего процесса в поршневой части и изменяет характеристики двигателя на этих режимах.

Следует также отметить, что при использовании дизельных аккумуляторных систем подачи топлива типа common rail не происходит заметного ухудшения качества распыливания топлива на режимах малых нагрузок, что являлось одной из существенных причин снижения эффективного КПД двигателя. В связи с этим выигрыш в топливной экономичности в результате отключения цилиндров на частичных режимах может оказаться не столь ощутимым.

В данной работе поставлена задача проведения расчетного исследования, результаты которого дают возможность проанализировать особенности протекания рабочего процесса дизельного двигателя при отключении цилиндров на частичных режимах работы.

Объектом исследования является 16-цилиндровый дизельный двигатель типа Д49 (16ЧН26/26) производства ОАО «Коломенский завод» номинальной мощностью 2500 кВт при частоте вращения 1000 об/мин. Двигатели данного типа нашли применение в тепловозных и судовых энергетических установках, а также в качестве привода электрических генераторов.

Для проведения расчетного исследования использовался программный комплекс GT-SUITE

[10], который с успехом применяется для моделирования работы тепловых двигателей. Составлена компьютерная модель двигателя Д49, которая содержит поршневую часть, турбокомпрессор, впускной и выпускной трубопроводы и систему газораспределения с возможностью влияния на работу впускных и выпускных клапанов. Для каждого цилиндра задавалась характеристика подачи топлива, в отключенные цилиндры подача топлива не производилась.

Оценка адекватности компьютерной модели проводилась методом сравнения значений параметров рабочего процесса двигателя, полученных в результате расчета и экспериментальных данных для одинаковых режимов работы двигателя. На рис. 1 представлены результаты сравнения расчетных значений индикаторного и механического КПД с экспериментальными данными при работе двигателя по нагрузочным характеристикам для четырех частот вращения $n = 450, 556, 630, 742$ об/мин. Хорошее совпадение результатов расчета с экспериментальными данными подтвердило возможность использования разработанной компьютерной модели двигателя Д49 для расчетного исследования.

Двигатель Д49 имеет V-образное расположение

цилиндров с двумя системами валов газораспределения, поэтому с точки зрения практической реализации наиболее удобно проводить отключение одного ряда из 8 цилиндров. На первом этапе моделирования проведено исследование рабочего процесса двигателя на частичных по нагрузке режимах работы для значений крутящего момента M от 1000 до 4000 Нм при отключении 8 цилиндров для частот вращения $n = 450, 556, 630, 742$ об/мин.

Исследовались следующие варианты работы системы газораспределения в отключенных цилиндрах: $z = 1$ — все клапаны функционируют в штатном режиме; $z = 2$ — впускные клапаны закрыты, выпускные клапаны работают в штатном режиме; $z = 3$ — впускные клапаны работают в штатном режиме, выпускные клапаны закрыты; $z = 4$ — все клапаны закрыты.

Если рабочий процесс в отключенных цилиндрах для первых трех вариантов работы системы газораспределения можно рассчитать с помощью исходной компьютерной модели двигателя, то вариант закрытия всех клапанов нуждается в дополнительном анализе. При закрытии всех клапанов цилиндр практически отсоединяется от впускной и выпускной систем. Тогда, масса

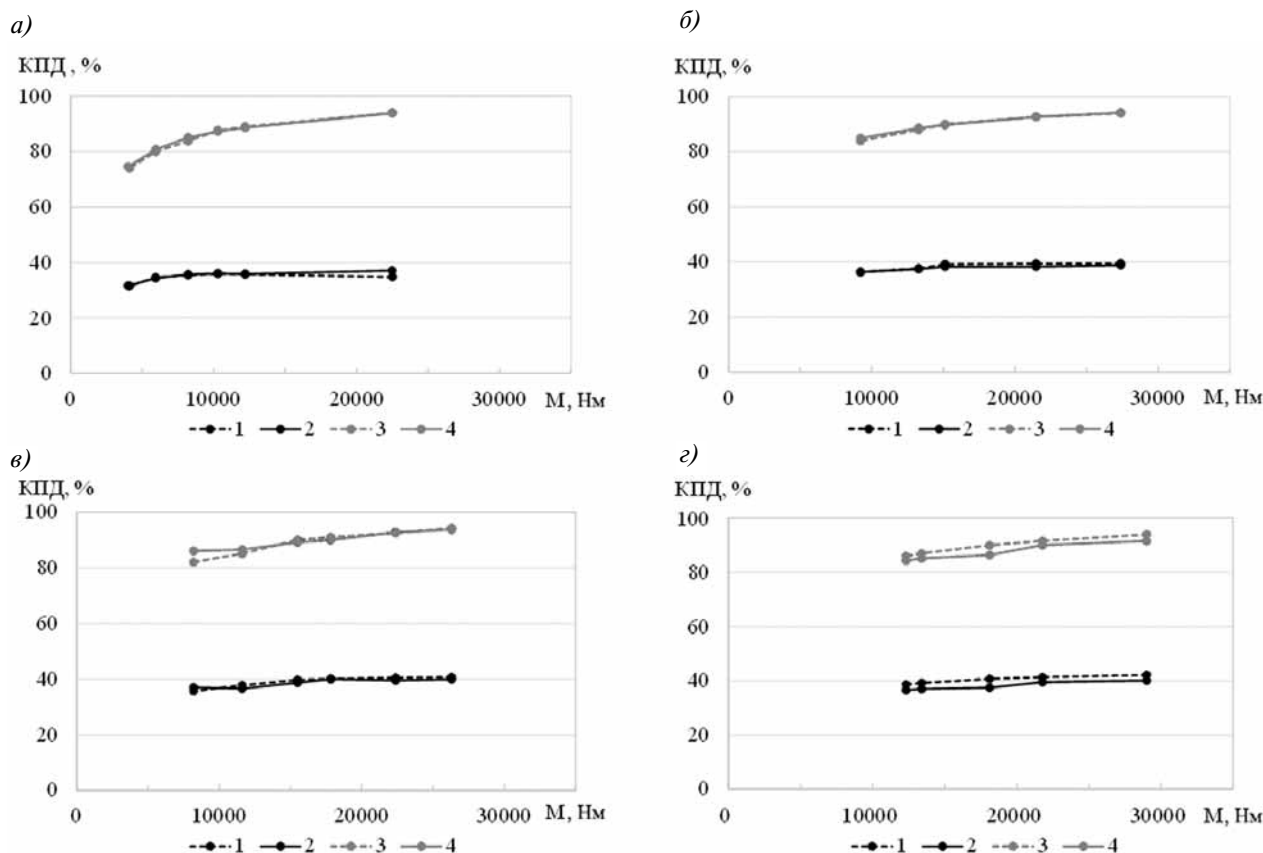


Рис. 1. Зависимость КПД двигателя от нагрузки при различных частотах вращения:

a — 450 об/мин; б — 556 об/мин; в — 630 об/мин; з — 742 об/мин;

индикаторный КПД: 1 — расчет, 2 — эксперимент;

механический КПД: 3 — расчет, 4 — эксперимент

воздуха или газовой смеси, находящаяся в цилиндре в момент закрытия клапанов, при движении поршня то сжимается, то расширяется, работая как пневматическая пружина. Но следует учитывать, что внутренний объем цилиндра не становится герметичным, поскольку через зазоры поршневых колец остается соединенным с полостью картера.

Для описания изменения состояния воздуха в отключенных цилиндрах при закрытых клапанах было проведено отдельное исследование. В программном комплексе GT-SUITE создана модель одноцилиндрового двигателя размерности, соответствующей двигателю Д49. Впрыск топлива не производится, полость цилиндра соединена с областью постоянного давления небольшим каналом длиной L и площадью сечения S , имитирующим канал, образованный зазорами в поршневых кольцах и соединяющий цилиндр с картером (рис. 2). Давление газа в картере принято 0,1 МПа. Расчеты изменения состояния воздуха в отключенном цилиндре проводились при частоте вращения 450 об/мин и температуре воздуха 333 К.

Длина и площадь поперечного сечения канала выбиралась по конструктивным параметрам цилиндропоршневой группы двигателя. Для оценки влияния геометрических размеров канала на вид индикаторной диаграммы расчеты проводились для значений площади поперечного сечения канала $S = 0,1 \text{ мм}^2$ и $S = 0,5 \text{ мм}^2$. Длина канала L на результаты расчетов не оказывала влияния. Закрытие клапанов может осуществляться одновременно в нескольких отключаемых цилиндрах, поэтому давление воздуха или газа в цилиндре в момент закрытия клапанов p_1 может быть различным. Давление воздуха в цилиндре в момент закрытия клапанов варьировалось от $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$, что соответствует тактам

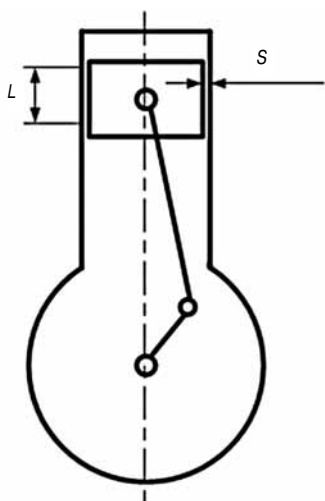


Рис. 2. Схема модели одноцилиндрового двигателя

впуска и выпуска, до $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$, что соответствует концу сжатия.

Результаты расчетов показали, что для всех исследованных вариантов через определенное время в отключенном цилиндре с закрытыми клапанами состояние воздуха меняется в соответствии с характеристикой, показанной на рис. 3. Максимальное давление в цилиндре составило 0,61 МПа, когда поршень находится в верхней мертвой точке, минимальное давление равно 0,016 МПа в начале сжатия.

Начальное давление воздуха p_1 и площадь поперечного сечения имитационного канала S влияют только на время установления данной характеристики изменения давления. Влияние на время установления индикаторной диаграммы в отключенных цилиндрах давления воздуха в момент закрытия клапанов p_1 и площади поперечного сечения канала в поршневых кольцах S показано на рис. 4 и 5 соответственно в виде времени установления максимального давления $p_{\max}$ индикаторной диаграммы. Из рис. 4 видно, что при $S = 0,5 \text{ мм}^2$ для давления в цилиндре в момент закрытия клапанов $p_1 = 0,1 \text{ МПа}$ время установления индикаторной диаграммы составляет 150 с, а при давлении $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$ — 200 с.

Более существенное влияние на время установления индикаторной диаграммы в отключенных цилиндрах при закрытии клапанов оказывает площадь поперечного сечения канала в поршневых кольцах. Рис. 5 показывает, что при давлении воздуха в момент закрытия клапанов $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$ время установления индикаторной диаграммы при $S = 0,5 \text{ мм}^2$ составляет 150 с, а при $S = 0,1 \text{ мм}^2$ — 900 с.

Расчет рабочего процесса двигателя показал, что отключение цилиндров различным образом влияет на расход топлива в зависимости от режима работы и функционирования системы

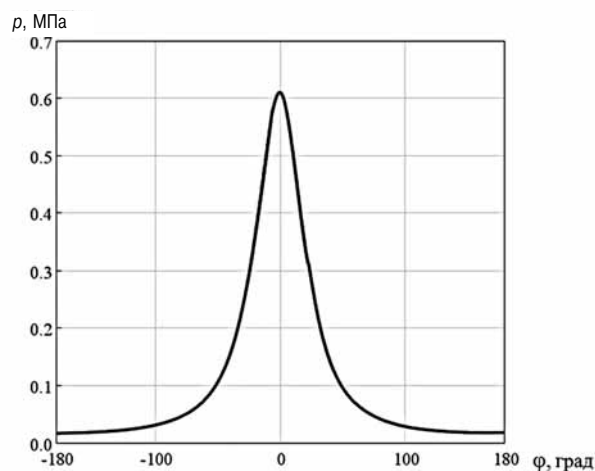


Рис. 3. Изменение давления в отключенном цилиндре при закрытых клапанах

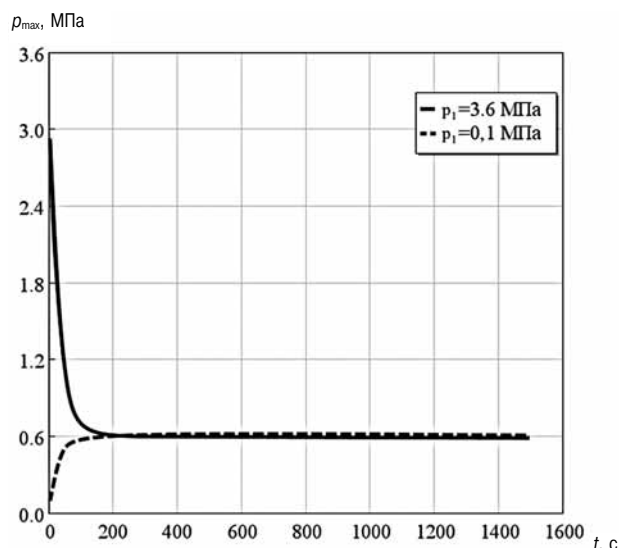


Рис. 4. Максимальное давление каждого цикла в отключенном цилиндре при закрытых клапанах и $S = 0,5 \text{ мм}^2$

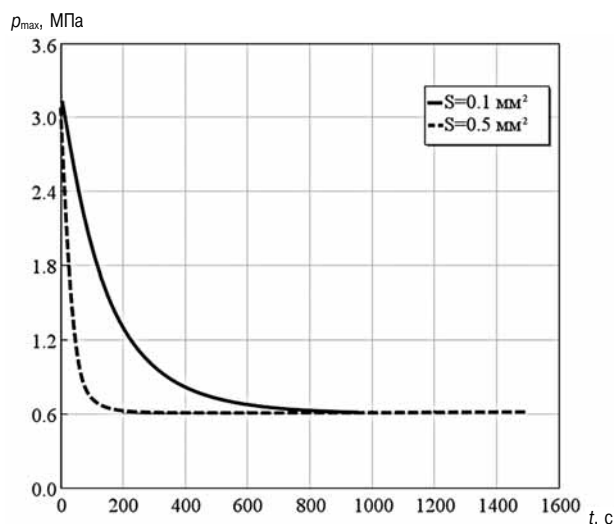


Рис. 5. Максимальное давление каждого цикла в отключенном цилиндре при закрытых клапанах и $p_1 = 3,6 \text{ МПа}$

газораспределения в отключенных цилиндрах. Оценка топливной экономичности проводилась по величине относительного удельного эффективного расхода топлива

$$\bar{g}_e = \frac{g_{e,z=0} - g_{e,z=i}}{g_{e,z=0}} \cdot 100\%,$$

где $g_{e,z=0}$ — удельный эффективный расход топлива при работе двигателя без отключения цилиндров; $g_{e,z=i}$ — удельный эффективный расход топлива при отключении цилиндров. Положительная величина относительного показателя характеризует снижение расхода топлива, отрицательная — увеличение.

На рис. 6 приведена гистограмма значений относительного удельного эффективного расхода топлива для различных вариантов работы двигателя на частоте вращения $n = 450 \text{ об/мин}$ при значениях крутящего момента $M = 1000\text{--}4000 \text{ Нм}$. Снижение расхода топлива получено только при закрытии всех клапанов в отключенных цилиндрах ($z = 4$), другие варианты работы системы газораспределения ($z = 1\text{--}3$) ухудшают топливную экономичность.

Для выявления особенностей рабочего процесса двигателя при отключении цилиндров проведен анализ индикаторных диаграмм в работающих и отключенных цилиндрах. Наибольшей эффект от отключения цилиндров был получен на режиме, соответствующем крутящему моменту $M = 1000 \text{ Нм}$, поэтому ниже результаты расчетов представлены для этого режима. Индикаторная диаграмма при работе двигателя на рассмотренном режиме без отключения цилиндров в виде зависимости давления p от относительного изменения объема цилиндра V/V_a (V_a — объем цилиндра в конце сжатия) представлена на рис. 7. Индикаторные диаграммы в работающих и отключенных цилиндрах для рассмотренных четырех вариантов функционирования системы газораспределения показаны на рис. 8–15. На каждом рисунке слева дана полная индикаторная диаграмма, справа — в увеличенном масштабе для оценки работы насосных ходов показана часть

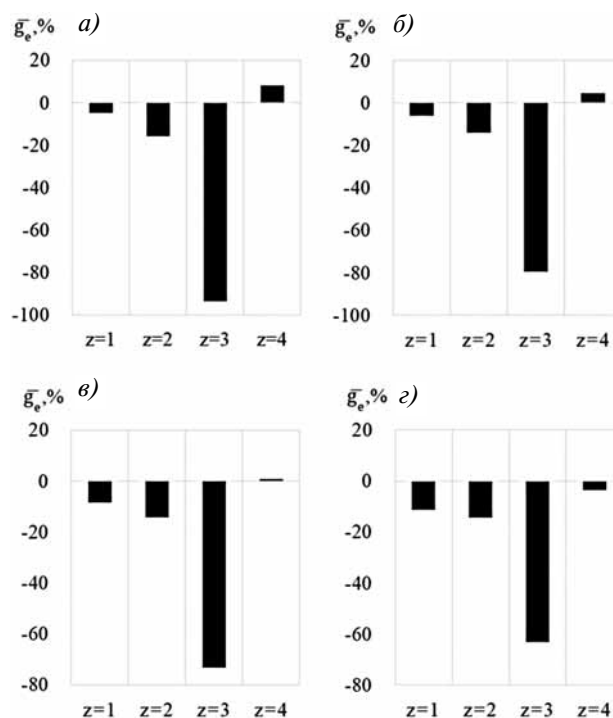


Рис. 6. Относительный удельный эффективный расход топлива:

a — $M = 1000 \text{ Нм}$; b — $M = 2000 \text{ Нм}$;
 v — $M = 3000 \text{ Нм}$; z — $M = 4000 \text{ Нм}$

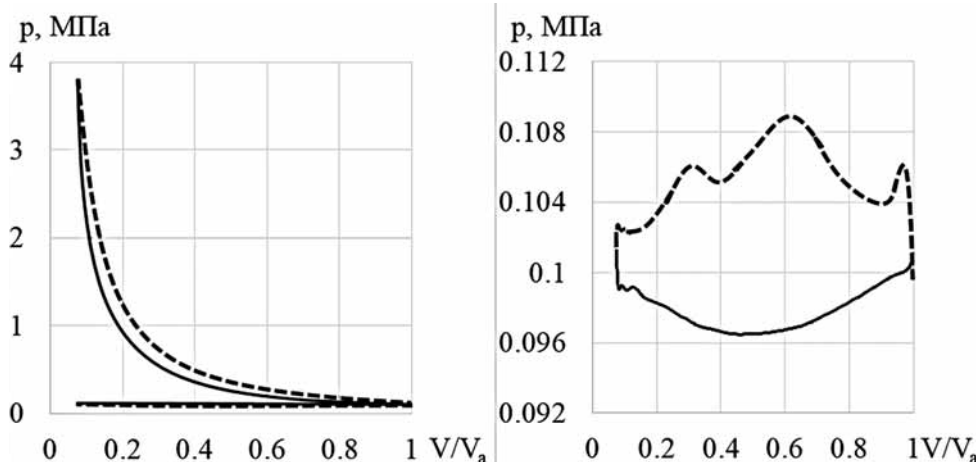


Рис. 7. Индикаторная диаграмма без отключения цилиндров ($z = 0$)

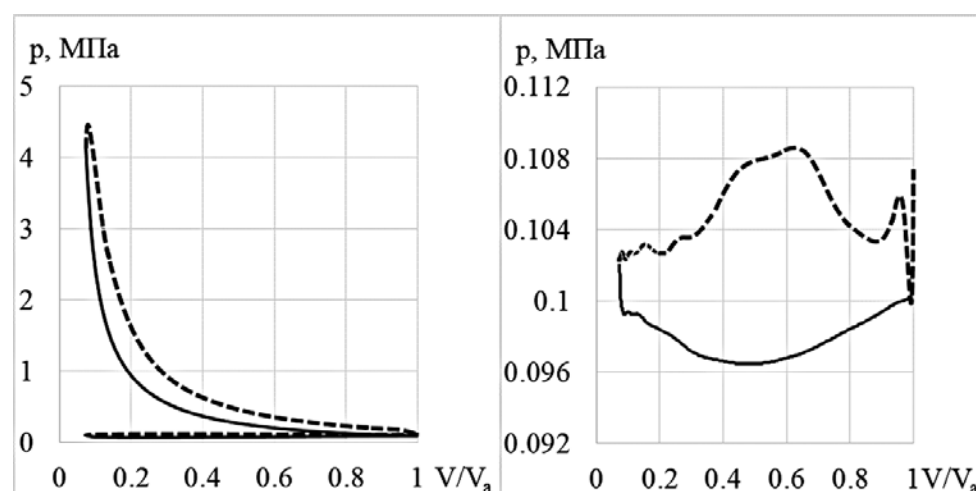


Рис. 8. Индикаторная диаграмма работающего цилиндра при отключении цилиндров и штатной работе клапанов ($z = 1$)

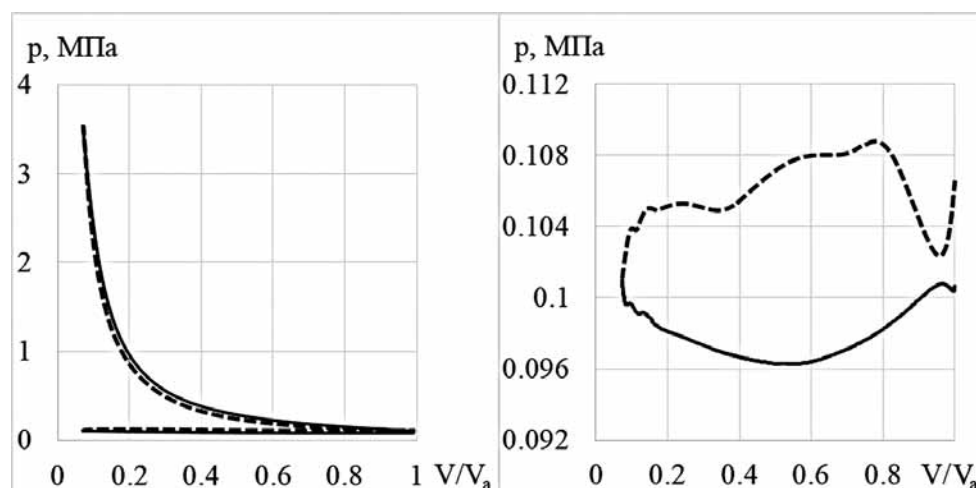


Рис. 9. Индикаторная диаграмма отключенного цилиндра при отключении цилиндров и штатной работе клапанов ($z = 1$)

диаграммы, соответствующая тактам впуска и выпуска.

Полученные в результате моделирования индикаторные диаграммы дают возможность оце-

происходит некоторое увеличение потерь на осуществление насосных ходов.

В результате закрытия в отключенных цилиндрах впускных клапанов (вариант $z = 2$) процесс

нить, прежде всего, влияние варианта работы системы газораспределения в отключенных цилиндрах на потери от насосных ходов. Отрицательная работа, затрачиваемая двигателем на осуществление насосных ходов, равна площади части индикаторной диаграммы, ограниченной процессами впуска и выпуска и изображенной справа на рис. 7–15.

Гистограмма зависимости мощности насосных ходов от варианта функционирования системы газораспределения в отключенных цилиндрах ($z = 1-4$) по сравнению с работой двигателя со всеми работающими цилиндрами ($z = 0$) для рассмотренного режима двигателя дана на рис. 16. Черным цветом показана мощность насосных ходов в работающем цилиндре, серым цветом — в отключенном.

Анализ представленных диаграмм показывают, что при штатной работе клапанов в отключенных цилиндрах (вариант $z = 1$) мощность насосных ходов в работающих цилиндрах становится меньше, чем при работе без отключения цилиндров (вариант $z = 0$), а в отключенных цилиндрах — больше. При данном варианте отключения цилиндров

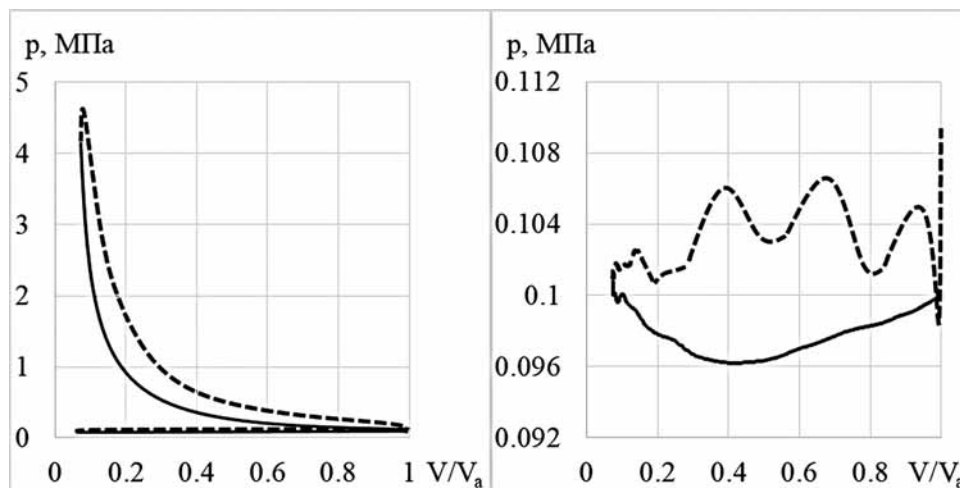


Рис. 10. Индикаторная диаграмма работающего цилиндра при отключении цилиндров и закрытых впускных клапанах ($z = 2$)

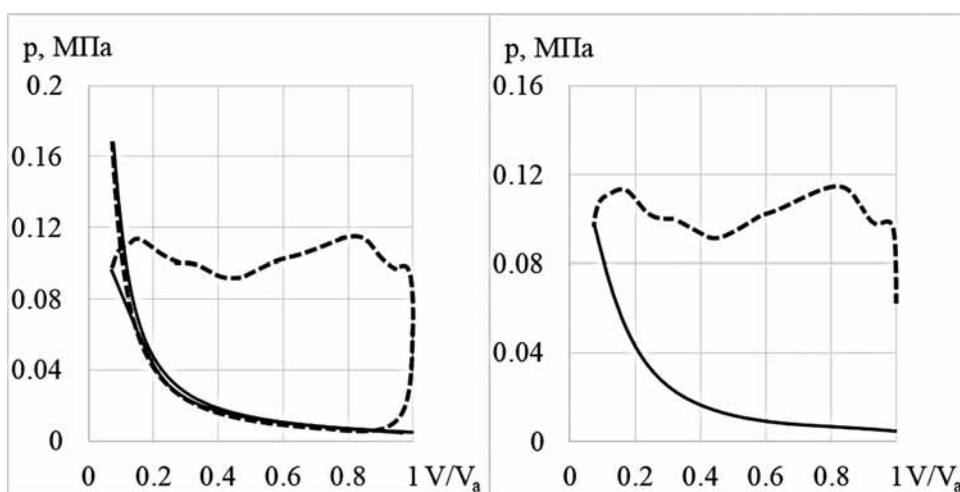


Рис. 11. Индикаторная диаграмма отключенного цилиндра при отключении цилиндров и закрытых впускных клапанах ($z = 2$)

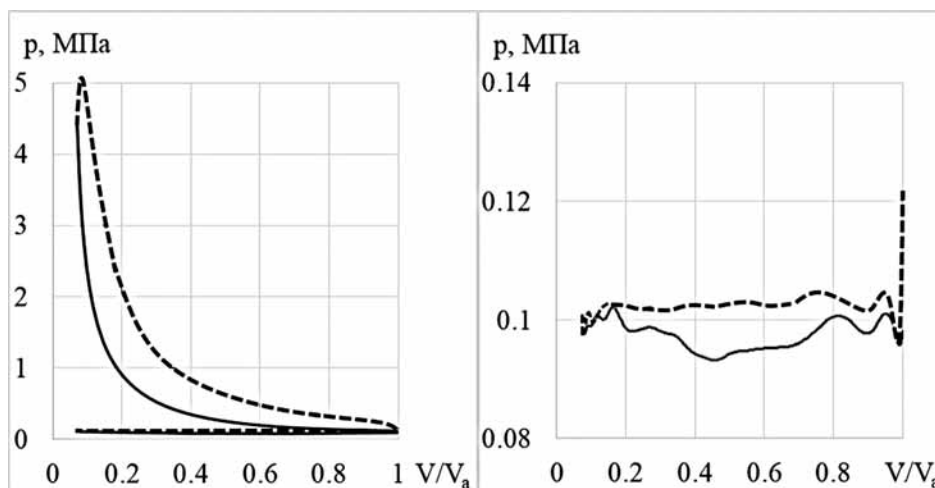


Рис. 12. Индикаторная диаграмма работающего цилиндра при отключении цилиндров и закрытых выпускных клапанах ($z = 3$)

впуска отсутствует, и, как это видно из рис. 10, при движении поршня к НМТ в отключенных цилиндрах образуется значительное разрежение (до 0,004 МПа), что увеличивает площадь диаграммы насосных ходов и затраты мощности на них возрастают. Из-за значительного разрежения на такте впуска такты сжатия и расширения проходят при давлениях, которые гораздо ниже

раммы насосных ходов и затраты мощности на них возрастают. Из-за значительного разрежения на такте впуска такты сжатия и расширения проходят при давлениях, которые гораздо ниже

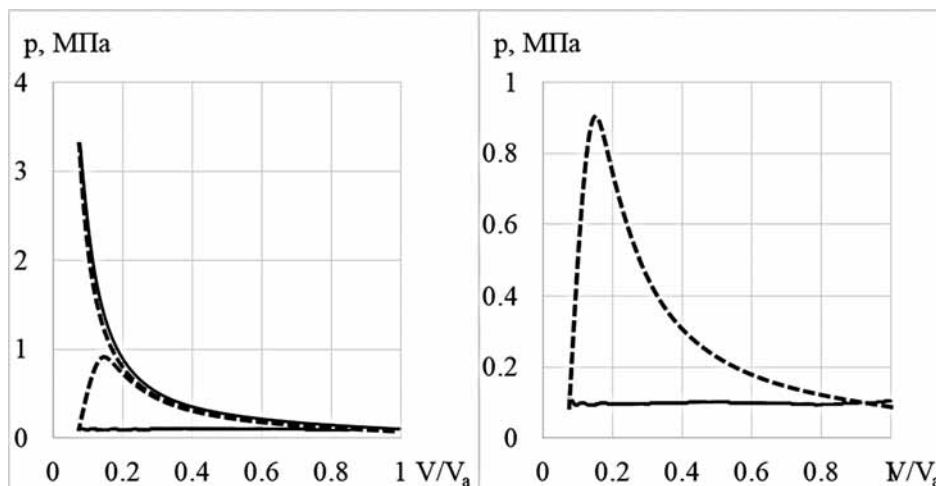


Рис. 13. Индикаторная диаграмма отключенного цилиндра при отключении цилиндров и закрытых выпускных клапанах ($z = 3$)

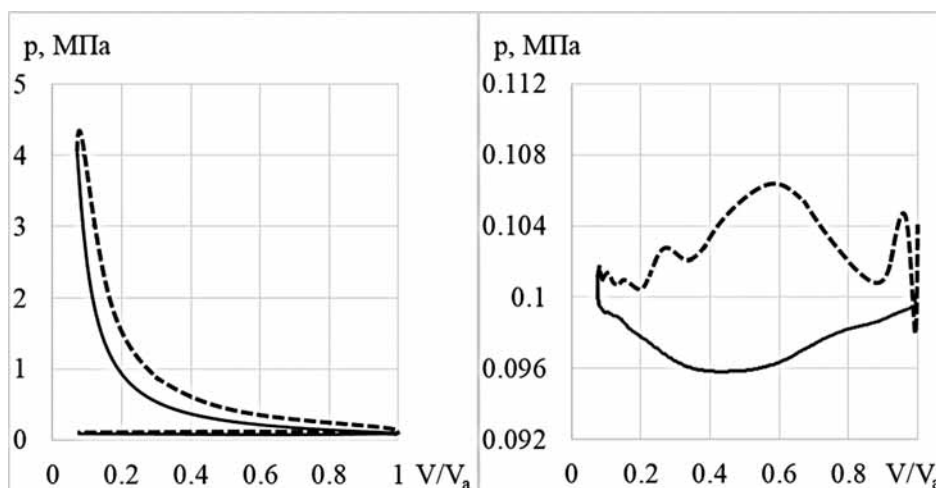


Рис. 14. Индикаторная диаграмма работающего цилиндра при отключении цилиндров и закрытых клапанах ($z = 4$)

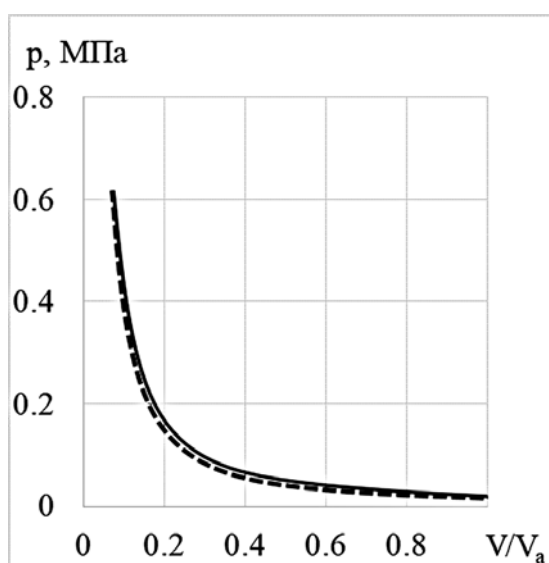


Рис. 15. Индикаторная диаграмма отключенного цилиндра при отключении цилиндров и закрытых клапанах ($z = 4$)

соответствующих давлений при штатной работе клапанов.

При закрытии в отключенных цилиндрах выпускных клапанов (вариант $z = 3$) движение поршня к ВМТ на такте выпуска, наоборот, приводит к увеличению давления в отключенных цилиндрах до 0,9 МПа (в момент открытия впускных клапанов). Площадь индикаторной диаграммы, характеризующая процессы наполнения и очистки цилиндров, значительно увеличивается, а затраты мощности на насосные ходы, как это видно из рис. 12, увеличиваются по сравнению с работой двигателя без отключения цилиндров.

При закрытии впускных и выпускных клапанов в отключенных цилиндрах наполнение и очистка этих цилиндров не происходит, в них устанавливается индикаторная диаграмма, соответствующая рис. 15 (получена перестроением диаграммы на рис. 3), в соответствии с которой процессы

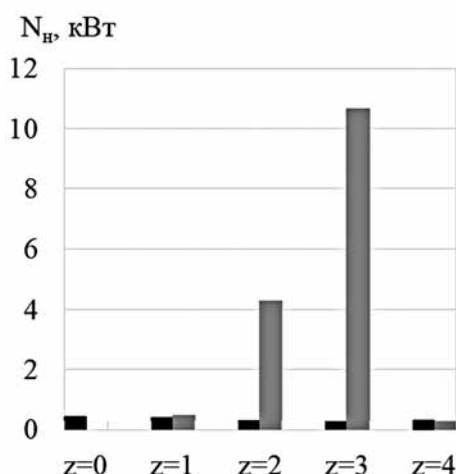


Рис. 16. Мощность насосных ходов

изменения давления на тактах впуска–выпуска и сжатия–расширения совпадают. При этом потери, которые характеризуют насосные ходы, наименьшие из всех рассмотренных вариантов работы, о чем свидетельствует гистограмма на рис. 16.

Выводы

Отличия в протекании рабочих процессов в работающих и отключенных цилиндрах удобно проанализировать по соответствующим индикаторным диаграммам.

Существенное влияние на вид индикаторных диаграмм в отключенных цилиндрах оказывает работа системы газораспределения. При закрытии всех клапанов в отключенных цилиндрах устанавливается индикаторная диаграмма, в которой процессы изменения давления на тактах впуска–выпуска и сжатия–расширения совпадают. Время установления диаграммы определяется суммарной площадью зазоров в поршневых кольцах, связывающих внутренний объем цилиндра с картерной полостью.

В зависимости от работы впускных и выпускных клапанов в отключенных цилиндрах в значительной степени изменяется работа насосных ходов. При штатной работе клапанов, а также при закрытии либо впускных, либо выпускных клапанов работа на тактах насосных ходов возрастает по сравнению с работой двигателя без отключения цилиндров. Наибольшие потери на насосные ходы получены при закрытии выпускных клапанов. Наименьшая работа на тактах, соответствующих впуску и выпуску, получена при закрытии в отключенных цилиндрах всех клапанов.

Потери на насосные ходы являются одним из основных факторов, влияющих на топливную

экономичность двигателя. Для рассматриваемого дизельного двигателя снижение удельного эффективного расхода топлива при отключении цилиндров на частичных режимах отмечено только при закрытии впускных и выпускных клапанов в отключенных цилиндрах.

Литература

1. Ding C. *et al.* Fuel efficient exhaust thermal management for compression ignition engines during idle via cylinder deactivation and flexible valve actuation. *International Journal of Engine Research*, 2016, vol. 17. — P. 619–630. doi: 10.1177/1468087415597413.
2. Zammit J.P. *et al.* The influence of cylinder deactivation on the emissions and fuel economy of a four-cylinder direct-injection diesel engine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2014, vol. 228. — P. 206–217. doi: 10.1177/0954407013506182.
3. Ramesh A.K. *et al.* Utilizing low airflow strategies, including cylinder deactivation, to improve fuel efficiency and aftertreatment thermal management. *International Journal of Engine Research*, 2017, vol. 18. — P. 1005–1016, doi: 10.1177/1468087417695897.
4. Патрахальцев Н.Н. и др. Повышение экономических и экологических качеств транспортного дизеля при работе на режимах малых нагрузок и холостых ходов // АвтоГазоЗаправочный Комплекс и Альтернативное топливо. — 2014. — № 12 (93). — С. 41–47.
5. Патрахальцев Н.Н., Анохина Т.С., Камышиников Р.О. Снижение расхода топлива и токсичности выбросов дизеля на режимах малых нагрузок при его регулировании изменением рабочего объема // Двигателестроение. — 2015. — № 1 (259). — С. 26–29.
6. Патрахальцев Н.Н., Петруня И.А., Камышиников Р.О., Савастенко Э.А. Оценка возможности повышения экономичности автомобиля регулированием рабочего объема двигателя // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 6. — С. 10–12.
7. Said M.F.M. *et al.* Investigation of Cylinder Deactivation (CDA) strategies on part load conditions. *SAE International*, 2014, doi:10.4271/2014-01-2549.
8. Kuruppu C., Pesiridis A., Rajoo S. Investigation of cylinder deactivation and variable valve actuation on gasoline engine performance. *SAE International*?2014, doi: 10.4271/2014-01-1170.
9. Izwan Hamid, Mohd Farid Muhamad Said, Mohd Fadzil Mohamad Nor, Zulkarnain Abdul Latiff. Investigation of cylinder deactivation strategies for better fuel consumption using 1-D simulation method. *The 8th International Meeting on Advances in Thermofluids*, 2015.
10. GT SUITE, Version 7.3, Gamma Technologies, Inc, Westmont, Illinois, 1996–2012.

УРАВНОВЕШИВАНИЕ V-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С УГЛОВЫМ СМЕЩЕНИЕМ ШАТУННЫХ ШЕЕК РЯДОМ РАСПОЛОЖЕННЫХ ШАТУНОВ

П.Р. Вальехо Мальдонадо, РУДН, Россия

Н.Д. Чайнов, д.т.н., проф, МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Рассматриваются вопросы уравнивания поршневых четырехтактных двигателей, представляющих собой квази-V-образную компоновку, с различными углами развала цилиндров, угловыми смещениями шатунных шеек рядом расположенных шатунов, дезаксажем и равномерным чередованием вспышек. Предложен способ уравнивания моментов сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс в подобных двигателях.

Введение

Одной из тенденций двигателестроения является создание автомобильных двигателей повышенной объемной мощности, с равномерным чередованием вспышек и улучшенным уравниванием неуравновешенных сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов.

Распространенным способом повышения объемной мощности автомобильных двигателей является применение квази-V-образной схемы расположения цилиндров с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ), имеющим общую для двух смежных цилиндров шатунную шейку. При этом в квази-V-образных двигателях при несовпадении (или отсутствии кратности) угла развала цилиндров и углов между кривошипами равномерность чередования вспышек в цилиндрах не соблюдается, что ведет к усилению вибраций и структурного шума, издаваемого двигателем (рис. 1) [1, 7, 11, 17].

С целью обеспечить равномерное чередование вспышек в квази-V-образных двигателях ведущие автомобилестроительные фирмы используют коленчатые валы с угловым $\gamma_{ш}$ смещением шатунных шеек соседних левого и правого цилиндров (рис. 2) каждой секции коленчатого вала [12–14].

Для четырехтактных двигателей с числом цилиндров i и их углом развала

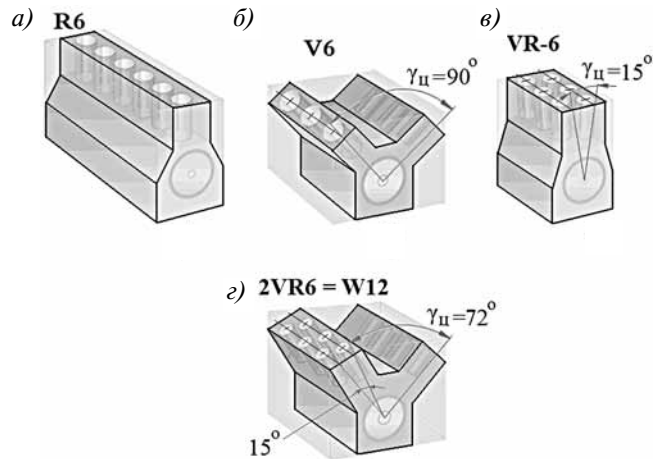


Рис. 1. Габаритные размеры 6-цилиндровых двигателей:

$\gamma_{ц}$ — угол развала цилиндров;

а — двигатель Toyota серии 1JZ-GE, ($N_e = 147$ кВт; $\varepsilon = 10,1$; $n = 6000$ об/мин); б, в, г — двигатель соответственно V6×90°, VR-6, W12 (см. табл. 1)

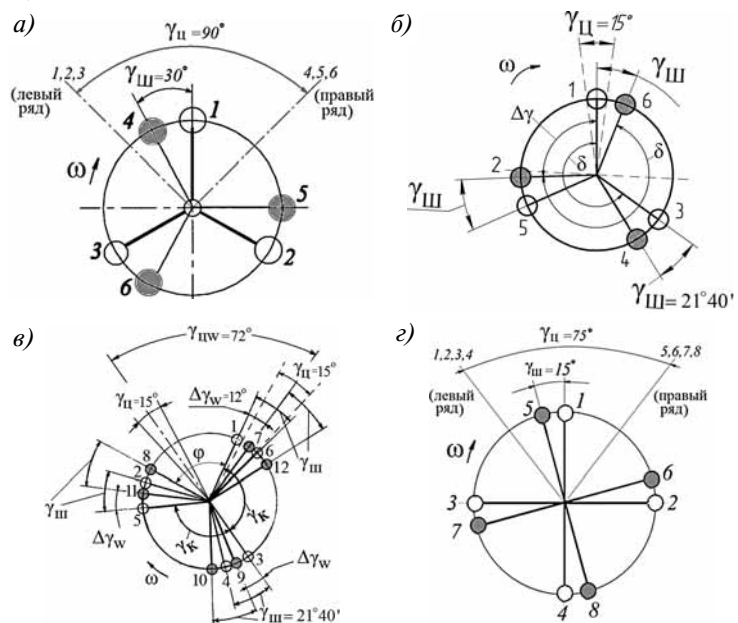


Рис. 2. Расположение кривошипов коленчатого вала, обеспечивающее равномерное чередование вспышек в четырехтактном V-образном двигателе:

а — 6-цилиндровый с углом развала цилиндров 90°; б — 6-цилиндровый типа VR с углом развала цилиндров 15°; в — 12-цилиндровый типа W12 (классификация концерна «Volkswagen») с углом развала цилиндров 72°; г — 8-цилиндровый с углом развала цилиндров 75°

$\gamma_{ц}$ необходимую величину углового смещения $\gamma_{ш}$ шеек можно определить по формуле (1)

$$\gamma_{ш} = (720/i) - \gamma_{ц}. \quad (1)$$

При наличии дезаксажа $\gamma_{ш}$ определяется по формуле [3, 4]

$$\gamma_{ш} = \gamma_{ц} + 2|\varphi_{ВМТ}|, \quad (2)$$

где $|\varphi_{ВМТ}| = \arcsin(\lambda K/(1 + \lambda))$ — абсолютное значение угла поворота кривошипа относительно оси цилиндра в дезаксиальном КШМ при положении механизма в ВМТ; K — относительное смещение оси цилиндра; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Значение $|\varphi_{ВМТ}|$ необходимо учитывать при определении формы коленчатого вала [7, 15, 16].

Дезаксаж, например, в двигателе VR-6 и его семействе (VR-5, W-10, W-12) необходим для предотвращения пересечения стенок цилиндров в их нижней части. Поэтому оси правых цилиндров (рис. 3) имеют положительный дезаксаж, а оси левых цилиндров смещены относительно оси коленчатого вала в отрицательном направлении.

Применение дезаксажа в двигателе VR-6 может привести к усилению износа пар цилиндр–поршень, расположенных в левом ряду по сравнению с парами, расположенными в правом ряду. Это объясняется тем, что при положительном смещении оси цилиндра уменьшается угол отклонения шатуна $\beta_{(6)}$ во время прямого хода поршня ($\varphi \approx 0^\circ$), обеспечивая уменьшение боковой силы $N_{(6)}$, прижимающей поршень к стенке цилиндра на такте расширения (рис. 4, з). Одновременно возрастает угол отклонения шатуна $\beta_{(6)}$ во время обратного хода поршня, и, соответственно, увеличивается сила $N_{(6)}$, прижимающая поршень к противоположной стенке цилиндра на такте сжатия ($\varphi \approx 540^\circ$). При этом получается более равномерный износ пар цилиндр–поршень, расположенных в правом ряду.

При отрицательном смещении оси цилиндра увеличивается угол отклонения шатуна $\beta_{(1)}$ во

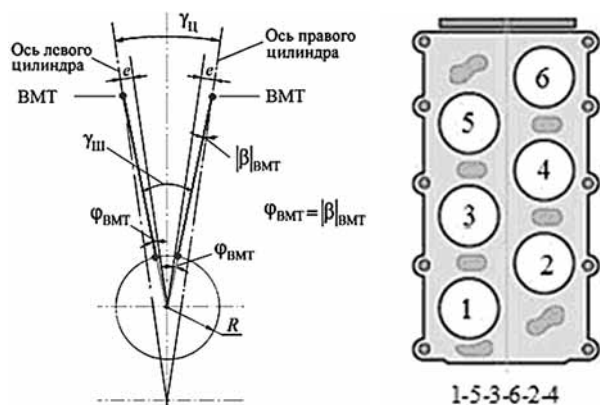


Рис. 3. Кинематическая схема двигателя VR-6 с дезаксиальным КШМ

время прямого хода поршня ($\varphi \approx 360^\circ$), обеспечивая увеличение боковой силы $N_{(1)}$, прижимающей поршень к стенке цилиндра на такте расширения (см. рис. 4, з). Это приводит к усилению износа [8–10]. Одновременно снижается угол отклонения шатуна $\beta_{(1)}$ во время обратного хода поршня, при этом уменьшается сила $N_{(1)}$, прижимающая поршень к противоположной стенке цилиндра на такте сжатия ($\varphi \approx 180^\circ$), что усиливает неравномерность износа пар цилиндр–поршень, расположенных в левом ряду.

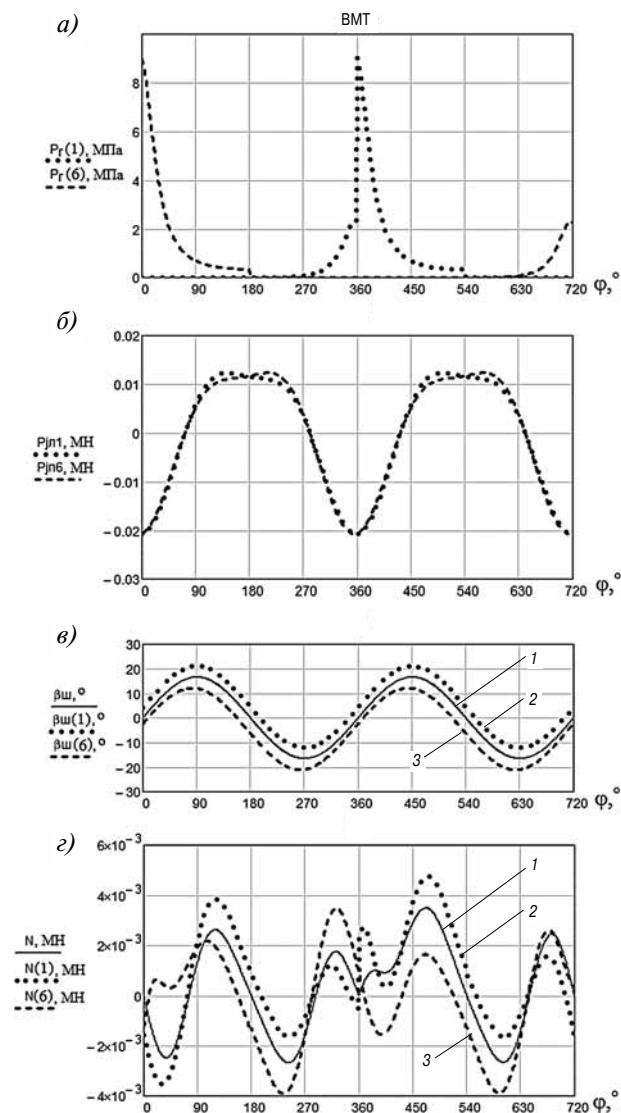


Рис. 4. Изменение давления (P_T) в цилиндре двигателя VR-6; сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс (P); отклонения шатуна (β); боковой силы (N), перпендикулярной к оси цилиндра от угла поворота кривошипа, град:

при $R = 0,0475$ м; $n = 6300$ об/мин; $\lambda = 0,283$; при массе возвратно-поступательно движущихся деталей $m_j = 0,781$ кг; порядке работы цилиндров 1-5-3-6-2-4;

1 — двигатель с центральным КШМ; 2 — первый цилиндр с отрицательным дезаксажем; 3 — шестой цилиндр с положительным дезаксажем

Основные параметры двигателей

Параметры	Модель автомобиля			
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
	E280	Golf	Audi-A8	Gelendwagen G400 CDI
Тип двигателя*	1	1	1	2
Концерн	Mercedes-Benz	Volkswagen	Volkswagen	Mercedes-Benz
Диаметр цилиндра (<i>D</i>), мм;	89,9	84,5	84,0	86,0
Ход поршня (<i>S</i>), мм	73,5	95,0	90,168	86,0
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (λ)	0,239	0,283	0,283	0,279
Номинальная частота вращения (<i>n</i>), об/мин	5500	6300	6000	4000
Степень сжатия (ϵ)	10,0	11,3	10,75	18
Эффективная мощность (<i>N_e</i>), кВт	162	185	309	184
Дезаксаж (<i>e</i>), мм	0	±12,5	±12,5	0
Относительное смещение оси цилиндра по модулю ($K = e/R$)	0	±0,263	±0,263	0
Число цилиндров (<i>i</i>)	6	6	12	8
$\gamma_{ш}$	30°	21°40'	21°40'	15°

* 1 — с искровым зажиганием; 2 — дизель.

Смещение шатунных шеек в пределах одной секции коленчатого вала (одного колена) при квази-V-образном расположении осей цилиндров соответствующей секции блока цилиндров вносит ряд особенностей в расчет динамики подобных двигателей, включая уравновешивание сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс и их моментов.

В таблице приведены основные параметры двигателей, представленных на рис. 1.

Для удобства определения суммарной силы инерции первого и второго порядков используются проекции этих сил на оси *x* и *y* (рис. 5). Моменты этих сил определяются относительно центральной точки «о» коленчатого вала (рис. 5). Соответ-

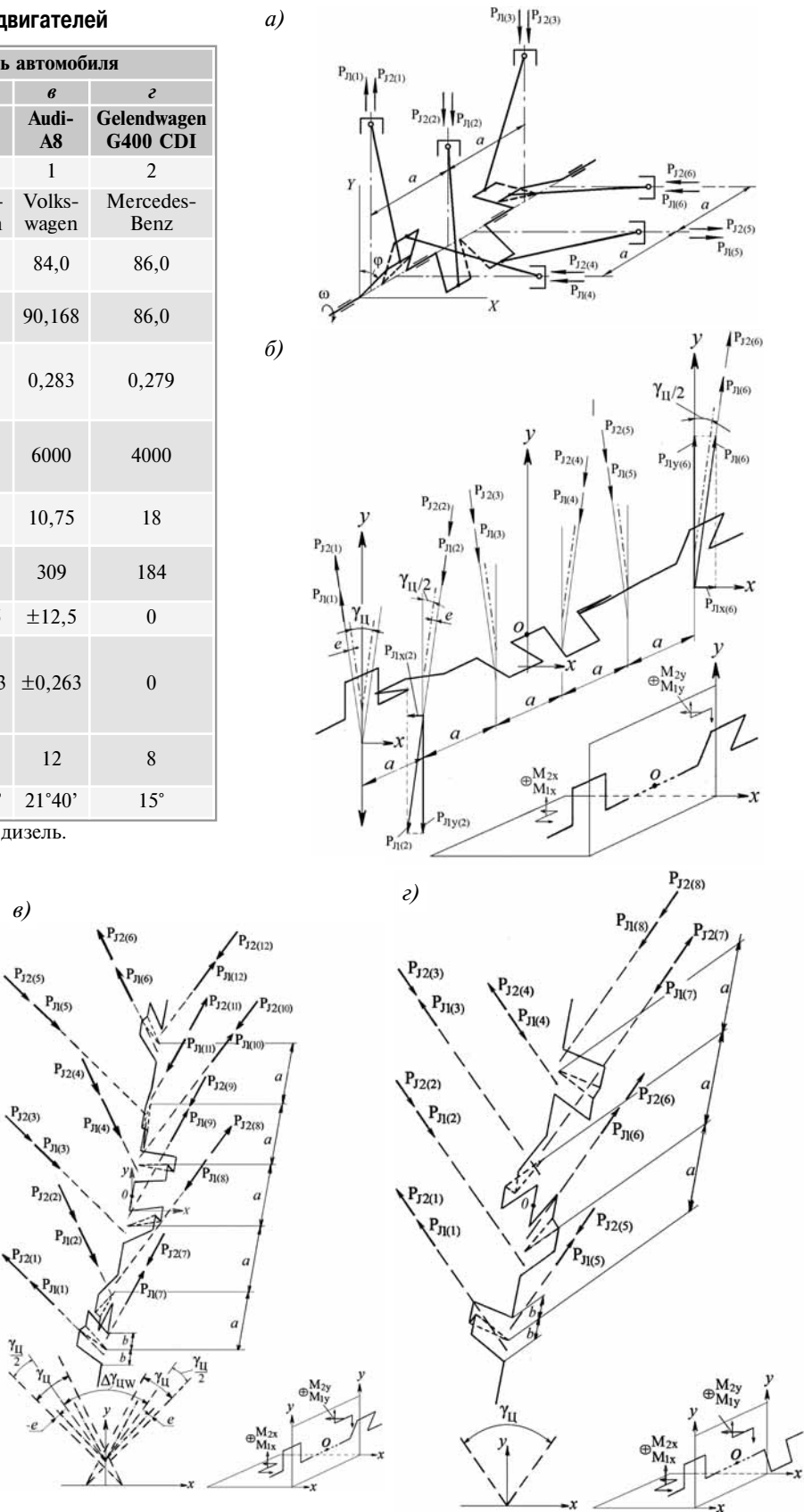


Рис. 5. Составляющие сил инерции и их моменты:

a — 6-цилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 90°; *б* — 6-цилиндрового двигателя типа VR с углом развала цилиндров 15°; *в* — 12-цилиндрового двигателя типа W12 (концерн «Volkswagen» принимает такую классификацию) с углом развала блоков цилиндров 72°; *г* — 8-цилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 75°

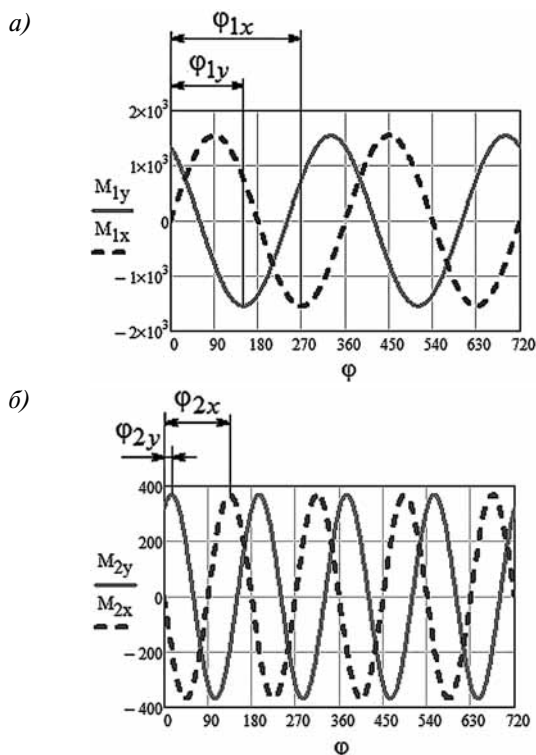


Рис. 6. Графики изменения моментов сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, Нм, в плоскостях осей y и x двигателя V6x90x30:
 a — от сил инерции первого порядка; b — от сил инерции второго порядка

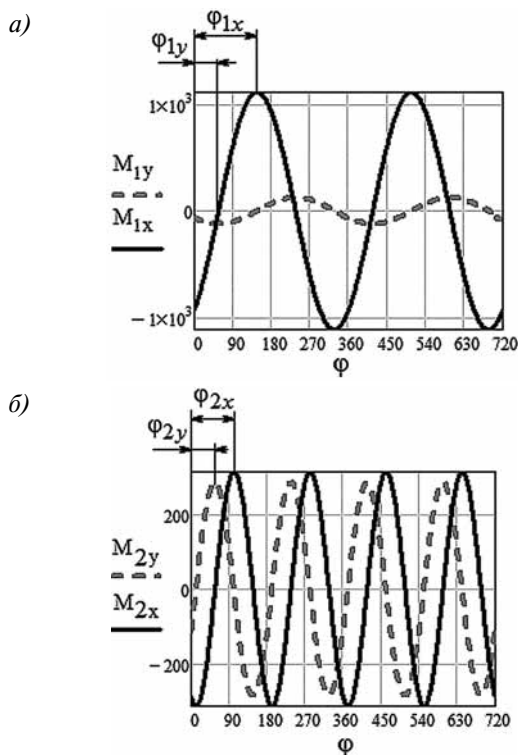


Рис. 7. Графики изменения моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, Нм, в плоскостях осей y и x двигателя VR-6:
 a — от сил инерции первого порядка; b — от сил инерции второго порядка

вующие уравнения, необходимые при динамических расчетах выше указанных двигателей, представлены в работах [2–6]. В них показано, что силы инерции первого и второго порядков от возвратно-поступательно движущихся масс, а также от вращающихся масс уравновешены. Изменение величин неуравновешенных моментов этих сил показано на рис. 6–9. Исключение — моменты сил инерции второго порядка двигателя V8x75x15.

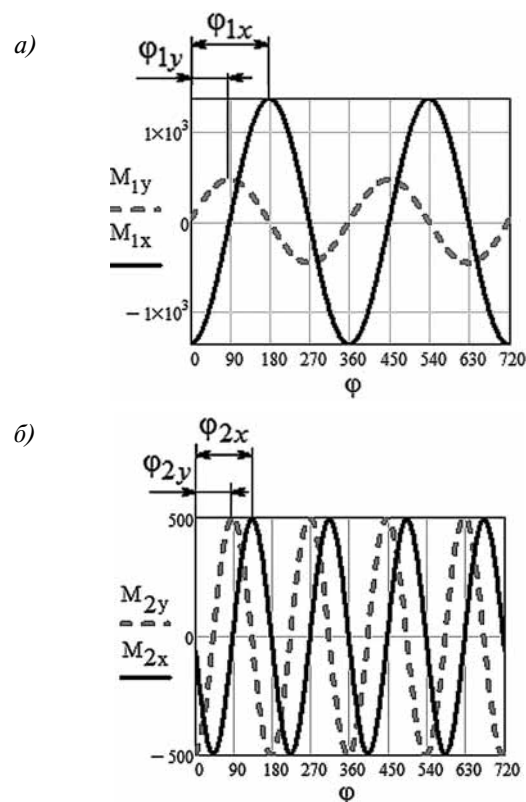


Рис. 8. Графики изменения моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, Нм, в плоскостях осей y и x двигателя W-12:
 a — от сил инерции первого порядка; b — от сил инерции второго порядка

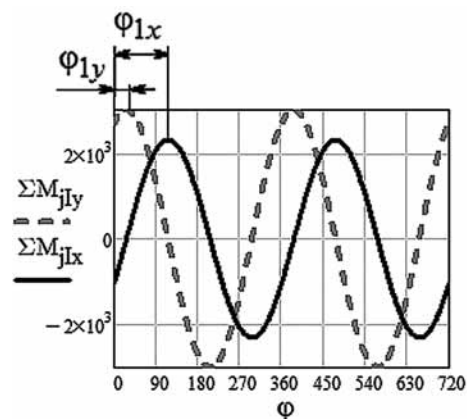


Рис. 9. Графики изменения моментов сил инерции первого порядка, Н·м, двигателя V8x75x15

Полное уравнивание каждого из моментов M_{1y} и M_{1x} достигается с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополни-

тельных валах, параллельных оси коленчатого вала и вращающихся в разные стороны с угловыми скоростями ω и $-\omega$ (рис. 10–13).

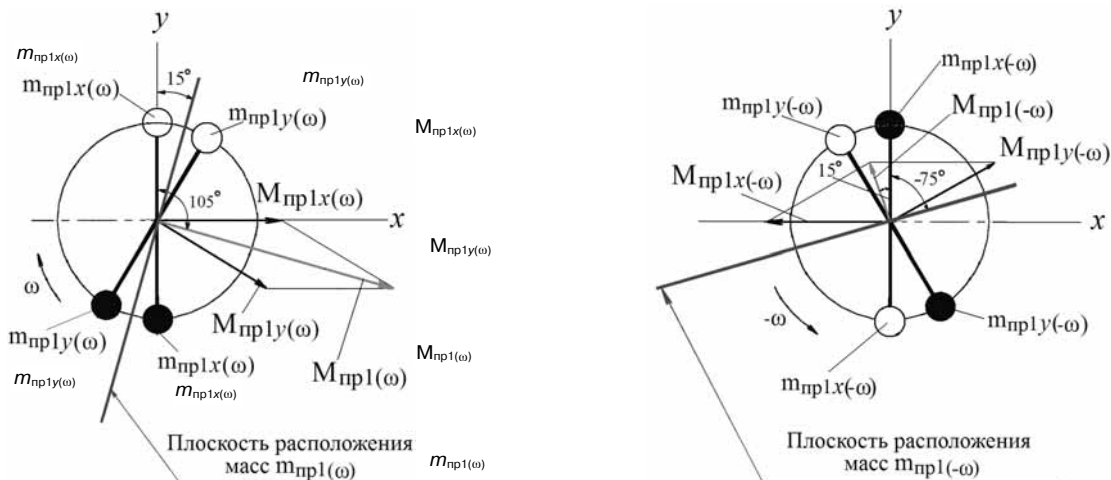


Рис. 10. К уравниванию моментов от сил инерции 1-го порядка двигателя V6×90×30

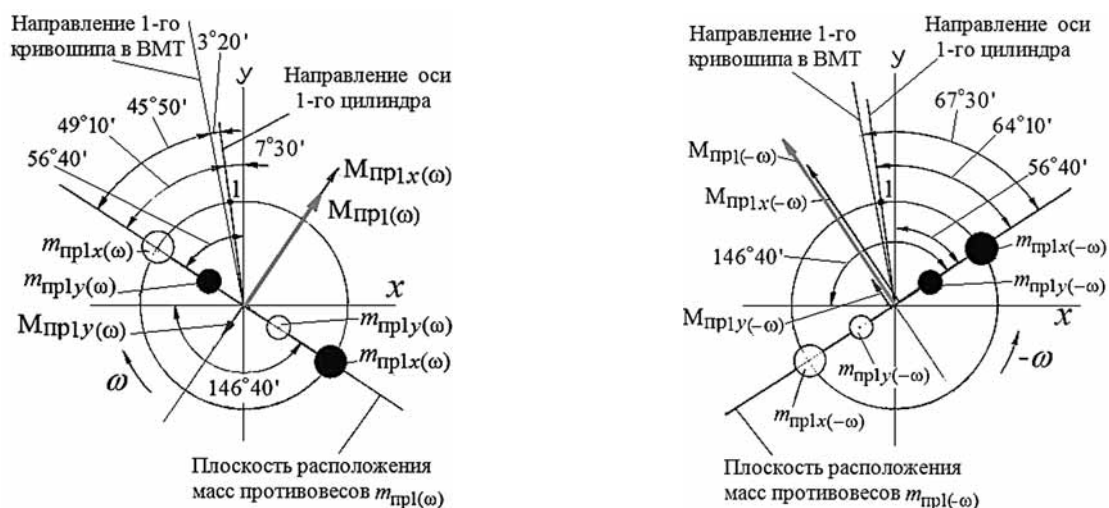


Рис. 11. К уравниванию моментов от сил инерции первого порядка ($\varphi = 0$) двигателя VR-6

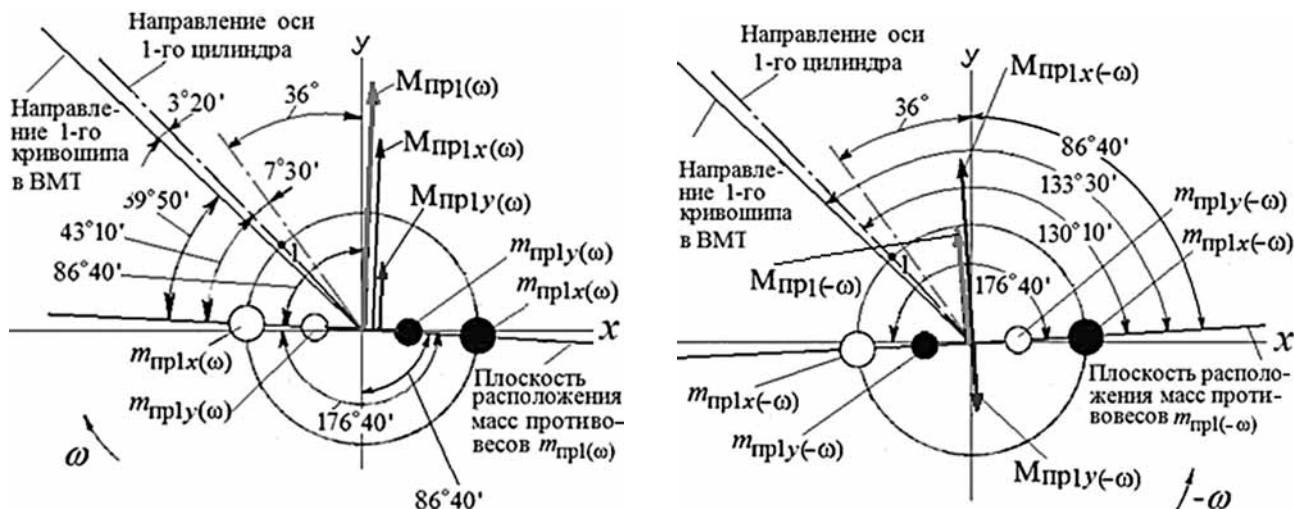


Рис. 12. К уравниванию моментов от сил инерции первого порядка ($\varphi = 0$) двигателя W-12

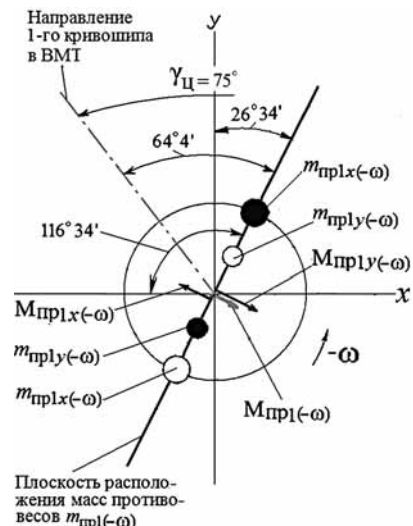
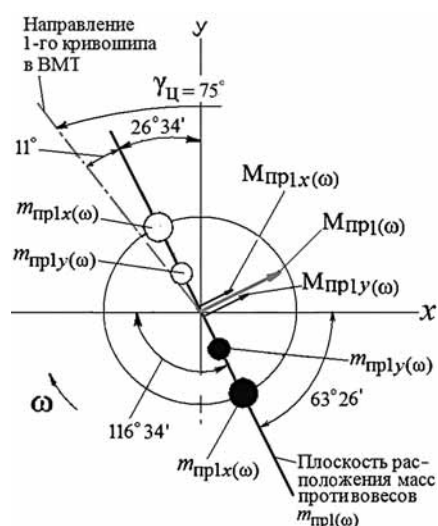


Рис. 13. К уравниванию моментов сил инерции первого порядка ($\varphi = 0$) двигателя V8×75×15

Аналогично расчетам моментов от сил инерции 1-го порядка, полное уравнивание каждого из моментов M_{2y} и M_{2x} достигается с помощью четырех противовесов, установленных

также на двух дополнительных валах, вращающихся в противоположных направлениях с угловыми скоростями 2ω и -2ω (рис. 14–16).

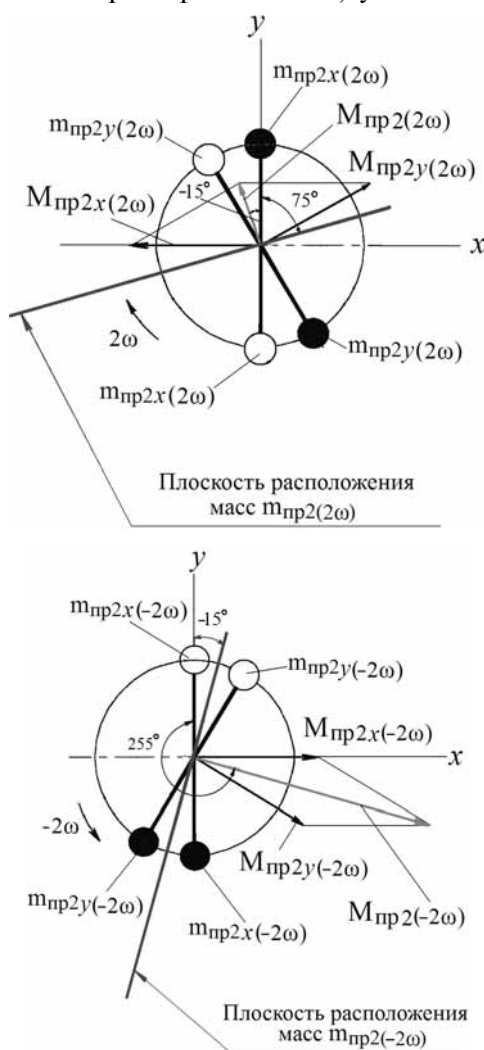


Рис. 14. К уравниванию моментов от сил инерции 2-го порядка двигателя V6×90×30

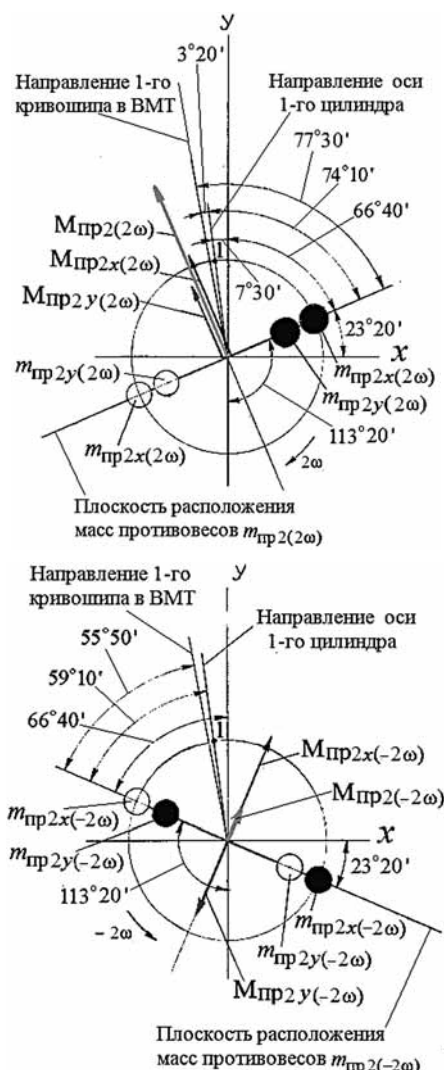


Рис. 15. К уравниванию моментов от сил инерции второго порядка ($\varphi = 0$) двигателя VR-6

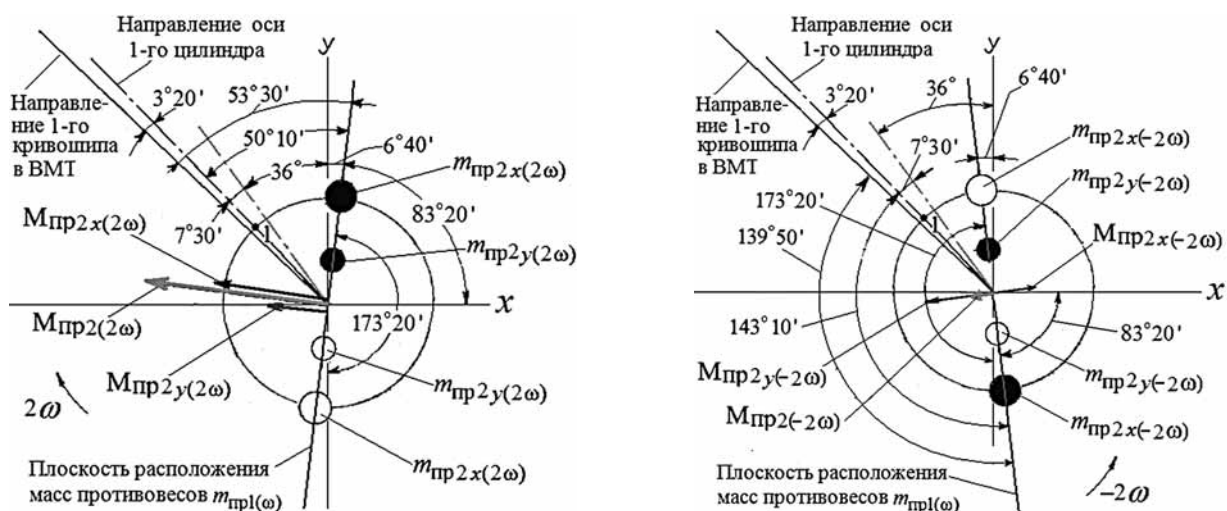


Рис. 16. К уравновешиванию моментов сил инерции второго порядка ($\varphi = 0$) двигателя W-12

Уравновешивание моментов от центробежных сил в подобных двигателях также достигается с

помощью двух противовесов, установленных на коленчатом валу (рис. 17–20).

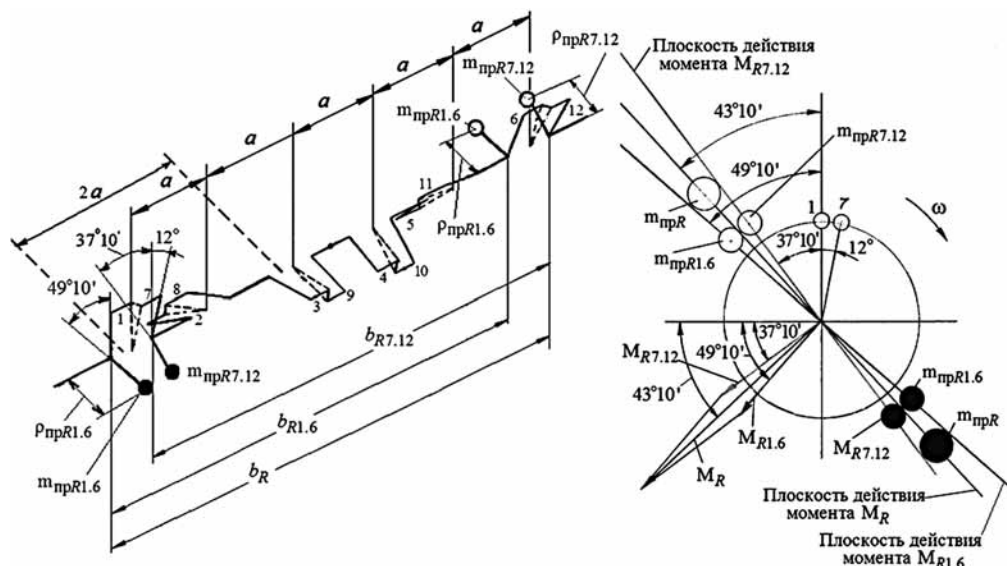


Рис. 17. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции V6x90x30

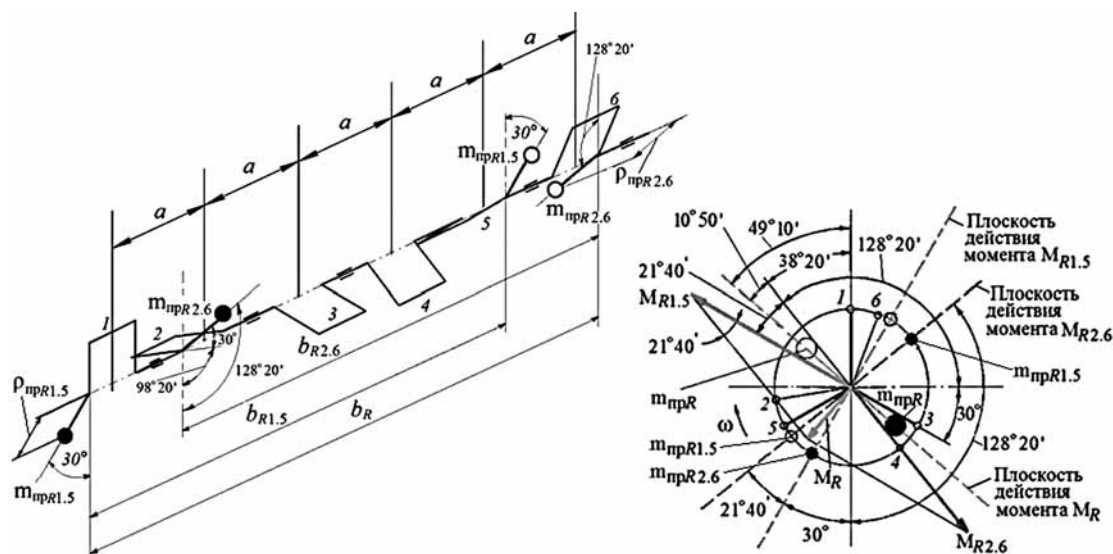


Рис. 18. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции VR-6

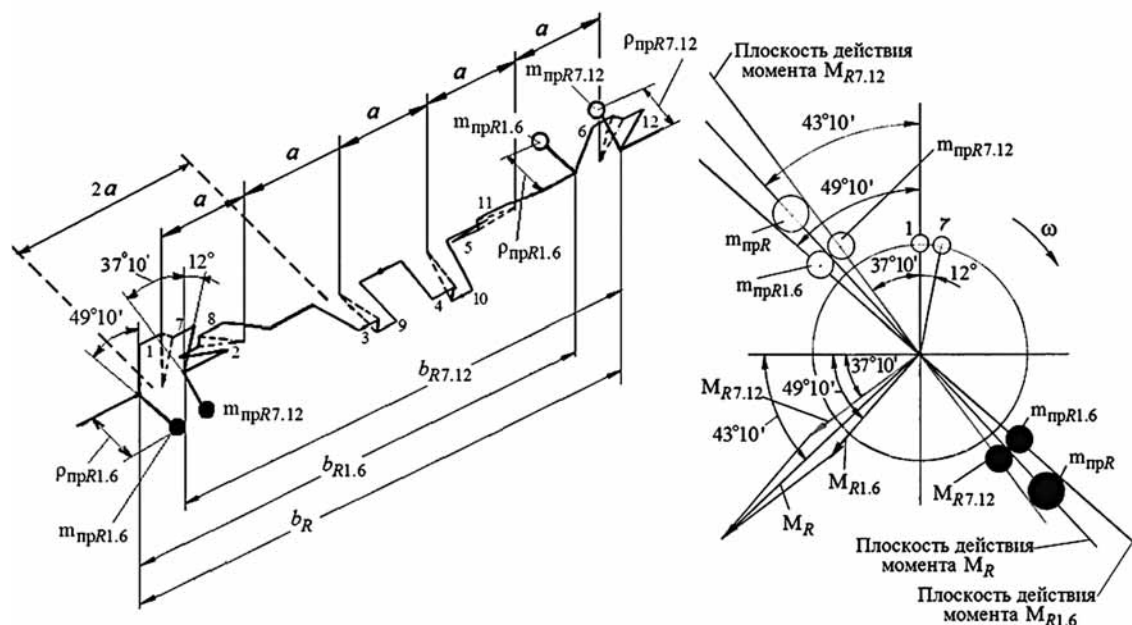


Рис. 19. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции W-12

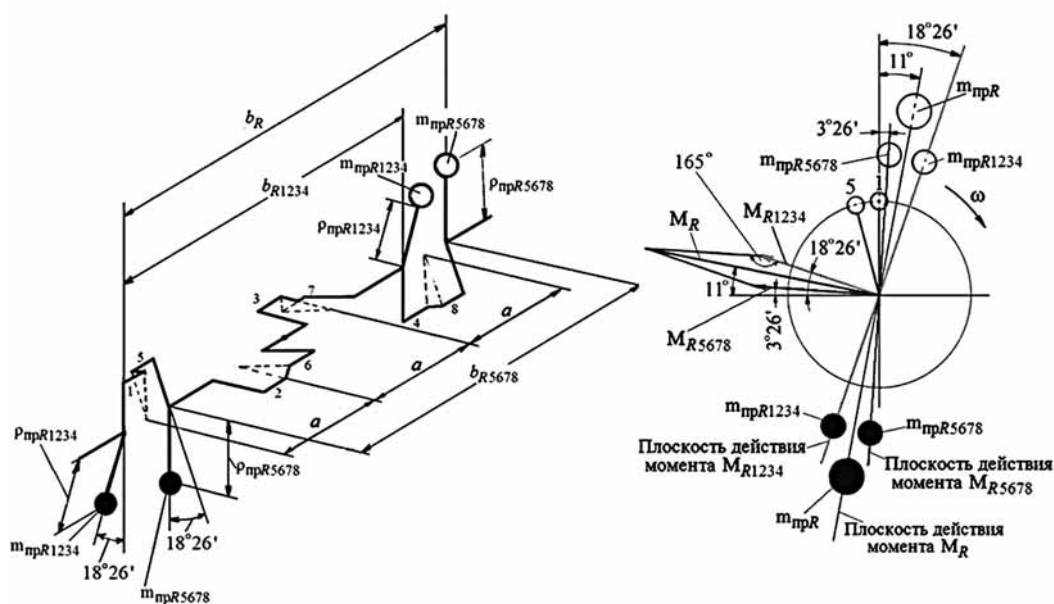


Рис. 20. Уравновешивание момента от центробежных сил инерции V8×75×15

Вывод

Проведенный анализ показывает, что для уравновешивания моментов всех сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс в вышеуказанных двигателях достаточно двух пар дополнительных валов с противовесами, которые совместно вращаются с угловыми скоростями $\pm\omega$ и $\pm 2\omega$ соответственно. При использовании коленчатого вала (ω) в качестве одного из уравновешивающих валов можно оставить три дополнительных вала с противовесами. Один из них вместе с противовесами вращается с угловой скоростью $-\omega$, а остальные два вращаются в противоположных друг другу направлениях с

угловыми скоростями 2ω и -2ω . Выбор величин масс противовесов представлен в работах [2–6].

Данная методика может применяться при динамическом анализе уравновешивания четырехтактного двигателя, имеющего V-образную компоновку с разными углами развала цилиндров, угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов, с учетом дезаксажа и равномерным чередованием вспышек.

Литература

1. Сегаль В.Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. — Л. : Машиностроение, 1974. — 248 с.

2. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание V-образного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек // Грузовик. — 2015. — № 6. — С. 14–20.

3. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание 6-цилиндрового четырехтактного двигателя типа VR с углом развала цилиндров 15° и дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом // Грузовик. — 2016. — № 5. — С. 3–13.

4. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание 12-цилиндрового четырехтактного двигателя типа W дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Ч. 1 // Грузовик. — 2017. — № 11. — С. 3–7.

5. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С., Чайнов Н.Д. Уравновешивание 12-цилиндрового четырехтактного двигателя типа W дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Ч. 2 // Грузовик. — 2017. — № 12. — С. 3–7.

6. Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Уравновешивание 8-цилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 75° // (передана в печать) Грузовик. — 2019. — № 1.

7. Конструирование и расчет поршневых двигателей: учебник для студентов вузов / Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мягков; под ред. Н.Д. Чайнова. — М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. — 536 с.

8. Кинематический и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном V-образного двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad: Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов / П.Р. Вальехо Мальдонадо, Д.К. Гришин, Н.Д. Чайнов. — М. : МГМУ МАМИ, 2012. — 120 с.

9. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К., Автоматизированное построение теоретической программы износа шатунной шейки коленчатого вала двигателя. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014613323 от 25.03.2014.

10. Вальехо Мальдонадо П.Р., Руновский К.С. Автоматизированное построение теоретической диаграммы износа подшипника скольжения шатунной шейки коленчатого вала двигателя и определение средней нагрузки на шатунный подшипник за период максимальных давлений в нем (ПО «АПТИПОДСШ КВД»). Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016615126 от 17.05.2016.

11. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Динамика и конструирование: учебник / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев и др.; под ред. В.Н. Луканина — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 2007. Кн. 2. — 400 с.

12. Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей: учебное пособие. — М. : Машиностроение, 2003. — 464 с.

13. Григорьев Е.А. Периодические и случайные силы, действующие в поршневом двигателе. — М. : Машиностроение, 2002. — 272 с.

14. Григорьев Е.А. Анализ уравновешенности десятицилиндровых двигателей // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 28–30.

15. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. — М. : Высшая школа, 1972. — 327 с.

16. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учеб. пособие для машиностроительных вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». — М. : Машиностроение, 1989. — 256 с.

17. Гусаров В.В. Уравновешивание поршневых двигателей: учебное пособие. — М. : МГИУ, 2010. — 134 с.

СГОРАНИЕ И ТЕПЛОВыДЕЛЕНИЕ В ДИЗЕЛЕ, РАБОТАЮЩЕМ НА СМЕСЕВОМ СПИРТОВОМ ТОПЛИВЕ

В.А. Лиханов, д.т.н., проф., О.П. Лопатин, к.т.н, доц.,
Вятская государственная сельскохозяйственная академия

Обоснована целесообразность использования в малоразмерных высокооборотных дизелях смесового топлива на основе метилового и этилового спиртов. Рассмотрены способы их получения и применения в высокооборотных дизелях. Проведено микроскопирование спирто-топливных эмульсий (СТЭ). Для исследованных СТЭ стабильность к коалесценции составила от 4 до 6 суток. Представлены результаты экспериментальных исследований по влиянию метанола-топливной (МТЭ) и этанола-топливной эмульсий (ЭТЭ) на индикаторные показатели, характеристики процесса сгорания и тепловыделения высокооборотного дизеля размерности Ч11/12,5. Определены значения показателей процесса сгорания и характеристик тепловыделения: при работе на дизельном топливе, МТЭ и ЭТЭ.

В то время как для сохранения природных ресурсов применяются законодательные ограничения в отношении использования ископаемых видов топлива, все большее внимание привлекают в качестве перспективных устойчивых источников энергии смесовые спиртовые топлива на основе метанола и этанола. Метанол (CH_3OH) рассматривается как один из видов оптимального топлива для ДВС, а этанол ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$) считается одним из важнейших компонентов биотоплива и перспективным альтернативным топливом для ДВС. Поскольку цены на нефть растут по мере накопления в атмосфере парниковых газов и ужесточения законодательных нормативов в области охраны окружающей среды, для решения этих проблем необходимо использовать новые возобновляемые и экологически безопасные виды топлива. Метанол и этанол потенциально могут привести к некоторым решениям этих проблем, так как для их производства существуют достаточно обильные ресурсы и эти спирты характеризуются относительно низкими выбросами вредных веществ при горении [1].

В настоящее время существует достаточно способов получения спиртов в качестве альтернативного топлива из различных исходных материалов (биомасса, природный газ, коксовый



газ, углекислый газ и др.). Этанол в основном производится путем ферментации из двух исходных материалов, которые представляют собой сырье на основе крахмала, включая кукурузу, зерна, ячменя, зернового сорго, сахарного сырья, включая фрукты, сахарного тростника, цитрусовой патоки, тростникового сорго, сахарной свеклы. Кроме того, существуют способы для производства этанола из целлюлозных материалов, таких как древесные или бумажные отходы. Помимо этих исходных материалов, этанол получают путем гидратации этилена [2, 3].

Этанол может быть получен прямой ферментацией сахаров с дрожжами, из лигноцеллюлозных материалов и каталитической гидратацией этилена (рис. 1).

Процессы, необходимые для производства биоэтанола из различных сырьевых материалов, приведены в табл. 1.

Метанол — самый простой спирт и известен как древесный спирт из-за способа получения путем пиролиза древесины. В настоящее время метанол широко используется в качестве товарного химиката. Он непосредственно используется и представляет собой сырье для производства многих спиртов, жидких топлив, химикатов и

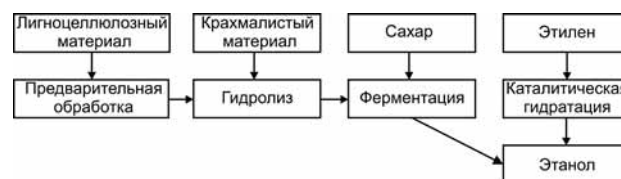


Рис. 1. Способы получения этанола

Таблица 1

**Технологии производства биоэтанола
из различных сырьевых материалов**

Сырье	Обработка
Дерево	Кислотный гидролиз + ферментация
Дерево	Ферментативный гидролиз + ферментация
Солома	Кислотный гидролиз + ферментация
Солома	Ферментативный гидролиз + ферментация
Пшеница	Солодка + ферментация
Карамельная тросточка	Ферментация
Сахарная свекла	Ферментация
Зерно кукурузы	Ферментация
Кукурузный стебель	Кислотный гидролиз + ферментация
Сладкий сорго	Ферментация

пластмасс, но в основном используется при производстве других химических веществ. Метанол можно получать из возобновляемых и невозобновляемых ископаемых видов топлива, включая природный газ, уголь, биомассу, углекислый газ, находящийся в атмосфере либо в составе дымовых газов, образующихся в результате сжигания ископаемых видов топлива, а также из отходов, содержащих в своей структуре углерод. Эффективность синтеза метанола из различных материалов существенно различается, но наиболее доступным сырьем для синтеза метанола является природный газ. При этом эффективность его синтеза составляет более 70 % [4, 5].

Самое большое преимущество метанола и этанола как моторного топлива — это наличие в их составе кислорода. Дизельное топливо не содержит атомов кислорода, тогда как в составе метанола содержится 10, а этанола — 50 % кислорода по массе. Поэтому для снижения токсичности отработавших газов метанол и этанол могут применяться в высокооборотных дизелях в составе смесей биотоплива с дизельным топливом [6].

Анализ работ, проводимых в Российской Федерации и за рубежом по исследованию возможности применения метанола и этанола в качестве моторного топлива для высокооборотных малоразмерных дизелей, позволяет сделать вывод о том, что они ведутся в различных направлениях, как при создании новых моделей дизелей, разработанных для работы на спирте, так и при модернизацией дизелей, выпускаемых серийно и оборудованных для работы на спиртовом топливе без значительных конструктивных изменений [7].

Известны также различные способы применения спиртового топлива в высокооборотных малоразмерных дизелях. Так, например, известны

системы отдельной подачи спирта и дизельного топлива в камеру сгорания дизеля. Использование двухтопливных систем позволяет обеспечить максимально возможное замещение дизельного топлива спиртом (до 90 %), и значительно снизить токсичность и дымность отработавших газов [8].

Используют карбюрирование или впрыскивание спирта во впускную систему в сочетании с принудительным воспламенением топливной смеси. При карбюрировании спирта во впускную систему в сочетании с впрыскиванием дизельного топлива в цилиндр дизеля, кроме снижения токсичности отработавших газов, могут решаться задачи оптимального управления количеством подаваемых отдельно видов топлива в диапазоне эксплуатационных режимов работы. При этом необходим подогрев смеси с целью исключения отрицательного эффекта понижения температуры заряда вследствие затрат теплоты на испарение спирта. Однако следует отметить необходимость весьма существенных затрат на переоборудование дизеля для работы по вышеописанным способам [9].

Значительно повышается эффективность применения спирта при наличии турбонаддува. Свежий заряд воздуха, попадая в турбокомпрессор, сжимается, что вызывает повышение температуры и исключает необходимость предварительного его прогрева (что особенно важно в холодное время года). Спирт, впрыснутый в поток теплого воздуха, легко испаряется и спирто-воздушная смесь нагнетается в камеру сгорания. Впрыснутое через форсунку распыленное дизельное топливо, смешиваясь с парами спирта, быстро прогревается, воспламеняется и сгорает. Высокие октановые числа спирта (у метанола 120, у этанола 108) препятствует воспламенению до подачи порции дизельного топлива. Для монтажа данной системы дизель должен быть оборудован системой турбонаддува, к впускному коллектору присоединяют нагнетательный трубопровод с фильтрами и шлангами-регуляторами. Давление воздуха, создаваемое турбокомпрессором, обеспечивает подачу спиртового раствора в смесительную камеру, а спирто-воздушная смесь затем нагнетается в камеру сгорания [9].

Нельзя не отметить способ изменения свойств энергоносителя. Для повышения цетанового числа спирта (у метанола 5, у этанола 8) за рубежом применяют специальные химические добавки. Это позволяет использовать такой усовершенствованный энергоноситель непосредственно в дизеле без какой-либо его перенастройки. Исследования показали, что для существенного изменения цетанового числа спирта объемы химических добавок должны быть не менее 20 %

от объема энергоносителя. Однако в настоящее время их стоимость довольно высока [10].

Подача спирта в цилиндры высокооборотного малоразмерного дизеля в виде СТЭ — наиболее простой и доступный способ применения метанола и этанола. Этот способ не требует значительных затрат на внесение конструктивных изменений и может быть реализован на дизелях, находящихся в эксплуатации. Приготовление высокостабильных эмульсий может осуществляться вне топливной системы заблаговременно, а образование мало-стабильной эмульсии возможно в топливной системе дизеля. Для приготовления СТЭ с высокой стабильностью необходимо использовать широкодоступные и дающие значительный эффект поверхностно-активные вещества, а также определить оптимальную концентрацию водного раствора спирта [11]. В настоящее время преимущественное развитие получает способ эмульгирования при низком давлении смешиваемых компонентов с применением электрических, электромагнитных и других диспергаторов, а также способ эмульгирования при высоком давлении компонентов на специальных устройствах, содержащих завихрители, полости резких расширений и сужений, благодаря чему достигается дробление компонентов на капли и их перемешивание [12].

Разумеется, что все перечисленные способы применения топлив на основе этилового и метилового спиртов в высокооборотных малоразмерных дизелях имеют перспективу, поскольку направлены на улучшение экологических показателей дизелей и замещение моторного нефтяного топлива, а реализация того или иного метода должна решаться в соответствии с конструктивными особенностями двигателя и в ходе его первичных испытаний.

В Вятской государственной сельскохозяйственной академии на базе кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов проведены исследования дизеля 4Ч11/12,5 при работе на СТЭ (спирт — этанол либо метанол) — 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид С-5А — 0,5 %, вода — 7 %, дизельное топливо — 67,5 %) [13].

Приготавливаемые СТЭ должны быть стабильны во времени до начала процесса седиментации (расслоения дисперсных систем в виде осадка под действием силы тяжести). В течение этого времени проба спиртовой эмульсии может принять первоначальный состав (рис. 2, а) за счет легкого встряхивания (или вибрации двигателя). После завершения седиментации в пробе спиртовой эмульсии начинается процесс флокуляции — образование крупных капель, составляющих исходные ингредиенты (рис. 2, б). Дальнейшее

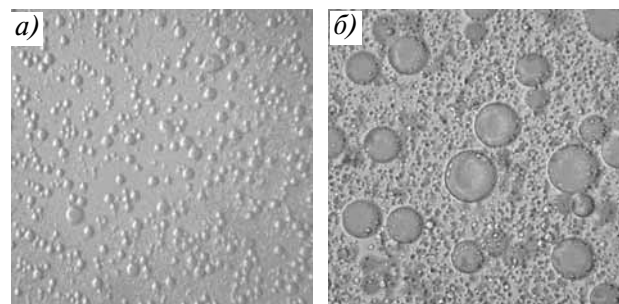


Рис. 2. Снимок микрофотографии ЭТЭ (увеличение в 100 раз):

а — сразу после приготовления;
б — в начале процесса флокуляции

увеличение объема капель и их слияние приводит к завершению процесса коалесценции, т. е. полному разделению дисперсной среды на спиртовую и углеводородную фазы. Для исследованных СТЭ стабильность к коалесценции составила от 4 до 6 суток [11].

Индицирование процесса сгорания осуществляли с помощью электропневматического индикатора МАИ-5А с установленным датчиком давления в головке блока 1-го цилиндра. Установка отметчика верхней мертвой точки (ВМТ) проверялась по положению поршня в ВМТ в первом цилиндре и контролировалась по диаграмме сжатия-расширения без подачи топлива. Обработку индикаторных диаграмм проводили с помощью компьютерной программы ЦНИДИ-ЦНИИМ [14].

На рис. 3 изображены индикаторные диаграммы при работе дизеля на стандартном топливе и СТЭ. Анализируя представленные индикаторные диаграммы, можно отметить увеличение периода задержки воспламенения (ПЗВ) и максимального давления цикла (p_z) при переходе

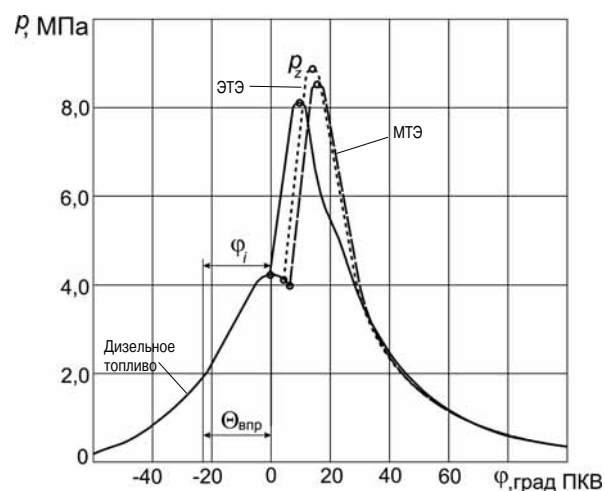


Рис. 3. Индикаторные диаграммы высокооборотного дизеля размерности 4Ч11/12,5 ($\Theta_{впр} = 23^\circ$, $n = 2200$ об/мин)

с дизельного топлива на СТЭ. Так, применение ЭТЭ увеличивает угол, соответствующий ПЗВ, (φ_i) на $5,5^\circ$, МТЭ — на $7,5^\circ$ по отношению к дизельному процессу. При этом p_z увеличивается при работе на МТЭ на 0,4 МПа, на ЭТЭ — на 0,8 МПа.

На рис. 4 представлены показатели процесса сгорания высокооборотного дизеля 4Ч11/12,5 при работе по нагрузочной характеристике.

Сравнение показателей процесса сгорания дизеля, работающего на дизельном топливе и СТЭ наглядно демонстрируют «классический» рост максимальной среднemasовой температуры в цилиндре ($T_{\max}$), максимального давления (p_z), степени повышения давления (λ), жесткости процесса сгорания $(dp/d\varphi)_{\max}$ и увеличение угла ПЗВ (φ_i).

На рис. 5 представлены характеристики тепловыделения дизеля 4Ч11/12,5 при работе на режиме полной мощности в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ).

Показатели рабочего процесса дизеля при работе на МТЭ характеризуются следующими величинами: $T_{\max}$ составляет 2430 К при значении угла ПКВ $\varphi = 14,0^\circ$ после ВМТ; в момент открытия выпускного клапана температура ОГ составляет 1000 К, что ниже в 2,4 раза величины $T_{\max}$. При работе дизеля на ЭТЭ величина $T_{\max}$ составляет 2510 К при значении угла ПКВ $\varphi = 12,0^\circ$ после ВМТ. В момент открытия выпускного клапана температура ОГ составляет

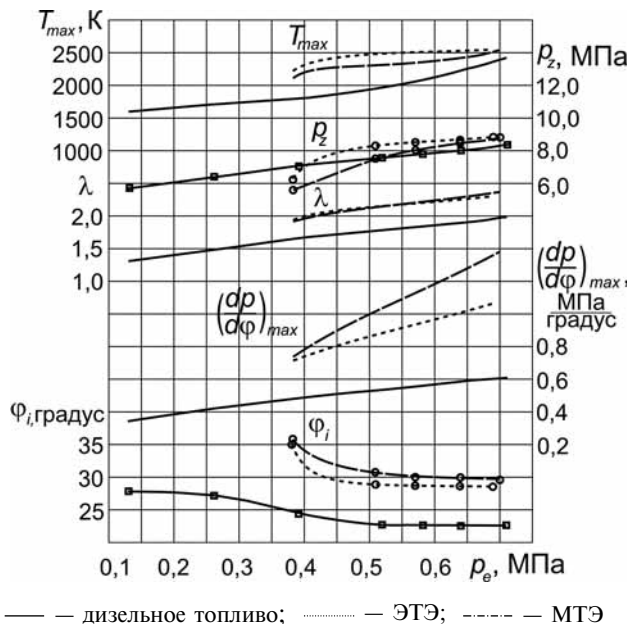


Рис. 4. Изменение показателей процесса сгорания высокооборотного дизеля 4Ч11/12,5 ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$, $n = 2200$ об/мин) при работе по нагрузочной характеристике

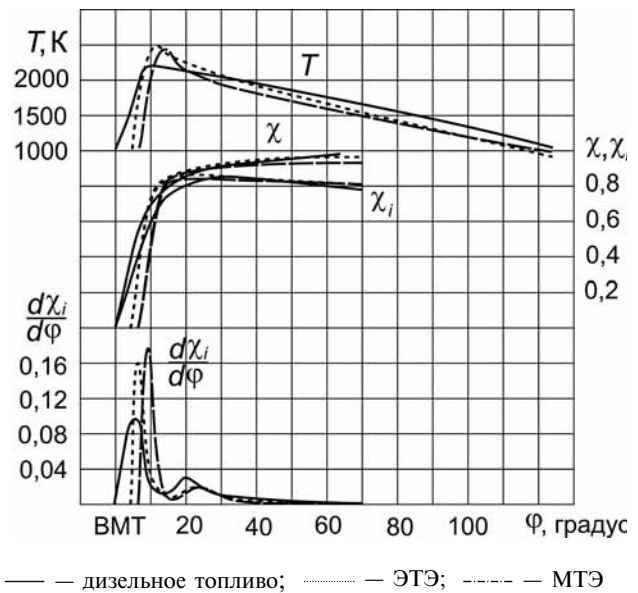


Рис. 5. Характеристики тепловыделения высокооборотного дизеля 4Ч11/12,5 на режиме полной мощности в зависимости от угла ПКВ ($\Theta_{\text{впр}} = 23^\circ$, $n = 2200$ об/мин)

900 К, что ниже в 2,8 раза ее максимального значения.

Работа дизеля на СТЭ характеризуется увеличением скорости активного тепловыделения ($d\chi_i/d\varphi$) и сдвигает максимум скорости вправо от ВМТ. Так, в случае работы дизеля на МТЭ, максимальная величина $d\chi_i/d\varphi$ составляет 0,180 при значении угла ПКВ $\varphi = 9,0^\circ$ после ВМТ, что на 89,5 % выше, чем в дизельном процессе. Максимальное значение скорости активного тепловыделения при работе дизеля на ЭТЭ составляет 0,160 при значении угла ПКВ $\varphi = 6,5^\circ$ после ВМТ, что на 68,4 % выше, чем в дизельном процессе. Также необходимо отметить, что наличие второго максимума на кривых скорости активного выделения тепла $d\chi_i/d\varphi$, как в дизельном процессе, так и при работе на СТЭ, вызвано появлением дополнительной турбулизации топливо-воздушной смеси в камере сгорания, вследствие истечения рабочего тела из камеры сгорания в надпоршневое пространство в процессе расширения.

Характеристики тепловыделения высокооборотного дизеля в зависимости от изменения установочного угла опережения впрыскивания топлива ($\Theta_{\text{впр}}$) изображены на рис. 6.

С увеличением $\Theta_{\text{впр}}$ возрастают значения активного выделения теплоты при достижении максимального давления сгорания (χ_i , p_z) и максимальной температуры цикла (χ_i , $T_{\max}$). Так, при работе дизеля на МТЭ χ_i , p_z возрастает от 0,65 при $\Theta_{\text{впр}} = 20^\circ$ до 0,71 при $\Theta_{\text{впр}} = 29^\circ$, что выше чем в дизельном процессе при тех же значениях $\Theta_{\text{впр}}$ на 12,7 и 22,6 % соответственно. Значения

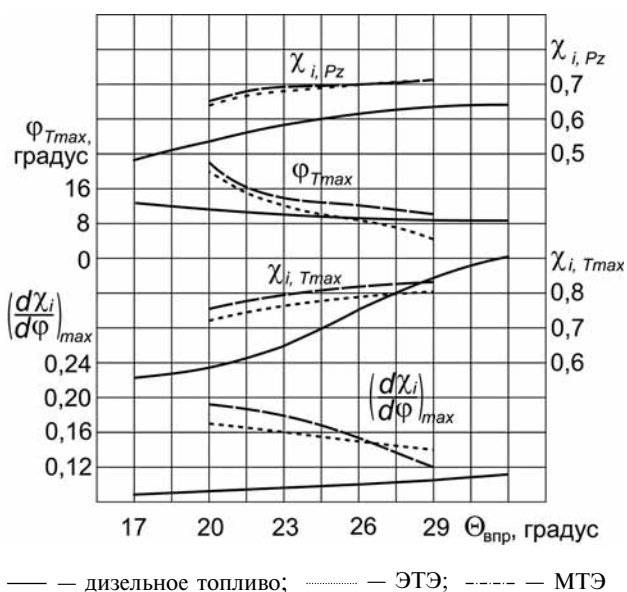


Рис. 6. Характеристики тепловыделения высокооборотного дизеля размерности 4Ч11/12,5 в зависимости от изменения $\Theta_{впр}$ ($n = 2200$ об/мин)

$\chi_{i, Tmax}$ при работе дизеля на МТЭ возрастают от 0,75 при $\Theta_{впр} = 20^\circ$ до 0,82 при $\Theta_{впр} = 29^\circ$, что выше, чем в дизельном процессе при $\Theta_{впр} = 20^\circ$ на 29,3 % и ниже на 2,4 % при $\Theta_{впр} = 29^\circ$.

С увеличением $\Theta_{впр}$ значения угла ПКВ, при котором достигается максимальная температура цикла (Φ_{Tmax}), смещается ближе к ВМТ. Значения максимальной скорости активного тепловыделения $(d\chi_i/d\phi)_{max}$ с увеличением $\Theta_{впр}$ при работе на дизельном топливе растут, а применение СТЭ вызывает их снижение. Это обусловлено низкими значениями цетанового числа применяемых спиртов, что естественно увеличивает ПЗВ. При этом необходимо отметить, что этанол и метанол обладают высокими октановыми числами, что не может не сказаться на скорости горения и тепловыделения. Так, например, применение ЭТЭ приводит к увеличению $(d\chi_i/d\phi)_{max}$ от 0,14 при $\Theta_{впр} = 29^\circ$ до 0,17 при $\Theta_{впр} = 20^\circ$, что выше, чем в дизельном процессе при тех же значениях $\Theta_{впр}$ на 33,3 и 88,9 % соответственно.

На рис. 7 представлены характеристики тепловыделения дизеля 4Ч11/12,5 при работе по нагрузочной характеристике.

Как следует из приведенных на рисунке результатов, работа дизеля на СТЭ характеризуется более интенсивными процессами выделения тепла и более высокой скоростью горения рабочей смеси, чем в дизельном процессе во всем диапазоне нагрузочных режимов.

Для удобства анализа результатов выполненных экспериментальных исследований количественные значения показателей рабочего процесса и харак-

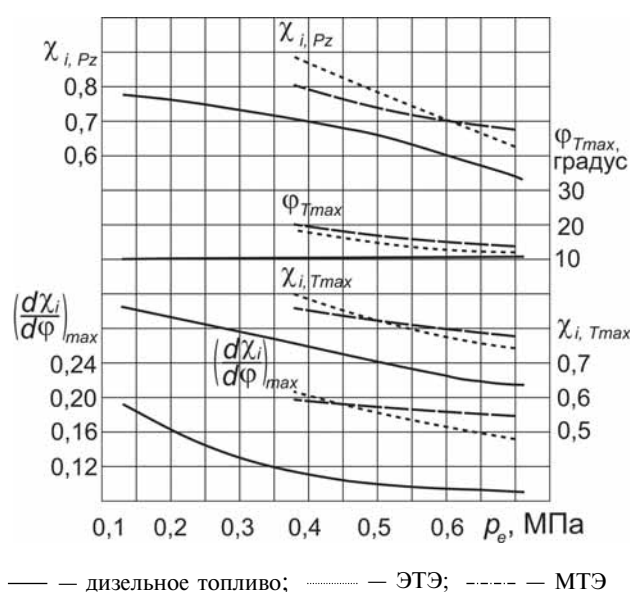


Рис. 7. Характеристики тепловыделения высокооборотного дизеля размерности 4Ч11/12,5 при работе по нагрузочной характеристике ($\Theta_{впр} = 23^\circ$, $n = 2200$ об/мин)

Таблица 2

Результаты исследований показателей процесса сгорания высокооборотного дизеля размерности 4Ч11/12,5 ($\Theta_{впр} = 23^\circ$, $n = 2200$ об/мин, $p_e = 0,64$ МПа)

Топливо	Показатели				
	T_{max} , К	p_e , МПа	λ	$(dp/d\phi)_{max}$, МПа/град	Φ , град
Дизельное	2190	8,1	1,90	0,59	22,5
МТЭ	2430	8,5	2,26	1,25	30,0
Увеличение	на 11,0 %	на 4,9 %	на 19,0 %	в 2,1 раза	на 33,3 %
ЭТЭ	2510	8,9	2,27	1,01	28,0
Увеличение	на 14,6 %	на 9,9 %	на 19,5 %	на 71,2 %	на 24,4 %

Таблица 3

Результаты исследований характеристик тепловыделения высокооборотного дизеля размерности 4Ч11/12,5 ($\Theta_{впр} = 23^\circ$, $n = 2200$ об/мин, $p_e = 0,64$ МПа)

Топливо	Показатели			
	χ_i, p_e	χ_i, T_{max}	$(d\chi_i/d\phi)_{max}$	Φ_{Tmax} , град
Дизельное	0,58	0,64	0,095	10,5
МТЭ	0,69	0,79	0,180	14,0
Увеличение	на 19,0 %	на 23,4 %	на 89,5 %	на 3,3 %
ЭТЭ	0,68	0,76	0,160	12,0
Увеличение	на 17,2 %	на 18,8 %	на 68,4 %	на 14,3 %

теристик тепловыделения дизеля 4Ч11/12,5 при работе на стандартном дизельном топливе и

спирто-топливных эмульсиях (ЭТЭ и МТЭ) сведены в табл. 2 и 3 соответственно.

Выводы

На основании проведенных экспериментальных исследований обоснованы возможности и целесообразность использования в малоразмерных высокооборотных дизелях смесового топлива на основе метилового и этилового спиртов. Для высокооборотного малоразмерного дизеля 4Ч11/12,5, работающего на смесовом спиртовом топливе, определено значение оптимального установочного угла опережения впрыскивания топлива ($\Theta_{впр} = 23^\circ$).

Установлено влияние смесового спиртового топлива на показатели процесса сгорания дизеля типа 4Ч11/12,5 и определены их количественные значения, указанные в табл. 2.

Установлено влияние смесового спиртового топлива на характеристики тепловыделения дизеля типа 4Ч11/12,5 и определены их количественные значения, указанные в табл. 3.

Литература

1. Aydin F., Ogut H. Effects of Ethanol-Biodiesel-Diesel Fuel in Single Cylinder Diesel Engine to engine Performance and Emissions // *Renewable Energy*. — 2017. — Vol. 103. — P. 688–694.
2. Experimental Study on Evaporation Characteristics of Ethanol-Diesel blend Fuel Droplet / K. Han, B. Yang, C. Zhao [et al.] // *Experimental Thermal and Fluid Science*. — 2016. — Vol. 70. — P. 381–388.
3. Datta A., Mandal B.K. Impact of Alcohol Addition to Diesel on the Performance Combustion and Emissions of a Compression Ignition Engine // *Applied Thermal Engineering*. — 2016 — Vol. 98. — P. 670–682.
4. A Semi-detailed chemical Kinetic Mechanism of Acetone-Butanol-Ethanol (ABE) and Diesel blend for Combustion Simulations / S. Zhang, W. Wu, C.-F. Lee [et al.] // *SAE International Journal of Engines*. — 2016. — Vol. 9, № 1. — P. 631–640.
5. Alcohol-Diesel Fuel Combustion in the Compression Ignition Engine / W. Titak, S. Szwaja, K. Lukacs [et al.] // *Fuel*. — 2015. — Vol. 154. — P. 196–206.
6. Physical and Chemical Properties of Ethanol-Biodiesel Blends for Diesel Engines / E. Torres-Jimenez, M. Svoljsak-Jerman, A. Gregorc [et al.] // *Energy and Fuels*. — 2010. — Vol. 24, № 3. — P. 2002–2009.
7. Rajesh Kumar B., Saravanan S. Use of Higher Alcohol Biofuels in Diesel Engines: a Review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. — 2016. — Vol. 60. — P. 84–115.
8. Influence of Biofuel Additions on the Ignition Delay of Single Diesel Fuel Drops / A.K. Kopeika, V.V. Golovko, A.N. Zolotko [et al.] // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. — 2015. — Vol. 88, № 4. — P. 948–957.
9. Physical and Chemical Properties of Ethanol-Diesel Fuel Blends / E. Torres-Jimenez, M.S. Jerman, A. Gregorc [et al.] // *Fuel*. — 2011. — Vol. 90, № 2. — P. 795–802.
10. Lif A., Holmberg K. Water-in-diesel emulsions and related systems // *Advances in Colloid and Interface Science*. — 2006. — Vol. 123, № 126. — P. 231–239.
11. Лиханов В.А., Лопатин О.П. Снижение токсичности отработавших газов автомобильного дизеля конвертацией на спирто-топливные эмульсии // *Экология и промышленность России*. — 2018. — Т. 22. — № 10. — С. 54–59. Doi: 10.18412/1816-0395-2018-10-54-59.
12. Study on Combustion and Emission of Diesel Engine Using Micro-Emulsified Ethanol-Diesel Fuel / P. Sun, C. Chen, L. Ye, J. Wang // *ICMREE 2013 - Proceedings: 2013 International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment*. — Chengdou. — 2013. — P. 228–231.
13. Лиханов В.А., Лопатин О.П. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива // *Двигателестроение*. — 2018. — № 4 (274). — С. 13–17.
14. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Investigation of the speed regime of tractor diesel engine running on natural gas with recirculation // *VII International Conference «Modern Technologies for Non-Destructive Testing»*. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 457 (2018) 012011. Doi:10.1088/1757-899X/457/1/012011.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ КОТЛАХ МАЛОЙ МОЩНОСТИ С ТОПКАМИ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО КИПЯЩЕГО СЛОЯ

А.В. Бондарев, к.т.н.,
ВА МТО, Санкт-Петербург

Представлен обзор математических моделей для расчета переходных процессов в котлах малой мощности высокотемпературного кипящего слоя. Приведены расчетные и экспериментальные данные изменения температуры слоя от возмущающих воздействий, вызванных изменением расхода топлива и воздушной смеси. Разработана модель, применимая для моделирования топочных процессов в котлах малой мощности с рециркуляцией уходящих газов при сжигании угля, торфа и древесных отходов, а также для сжигания угля в комбинированных установках, состоящих из дизель-генератора и активного котла-утилизатора.

Одним из наиболее перспективных направлений модернизации и технического перевооружения существующих угольных котельных в диапазоне мощностей от 1,5 до 9 Гкал/ч является применение технологии сжигания угля в высокотемпературном кипящем слое (ВТКС).

Теоретические и экспериментальные исследования котлов малой мощности с кипящим слоем при работе на угле, торфе и древесных отходах, а также их совместной работы с дизель-генератором проведены на кафедре двигателей и тепловых установок Военного института (инженерно-технического) Военной академии материально-технического обеспечения [1–4]. Однако при проведении исследований в работе на установившихся и переходных режимах в топочных процессах котлоагрегата выявлены существенные недостатки. Так, при поддержании оптимальной гидродинамики кипящего слоя в объеме топочного пространства наблюдались повышенные значения коэффициента избытка воздуха, что приводило к возрастанию температуры в топке котла и как следствие — шлакованию решетки, появлялись очаги кратерного горения и образования «шлаковых мостиков».

Для устранения указанных недостатков и повышения устойчивого горения разработан ряд конструктивных технических решений, где в качестве основного предложена рециркуляция уходящих дымовых газов в воздуховод первичного

дутья. Другим решением при совместной работе дизель-генератора с котлом кипящего слоя является подача отработавших газов дизеля в топку котла. Данные мероприятия позволяют улучшить внутри топочные процессы, за счет оптимизации коэффициента избытка воздуха, улучшают экологические показатели и способствуют экономии котельного топлива [5, 6].

Для оптимизации процесса горения топлива в котле ВТКС в автоматизированном режиме с учетом его функционально-технологических особенностей разработаны технические решения по совершенствованию систем автоматического регулирования процесса горения при сжигании различных видов твердого топлива с учетом рециркуляции уходящих газов, а также подачи отработавших газов дизель-генератора в топку котла при их совместной работе. Данные решения защищены патентами на изобретения [7–10].

Эффективность разработанных технических решений подтверждена теоретическими исследованиями переходных процессов в котлах малой мощности с топками кипящего слоя. Математические модели для моделирования топочных процессов котлов малой мощности с кипящим слоем приведены в работах [11, 12]. Однако в данных моделях не учитывалась возможность рециркуляции газов, необходимой для качественного протекания переходных процессов в топке котла и создания эффективной системы автоматического регулирования процесса горения и пуска котлоагрегата ВТКС.

Для проведения теоретических исследований разработана базовая модель, описывающая переходные процессы в топке с кипящим слоем, с рециркуляцией уходящих газов при сжигании угля, состоящая из системы уравнений теплового и материального баланса при начальных условиях: $z(0) = z_0$; $t(0) = t_0$;

$$\begin{cases} \frac{dz}{d\tau} = -\frac{Sj}{\rho_k} z(\tau) + \frac{B}{V\rho_k} \\ \frac{dt}{d\tau} = \frac{VSQ_{ri}j}{MC_m} z(\tau) - \frac{wFC_g + k_p F_p}{MC_m} t(\tau), \end{cases} \quad (1)$$

$$j = v \cdot a_r \cdot C_{O_2}; \quad j_2 = v_2 \cdot a_{r,CO_2} \cdot C_{CO_2}; \quad (2)$$

$$\alpha_r = \left(\frac{1}{k_1} + \frac{\delta}{Sh \cdot D} \right)^{-1}; \quad (3)$$

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_r}{\delta}; \quad \alpha_\lambda = 8,64 \sigma \cdot \epsilon_n \cdot \epsilon_{ст} \cdot t_{кк}^3; \quad (4)$$

$$k_p = \alpha_k + \alpha_\lambda, \quad (5)$$

где $z(\tau)$, z_0 — концентрация горючих в момент времени τ и $\tau = 0$; $t(\tau)$, t_0 — температура кипящего слоя в начальный момент времени τ , °C; M — масса кипящего слоя, кг; V — объем кипящего слоя, м³; ρ_k — плотность коксовых частиц, кг/м³; C_m , C_g — удельная теплоемкость материала слоя, продуктов сгорания, ккал/(кг °C); Q_{ri} — теплота сгорания топлива, ккал/кг; F , F_p — площадь поперечного сечения топки, поверхности теплообмена, м²; k_p — коэффициент теплопередачи, ккал/(м²мин°C); S — удельная поверхность реагирующих коксовых частиц, 1/м; w — скорость продуктов сгорания на свободное сечение, м/мин; B — расход топлива, кг/с; j , j_2 — удельный поток углерода при его реагировании с кислородом и диоксидом углерода, кг/(м²мин); α_r , α_{r,CO_2} — коэффициенты реакционного газообмена; C_{O_2} , C_{CO_2} — средние концентрации кислорода и диоксида углерода по высоте; v — стехиометрические коэффициенты реакции; λ_r — коэффициент теплопроводности газов, Вт/мК; σ — постоянная Стефана–Больцмана, Вт/м²К⁴; α_λ , α_k — лучистая и конвективная составляющая теплообмена; ϵ_n , $\epsilon_{ст}$ — излучательная способность угля и шлака и стали; Sh — критерий Шервуда; δ — диаметр топливной частицы, м; D — коэффициент молекулярной диффузии, м²/с; k_1 — константа скорости окисления углерода, м/с; $t_{кк}$ — температура кипящего слоя, °C.

Для моделирования переходного процесса при условии ступенчатого изменения расхода топлива или газовой смеси преобразуем выражение (1) в дифференциальное уравнение второго порядка, используя следующие обозначения постоянных величин:

$$T_1 = \frac{\rho_k}{S j}; \quad T_2 = \frac{M C_m}{F C_g}; \quad T_3 = \frac{M C_m}{k_p F_p}; \quad k = \frac{Q_{ri}}{M C_m};$$

$$\frac{d^2 t}{d\tau^2} + \left(\frac{F C_g}{M C_m} w + \left(\frac{S j}{\rho_k} + \frac{k_p F_p}{M C_m} \right) \right) \frac{dt}{d\tau} + \left(\frac{F C_g S j}{M C_m \rho_k} w + \frac{k_p F_p S j}{M C_m \rho_k} \right) t(\tau) = \frac{Q_{ri} S j B}{M C_m \rho_k}. \quad (6)$$

При подстановке ступенчатого изменения расхода воздушной смеси в топку котла от постоянного значения w_0 в заданный момент времени $\tau = \tau_1$ до постоянного значения w_1 , пред-

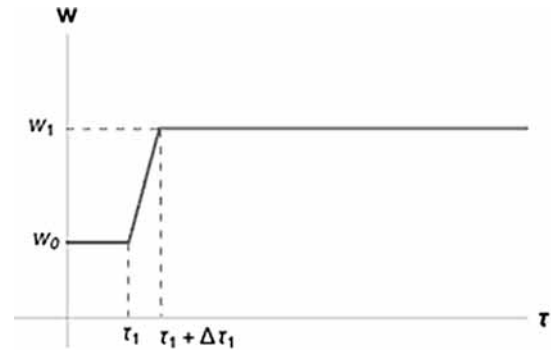


Рис. 1. Примерный вид зависимости ступенчатого изменения скорости воздушной смеси (7)

ставленного на рис. 1, получим уравнение для моделирования переходного процесса

$$w_{cm}(\tau) = w_0 \cdot (l(\tau) - l(\tau - \tau_1)) + \left(\frac{w_1 - w_0}{\Delta \tau_1} (\tau - \tau_1) + w_0 \right) (l(\tau - \tau_1) - l(\tau - \tau_1 - \Delta \tau_1)) + w_1 \cdot l(\tau - \tau_1 - \Delta \tau_1), \quad (7)$$

где по функции Хевисайда

$$l(\tau) = \begin{cases} 1, & \tau \geq 0 \\ 0, & \tau < 0 \end{cases}$$

Аналогичным образом получим уравнение ступенчатого изменения расхода топлива B .

Окончательно дифференциальное уравнение изменения температуры во времени при изменении двух параметров расхода топлива и газовой смеси имеет вид:

$$\frac{d^2 t}{d\tau^2} + \left(\frac{1}{T_2} w_{cm}(\tau) + \left(\frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_3} \right) \right) \frac{dt}{d\tau} + \left(\frac{1}{T_1 T_2} w_{cm}(\tau) + \frac{1}{T_1 T_3} \right) t(\tau) = \frac{k}{T_1} B_{cm}(\tau) \quad (8)$$

с начальными условиями

$$t(0) = t_0; \quad \frac{dt}{d\tau}(0) = \frac{dt_0}{d\tau} = \frac{V S Q_{ri} j}{M C_m} z_0 - \frac{w_0 F C_g + k_p F_p}{M C_m} t_0. \quad (9)$$

Расчеты переходных процессов выполнены для сжигания угля следующего элементарного состава: содержание углерода $C_p = 0,565$, водорода $H_p = 0,04$, серы $S_p = 0,05$, кислорода $O_p = 0,011$, азота $N_p = 0,015$, зольность $A_p = 0,095$, влажность $W_p = 0,17$, выход летучих $V_p = 0,46$.

На рис. 2 и 3 представлены результаты основных расчетных показателей переходных процессов в виде разгонных характеристик при ступенчатом изменении расхода топлива и газовой смеси при сжигании угля.

Результаты моделирования переходных процессов показали, что при сжигании угля в топках

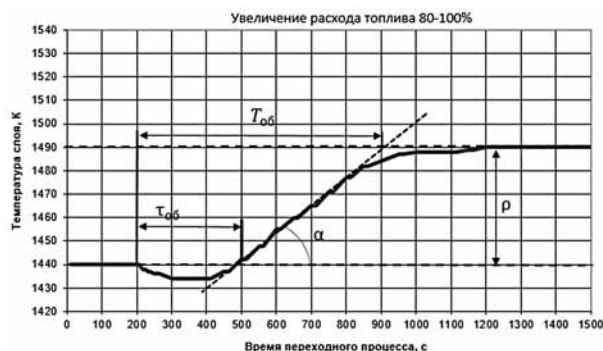


Рис. 2. Изменение температуры слоя в котле с рециркуляцией уходящих газов при увеличении расхода топлива

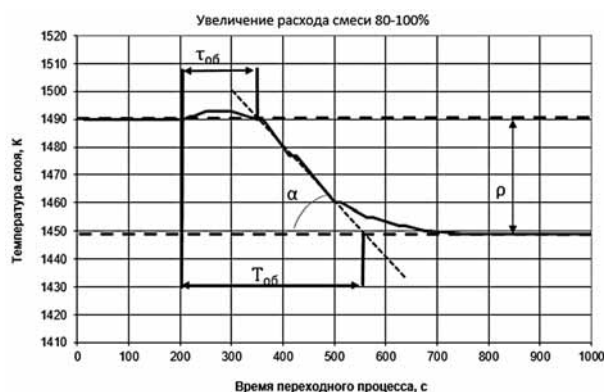


Рис. 3. Изменение температуры слоя в котле с рециркуляцией уходящих газов при увеличении расхода газовой среды

котлов ВТКС с рециркуляцией уходящих газов уменьшается время запаздывания в 1,2 раза, время переходного процесса в 1,5 раза (до 15 минут), по сравнению с переходными процессами без рециркуляции газов.

Графики сравнения экспериментальных и расчетных показателей при сжигании угля с рециркуляцией уходящих газов представлены в работе [4].

На следующем этапе с использованием полученных дифференциальных уравнений выполнены расчеты переходных процессов при сжигании торфа и древесных отходов в топке высокотемпературного кипящего слоя (ВТКС), а также комбинированной установки при совместной работе дизель-генератора с котлом и подачей отработавших газов в топку котла.

Отличительной особенностью моделирования переходного процесса сжигания торфа в топках с ВТКС с рециркуляцией уходящих газов является необходимость определения лучистой составляющей теплообмена в топочной камере, которая зависит от температур в объеме топки кипящего слоя и экранных труб поверхностей нагрева. Расчетно-поправочный коэффициент для лучистого теплообмена определяется по зависимости

(10), полученной в ходе экспериментальных исследований

$$\alpha_{\lambda} = 5,24 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{\text{H}} \cdot \varepsilon_{\text{СТ}} \cdot t_{\text{КС}}^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{t_{\text{СТ}}}{t_{\text{КС}}} \right)^{0,2} \right), \quad (10)$$

где $t_{\text{СТ}}$ — температура стальной стенки.

Расчеты выполнены для условий сжигания фрезерного торфа Тихвинского месторождения следующего элементарного состава: содержание углерода $C_p = 42,14\%$; водорода $H_p = 4,46\%$; серы $S_p = 0,15\%$; зольность $A_p = 2,17\%$; влажность $W_p = 23,5\%$; выход летучих $V_p = 69,85\%$. Геометрические параметры топки, расход топлива, воздушной смеси и другие параметры на номинальных и долевых режимах работы рассчитаны для котла малой мощности КВП-1,74-ВТКС-Д.

На рис. 4, 5 приведены графики изменения температуры слоя при увеличении расхода топлива и газовой смеси в диапазоне нагрузок котла от 80 до 100 % при сжигании фрезерного торфа.

Переходные процессы в котле при сжигании торфа с рециркуляцией уходящих газов характеризуются улучшенными динамическими характеристиками из-за повышенной температуры входящей воздушной смеси в топку котла. При этом уменьшается время переходного процесса в 1,3 раза, время запаздывания на 25 %, увели-

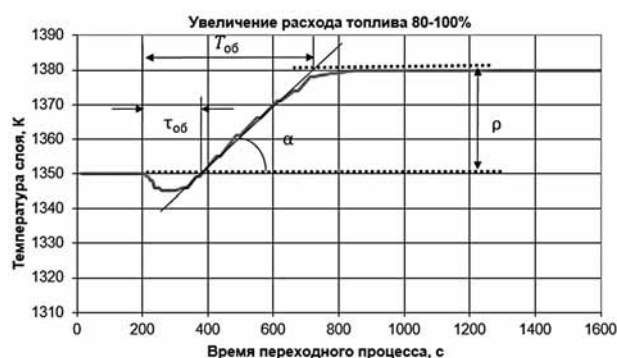


Рис. 4. Изменение температуры слоя при увеличении расхода топлива при сжигании торфа

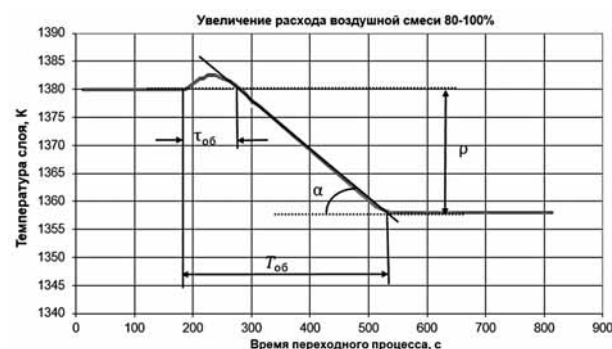


Рис. 5. Изменение температуры слоя при увеличении расхода газовой среды при сжигании торфа

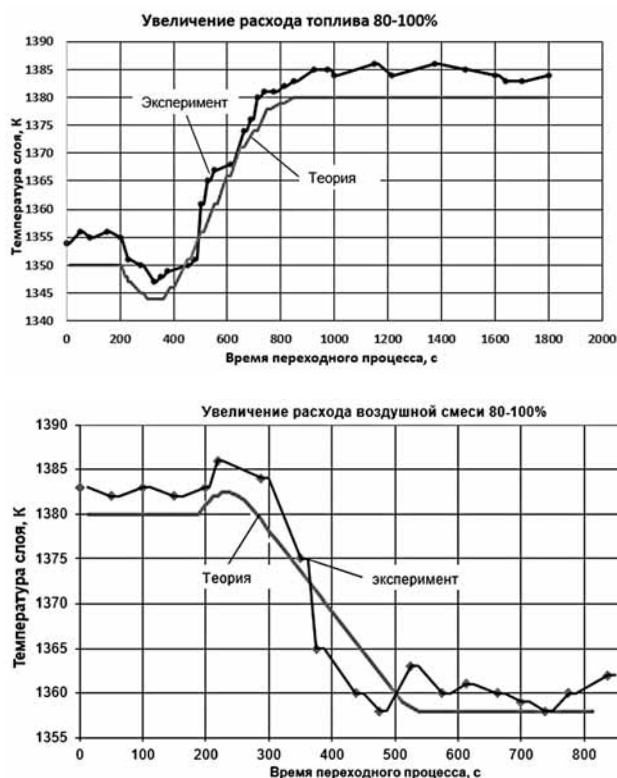


Рис. 6. Сравнение переходных процессов в котле ВТКС с рециркуляцией уходящих газов при различных возмущающих воздействиях при сжигании торфа

чивается коэффициент самовыравнивания на 15 %, в сравнении со сжиганием торфа без рециркуляции газов.

Результаты сравнения экспериментальных и расчетных переходных процессов при сжигании торфа, представленные на рис. 6, показывают удовлетворительную сходимость, с погрешностью не превышающую 10 %.

Улучшения экологических показателей, снижение вредных выбросов в атмосферу, повышенные качества внутри топочных процессов за счет оптимизации коэффициента избытка воздуха, также экономия топлива может быть получена при подаче отработавших газов дизель-генератора в топку котла кипящего слоя.

Отличительной особенностью математической модели котла с топкой ВТКС при подаче отработавших газов дизеля в дутьевой воздух является определение лучистой составляющей коэффициента теплопередачи, которая рассчитывается по расчетно-экспериментальной зависимости (11). При этом температура газовой смеси подаваемая в топку котла составляет около 400 °С

$$\alpha_{\lambda} = 9,14 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{\text{H}} \cdot \varepsilon_{\text{CT}} \cdot t_{\text{КС}}^3 \cdot \left(1 - \left(\frac{t_{\text{СТ}}}{t_{\text{КС}}} \right)^{0,2} \right). \quad (11)$$

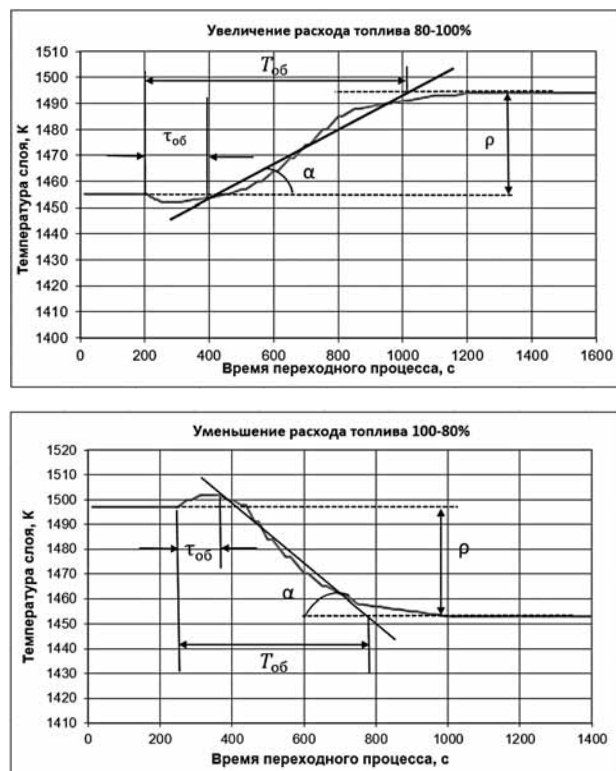


Рис. 7. Изменение температуры слоя при увеличении и снижении расхода топлива в котле ВТКС с подачей отработавших газов ДГ в топку угольного котла

С использованием базовой модели получены расчетные зависимости переходных процессов от возмущающих воздействий изменения расхода топлива на 20 %, а также при совместной работе дизель-генератора с котлом ВТКС. Эти зависимости представлены на рис. 7. Их анализ показывает, что высокая температура газовой смеси, подаваемой в топку котла, значительно повышает температуру горения до 1200 °С, время запаздывания сокращается до 140 с, при этом изменение температуры горения в первоначальный момент изменения нагрузки котла составляет 5–10 °С, что определяется быстрым удалением влаги вследствие высокой температуры горения в зоне первичного дутья, коэффициент самовыравнивания в 1,2 раза выше, чем при работе на воздухе. Результаты моделирования, представленные на рис. 8, показывают удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными.

Заключительный этап теоретических исследований включил моделирование пусковых режимов усовершенствованных котлов с топками высокотемпературного кипящего слоя, оборудованных пусковыми горелками, работающими на жидком топливе. Для данного объекта разработана математическая модель пусковых процессов [13]. В отличие от существующих математических

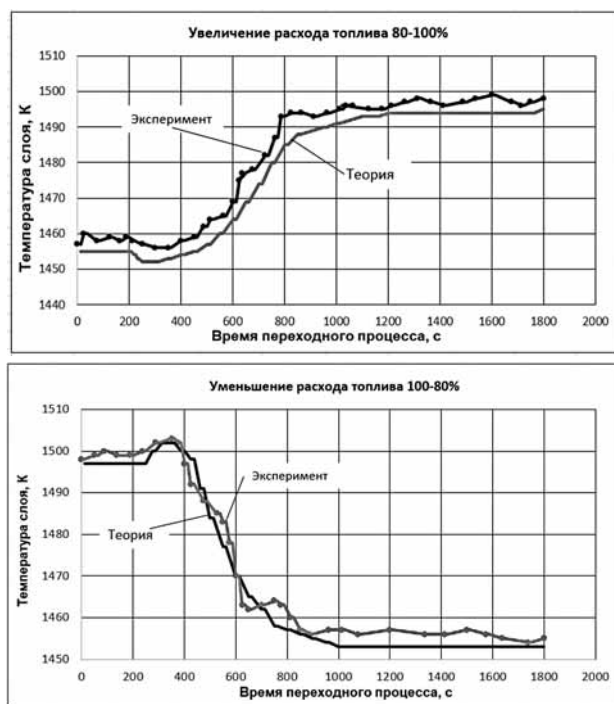


Рис. 8. Сравнение переходных процессов в котле ВТКС с подачей отработавших газов ДГ от возмущающих воздействий изменения расхода топлива при сжигании угля

моделей, здесь учитывается тепловая энергия, вырабатываемая в топочном пространстве котла во время работы розжиговой горелки.

Входными параметрами модели (при заданных конструктивных параметрах и характеристиках топлива) являются расход топлива, расходы и температуры первичного и вторичного воздуха. Выходными параметрами модели служат основные показатели дисперсного потока в топочном контуре, такие как температура, содержание кислорода и углерода, количество воспринятого тепла, а также потери с механическим недожогом.

В соответствии с расчетной схемой для каждого универсального блока i рассматривается система балансовых уравнений для массы золы, углерода, тепловых потоков и потоков газовых реагентов, включающих соотношения, описывающие скорость химического реагирования и теплоотдачу к теплообменным поверхностям.

Ниже представлена система уравнений, описывающая произвольный блок контура КС: уравнение материального баланса по золе

$$\frac{dm_i(\tau)}{d\tau} = B_T(\tau) \frac{A^p}{100} + G_{B_{i+1}}(B_T(\tau)) + G_{3_{i-1}}(B_T(\tau)) + G_3(B_T(\tau)) - G_2(B_T(\tau)) - G_{B_i}(B_T(\tau)) - G_{3_i}(B_T(\tau)); \quad (12)$$

уравнение материального баланса по газу

$$\frac{d\alpha_i(\tau)}{d\tau} = \left(V_{B1}(\tau) + V_{B2}(\tau) + V_{PT}(\tau) + G_{r_{i-1}}(\tau) - G_{r_i}(\tau) - \frac{dV_i^0(\tau)}{d\tau} \cdot \alpha_i(\tau) \right) \cdot \frac{1}{V_i^0(\tau)}; \quad (13)$$

уравнение теплового баланса

$$\frac{dt_i(\tau)}{d\tau} = (Q_{T_i}(B_T(\tau)) + Q_{PT_i}(B_{PT}(\tau)) + Q_{B_{i+1}}(\tau) + Q_{3_{i-1}}(\tau) + Q_3(\tau) - Q_{экp_i}(\tau) - Q_2(\tau) - Q_{B_i}(\tau) - Q_{3_i}(\tau) - \frac{dH_i(\tau)}{d\tau} \cdot t_i(\tau)) \cdot \frac{1}{H_i(\tau)}, \quad (14)$$

где $H_i(\tau) = (V_i^0(\tau) \cdot \alpha_i(\tau) \cdot c_g + m_i(\tau) \cdot c_s)$.

Начальные условия для решения системы уравнений (12–14):

$$m_i d(0) = 0 \text{ кг}; \alpha_i(0) = 1,2; t_i(0) = 20 \text{ }^\circ\text{C},$$

где $m_i(\tau)$ — масса твердой фазы, кг; $B_T(\tau)$ — массовый расход твердого топлива, кг/с; $G_{B_i}(\tau)$, $G_{3_i}(\tau)$ — массовый расход опускающих токов твердой фазы, подъемных токов твердой фазы, кг/с; $G_3(\tau)$, $G_2(\tau)$ — массовый расход твердых частиц по линии возврата (слива), кг/с; $G_r(\tau)$ — массовый расход газов в блоке i , кг/с; $V_i^0(\tau)$ — массовый расход воздуха в блоке i , теоретически необходимого, кг/с; $V_{B1}(\tau)$, $V_{B2}(\tau)$, $V_{PT}(\tau)$ — массовый расход первичного, вторичного воздуха, необходимого для сжигания жидкого топлива, кг/с; $\alpha(\tau)$ — коэффициент избытка воздуха в блоке i ; $Q_{T_i}(B_T(\tau))$, $Q_{PT_i}(B_{PT}(\tau))$ — количество тепла, выделяющегося при сгорании основного топлива и растопочного топлива в блоке i , Вт; $B_{PT}(\tau)$ — массовый расход жидкого топлива, кг/с; $Q_{B_i}(\tau)$, $Q_{3_{i-1}}(\tau)$, $Q_3(\tau)$, $Q_2(\tau)$ — количество тепла опускающих, подъемных токов твердой фазы в блок i ; выделяющегося при сгорании твердых частиц по линии возврата; покидающего блок i со сливом, Вт; $Q_{экp_i}(\tau)$ — тепловой поток к экранам топки, Вт; $c_g(\tau)$, $c_s(\tau)$ — теплоемкость газа, твердых частиц по линии возврата, Дж/кг · с.

Отличительной особенностью представленной математической модели является введение в уравнение (13) материального баланса по газу составляющей $V_{PT}(\tau)$, связанной с дополнительным объемом воздуха от пусковой горелки, а в уравнение теплового баланса (14) — составляющей $Q_{PT_i}(\tau)$, учитывающей дополнительную тепловую энергию от сгорания растопочного топлива.

Система уравнений решена в программной среде Mathcad как задача Коши для обыкновенных дифференциальных уравнений, решаемых с использованием метода Рунге–Кутты.

При этом переменные величины массовых расходов основного $B_i(\tau)$ и растопочного $B_{PT}(\tau)$ топлива заданы в виде эмпирических зависимостей, полученных в результате проведенных в настоящей работе испытаний, которые представлены на рис. 9.

Величины расходов золы $G_3(\tau)$, $G_2(\tau)$, $G_{B_i}(\tau)$, $G_{3_i}(\tau)$ и их теплосодержаний $Q_3(\tau)$, $Q_2(\tau)$, $Q_{B_i}(\tau)$, $Q_{3_i}(\tau)$, а также массовые расходы газов в блоке $G_{r_{i-1}}(\tau)$, $G_{r_i}(\tau)$ были заданы в виде эмпирических зависимостей, полученных из работ Давыдова Н.И., Плоткина Е.Р., Рябова Г.А., Шмуклер



Рис. 9. Экспериментальные графики зависимостей массового расхода твердого и дизельного топлива от времени при автоматизированном пуске котла с помощью жидкотопливной горелки

Б.И. и др. по исследованиям переходных процессов в котлах с кипящим слоем.

Переменная величина массовых теоретических расходов $V_i^0(\tau)$ газообразных продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха 1 задается в виде расчетных зависимостей стехиометрических реакций горения и экспериментальных зависимостей расходов основного $B_t(\tau)$ и растопочного $B_{рт}(\tau)$ топлива. Переменные величины первичного $V_{в1}(\tau)$, вторичного $V_{в2}(\tau)$ и растопочного воздуха $V_{рт}(\tau)$ получены из режимных карт, количества тепла, выделяющегося при сгорании основного и растопочного топлива $Q_t(\tau)$, $Q_{рт}(\tau)$ в блоке i заданы в виде эмпирических зависимостей от переменных величин расходов топлива.

На рис. 10, 11 представлены расчетные графические зависимости коэффициента избытка воздуха, температуры в топке от времени растопки котла и сравнение теоретических и экспериментальных значений параметров топочных процессов на пусковых режимах.

Анализ расчетных графиков показывает, что в момент пуска более высокое значение коэффициента избытка воздуха и расхода воздуха в топке котла, оборудованного пусковой горелкой, обусловлено нагнетанием воздуха вентилятором горелки и изменением параметров регулирования для обеспечения эффективного сгорания жидкого топлива.

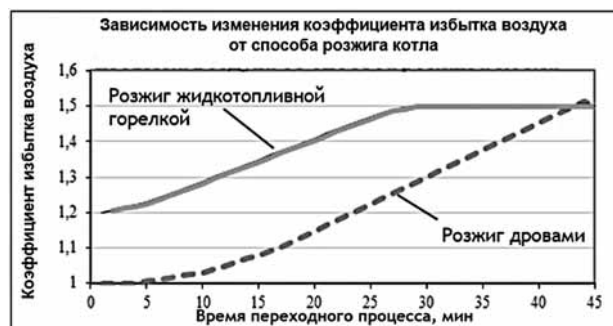


Рис. 10. Расчетные графики параметров топочных процессов на пусковых режимах



Рис. 11. Графики сравнения параметров топочных процессов на пусковых режимах

Выводы

1. Результаты расчетов по разработанной математической модели при сжигании угля, торфа в котлах ВТКС показывают, что рециркуляция дымовых газов обеспечивает улучшенные качества переходных процессов, в частности времени запаздывания, разгона и коэффициента самовыравнивания по сравнению с работой без рециркуляции уходящих газов.

2. Полученные расчетные параметры переходных процессов при сжигании угля, торфа с рециркуляцией газов, а также графики переходных процессов при совместной работе дизель-генератора с котлом высокотемпературного кипящего слоя, показывают удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными.

3. По разработанной математической модели пусковых процессов котлов малой мощности с топками ВТКС установлено, что применение пусковой горелки сокращает время выхода котла на номинальный режим работы за счет увеличения скорости воспламенения угля от факела горелки и дополнительной доли тепловой энергии, образующейся при сгорании жидкого топлива.

Литература

1. Смирнов А.В., Семенов П.А., Бондарев А.В. Практический опыт разработки систем комплексной автоматизации угольных котельных с котлами кипящего слоя на объектах МО РФ. Труды Военно-космической академии имени А.Ф. Можайского № 657 2017 г. — СПб., С. 77–81, ISSN 2218-5429. — 209 с.
2. Смирнов А.В., Рода И.С., Овчаров И.В., Бондарев А.В., Карнов М.А. Практический опыт проектирования, строительства и реконструкции угольных котельных малой мощности по технологии высокотемпературного кипящего слоя // Инженерные системы. — 2006. — № 4 (25).
3. Смирнов А.В., Бондарев А.В., Болбышев Э.В., Александров С.В. Автоматизация угольных котлов малой мощности с топками высокотемпературного кипящего слоя с рециркуляцией дымовых газов // Двигателестроение. — 2018. — № 3. — С. 19–24.

4. Карнов М.А., Смирнов А.В., Юферев Ю.В., Воронов В.Ю., Кыш С.А. Котлоагрегат для сжигания угля в кипящем слое. Патент на полезную модель. Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей РФ 20.05.2004 г. № 38041, Бюл. № 14.

5. Смирнов А.В., Бондарев А.В., Маллаев К.М. и др. Котлоагрегат для сжигания твердого топлива в кипящем слое. Патент на полезную модель. Зарегистрировано в Государственном реестре полезных моделей 05.05.2017 г., № 170747, Бюл. № 13.

6. Смирнов А.В., Александров С.В., Бондарев А.В. Силовая установка с активным котлом утилизатором высокотемпературного кипящего слоя с рециркуляцией уходящих газов. Патент на изобретение. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений РФ 06.04.2018 г. № 2650018 С1, Бюл. № 10.

7. Бондарев А.В. Экспериментальные исследования переходных и стационарных режимов работы в котлах высокотемпературного кипящего слоя с рециркуляцией уходящих газов // Двигателестроение. — 2019. — № 1. — С. 33–37.

8. Бондарев А.В., Смирнов А.В., Болбышев Э.В., Савчук Н.А., Киревнин А.Г. Система автоматического регулирования процесса горения котлоагрегата для сжигания твердого топлива в кипящем слое. Патент на изобретение. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений РФ 26.02.2019 г. № 2680778 РФ, бюл. № 6.

9. Бондарев А.В., Смирнов А.В., Болбышев Э.В. Котел малой мощности высокотемпературного кипящего слоя с системой автоматического регулирования процесса горения. Решение о выдаче патента на изобретение № 2018118788 от 05.02.2019 г.

10. Бондарев А.В., Смирнов А.В., Болбышев Э.В., Савчук Н.А., Тучков В.К. Система автоматического регулирования процесса горения котлоагрегата для сжигания твердого топлива в кипящем слое с горелкой жидкого топлива. Патент на изобретение. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений РФ 21.03.2019 г. № 2682787 РФ, бюл. № 9.

11. Смирнов А.В., Карнов М.А. и др. Автоматизация котлов малой мощности с топками высокотемпературного кипящего слоя. СПб: Стройпрофиль, 2004, № 3 (33).

12. Смирнов А.В., Проскуряков Д.А. и др. Экспериментальные исследования сжигания твердого топлива в котле малой мощности с топкой высокотемпературного кипящего слоя на переходных режимах работы // Инженерные системы. — 2009. № 1 (38). — С. 34–39.

13. Бондарев А.В., Маллаев К.М., Смирнов А.В. Разработка и испытания модернизированного угольного котлоагрегата высокотемпературного кипящего слоя с устройством автоматического пуска // Двигателестроение. — 2017. — № 3. — С. 35–43.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Все более жесткие ограничения выбросов NO_x судовыми дизелями и расширение номенклатуры нормируемых вредных веществ (SO_x , CO_2 , PM) стимулируют применение в судовых энергетических установках в качестве топлива сжиженный природный газ (LNG). Природный газ как моторное топливо не содержит серы, имеет, по сравнению с дизельным топливом, более низкое содержание углерода (примерно на 25 %) и при сгорании обедненных газовых смесей практически не образует частиц углерода.

В то же время двигатели, работающие на обедненной газовой смеси, обладают двумя существенными недостатками. Первый из них — опасность перехода в режим аномального сгорания (детонации) или в режим пропуска вспышек, что ограничивает поле допустимых режимов работы двигателя. Другой недостаток связан с выбросами в атмосферу несгоревшего метана (до 0,5 % от поданного в цилиндр), оставшегося из-за гашения пламени в «мертвых» зонах камеры сгорания и вблизи относительно холодных стенок цилиндра. С учетом того, что парниковый эффект от выбросов метана в 25 раз превышает аналогичный эффект от выбросов CO_2 , преимущество использования природного газа по этому параметру может оказаться ничтожным.

В настоящем обзоре рассматриваются две новые технологии, направленные на совершенствование процесса сгорания обедненной газо-воздушной смеси в цилиндре, сокращение выбросов метана и расширение поля возможных режимов работы судового газового двигателя.

Специалистами Японского университета Кюсю (Kyushu University) предложен новый способ снижения выбросов несгоревшего метана с использованием газопроницаемой мембраны (GPM — gas permeation membrane). Мембрана GPM, установленная на впуске,

разделяет воздух для сгорания на два потока. Воздух, обогащенный кислородом (OEA — oxygen-enriched air) образуется за мембраной, при этом перед мембраной образуется воздух, обогащенный азотом (NEA — nitrogen-enriched air). Потоки с различным содержанием кислорода подаются в камеру сгорания через отдельные впускные порты. Рабочая газовая смесь на основе OEA, направленная на стенку цилиндра, сокращает дистанцию гашения пламени и выброс несгоревшего метана. Рабочая смесь на основе NEA подается в зону оси цилиндра, что способствует снижению вероятности детонации.

Интернациональная группа специалистов из Мюнхенского технического университета (Technische University Munchen) и университета Кюсю (Kyushu University) выполнила исследование горения в цилиндре двигателя обедненной газовой смеси с добавками водорода (H_2) с целью исключения пропуска вспышек и сокращения выбросов несгоревшего метана. Исследования параметров рабочего процесса были выполнены на одноцилиндровом моторном отсеке с последующей визуализацией процесса горения на машине быстрого сжатия для двух вариантов топливных смесей с содержанием $\text{H}_2 = 10\%$ и 30 моль-% (далее HNG10 и HNG30) в сравнении с горением чистого метана. Было установлено, что при работе на смеси HNG10 снижается количество выбросов CO и THC без увеличения образования NO_x . Работа на смеси HNG30 на границу детонации влияет незначительно, при этом границу пропуска вспышек удалось существенно отодвинуть. Однако при работе на смеси с большим содержанием водорода возникает опасность появления очагов самовоспламенения смеси до срабатывания свечи зажигания.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

СНИЖЕНИЕ УТЕЧЕК МЕТАНА ИЗ СУДОВОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ЗА СЧЕТ СТРАТИФИКАЦИИ СОДЕРЖАНИЯ КИСЛОРОДА С ПОМОЩЬЮ ГАЗОПРОНИЦАЕМОЙ МЕМБРАНЫ

*Hiroshi Tajima, Daisuke TSURU,
Kyushu University*

Введение

Во всем мире наблюдается тенденция к увеличению относительной доли в топливном балансе природного газа как чистого и низкоуглеродного топлива, особенно усилившаяся после так называемой «сланцевой революции». Что касается поршневых двигателей внутреннего сгорания промышленного назначения, то здесь имеет место тенденция к расширению использования газовых двигателей с принудительным воспламенением готовой топливной смеси, что позволяет обеспечить выполнение нормативов по выбросам

NO_x без очистки отработавших газов. Все это обеспечивает газовым двигателям высокую конкурентоспособность в области электроэнергетики, особенно в пригородных местностях. Ожидается также, что в будущем газовые двигатели заменят судовые дизели, поскольку в судостроении уже сегодня действуют жесткие ограничения выбросов NO_x . Природный газ (в виде LNG) имеет низкое содержание углерода и не содержит серы, поэтому перевод судовых двигателей на газ позволит снизить выбросы CO_2 (примерно на 25 %) и твердых частиц.

В то же время двигатели, работающие на заранее приготовленной обедненной газовой смеси, обладают двумя существенными недостатками. Один из них — опасность возникновения аномального сгорания (детонации), что ограничивает мощность двигателя; другой — утечка несгоревшего метана в выпускную систему.

Учитывая, что парниковый эффект от метана в 25 раз превышает парниковый эффект от CO_2 , упомянутое выше снижение выбросов CO_2 на 25 % не дает существенного экологического эффекта. В качестве причин утечки метана называют продувку цилиндра в период перекрытия клапанов, попуски вспышек из-за наличия «переобедненных» зон в камере сгорания, а также гашение пламени в мертвых объемах камеры сгорания или в пограничном пристеночном слое, на долю которого приходится примерно половина всего объема утечек. Для ослабления данного эффекта пока существуют только паллиативные средства, например, уменьшение мертвых объемов камеры сгорания, поскольку расстояние до стенки цилиндра, на которой гаснет пламя, зависит только от химического состава рабочей смеси, и на это трудно повлиять.

В настоящей работе описан новый и радикальный способ снижения утечки метана за счет использования газопроницаемой мембраны (GPM) [1], принцип действия которой детально изложен в следующем разделе. Мембрана (GPM), размещаемая между компрессором и воздухоохладителем, обеспечивает необходимую неравномерность распределения содержания кислорода по объему камеры сгорания, за счет использования отдельных впускных окон для воздуха, обогащенного кислородом, и для воздуха, обогащенного азотом. При этом воздух, обогащенный кислородом, направляется на стенки цилиндра, что снижает дистанцию гашения пламени и, следовательно, утечку метана. Воздух, обогащенный азотом, направляется в область оси цилиндра, что способствует поддержанию постоянства значения выбросов NO_x и снижает вероятность детонации. В следующих разделах подробно описана конструкция предлагаемой системы. С использованием моделирования дана оценка ожидаемого эффекта сокращения утечки метана. Приведено описание камеры сгорания постоянного объема с расслоенным воздушным зарядом.

Система антигасящей мембраны и ее состав

Суть нового эффективного способа для предотвращения утечки метана в газовых двигателях состоит в использовании GPM для формирования нужного (неравномерного) распределения содержания кислорода по объему камеры сгорания. Поскольку данная система, которую мы назвали антигасящей мембраной (AQM — Anti Quenching Membrane), встроена в контур наддува и достаточно сложна, постараемся объяснить ее устройство более подробно.

Физический смысл дистанции гашения

Можно назвать три фактора, способствующих утечке метана, а именно: потеря части заряда во время перекрытия клапанов, наличие несгоревшего

газа в мертвых объемах и гашение пламени вблизи стенки цилиндра. Первая и вторая причины могут быть устранены за счет таких мероприятий, как изменение фаз газораспределения, заполнение мертвых объемов и т. п. Примерно половина утечек метана связана с третьей проблемой, и именно она оказывается наиболее сложной для решения. Дистанция гашения пламени — это расстояние от стенки цилиндра до зоны, в которой факел горячей смеси гаснет. Температура смеси в пределах этого расстояния падает из-за отвода тепла через стенку цилиндра в охлаждающую жидкость, причем температура стенки регулируется с помощью смазки. Основная часть несгоревших углеводородов остается в пределах дистанции гашения пламени, поэтому сокращение ее размера необходимо для снижения количества несгоревшего метана.

На рис. 1 показано соотношение между дистанцией гашения пламени и степенью эквивалентности воздушно-метановой смеси при различных концентрациях O_2 согласно классической работе В. Lewis и G. von Elbe [2]. Любое отклонение концентрации O_2 от стехиометрической приводит к увеличению дистанции гашения пламени из-за падения температуры, хотя минимальное значение дистанции гашения, по-видимому, несколько сдвигается в сторону более богатой смеси. S. Kondo [3] указывает также на то, что концентрация O_2 сильнее влияет на дистанцию гашения пламени, чем давление рабочей смеси. Из этого следует, что обогащение кислородом воздуха, направляемого на стенки цилиндра, реально может стать средством снижения утечки метана.

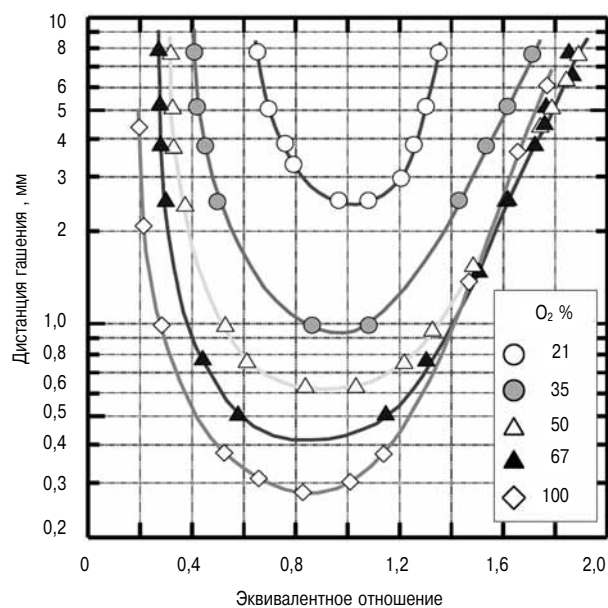


Рис. 1. Зависимость дистанции гашения пламени от степени эквивалентности метано-воздушной смеси [2]

Принцип действия газопроницаемой мембраны

Система снижения утечки метана основана на использовании газопроницаемой мембраны, способной менять состав газовой смеси, которой в данном случае является атмосферный воздух. Проницаемость мембраны для различных компонентов газовой смеси зависит от размера молекулы. В математических моделях прохождение газа через такую мембрану описывается в терминах диффузии. Молекула газа на стороне высокого давления диффундирует в мембрану, после ее прохождения происходит десорбция газа на стороне низкого давления.

Схема действия газопроницаемой мембраны показана на рис. 2. Атмосферный воздух сжимается и поступает на вход GPM, через мембрану быстрее просачиваются молекулы кислорода, поскольку по размеру они меньше молекул азота. На обратной стороне мембраны образуется воздух, обогащенный кислородом, а на стороне входа остается воздух, обогащенный азотом. Скорость прохождения воздуха определяется его расходом F , что математически выражается следующими уравнениями:

$$F_i = J_i / t_M \cdot \Delta P \cdot S_M \times 10^{-16} \quad (1)$$

$$J_i = C_i \cdot D_i, \quad (2)$$

где F_i — расход газа, м^3 (при стандартных условиях) с^{-1} ; J_i — коэффициент передачи, Баррер; t — толщина газопроницаемого пластика (материал мембраны); ΔP_i — перепад давления, кПа; S_i — площадь поверхности, м^2 ; C_i — коэффициент пропорциональности; D_i — коэффициент диффузии; Баррер — $0,752 \cdot 10^{-14}$, м^3 (при стандартных условиях) $\text{мм}^{-2} \text{с}^{-1} \text{кПа}$.

На рис. 3 изображена кривая зависимости проницаемости GPM для различных газов от размеров их молекул. В дальнейшем обогащенный кислородом воздух за мембраной будем обозначать

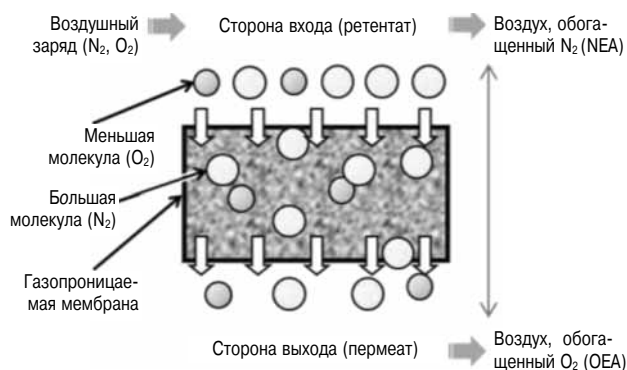


Рис. 2. Архитектура газопроницаемой мембраны и механизм ее проницаемости

Для справки. Мембранное разделение потока. Мембранные процессы разделения основываются на различной проницаемости того или иного компонента газообразной или же жидкой среды. Поток, который проходит через мембрану, называется фильтратом или пермеатом, а задержанный — концентратом или ретентатом.

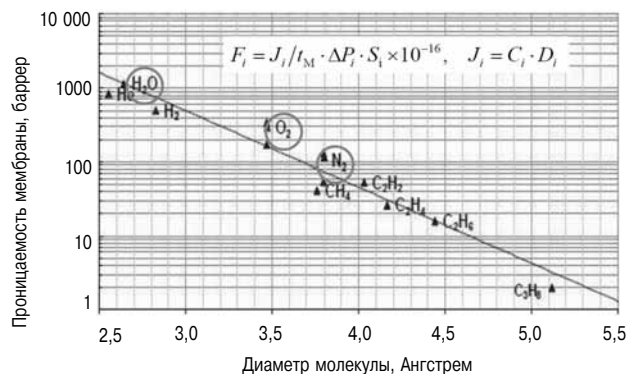


Рис. 3. Проницаемость GPM в зависимости от диаметра молекулы газа

Для справки. Баррер (Barrer) — единица коэффициента газопроницаемости. 1 Баррер = $10^{-10} \text{ см}^3 (\text{н.у.}) \text{ см} \text{ см}^{-2} \text{ с}^{-1} (\text{мм рт.ст.})^{-1}$.

аббревиатурой OEA (oxygen-enriched air), а обогащенный азотом воздух перед мембраной (на стороне остатка) — аббревиатурой NEA (nitrogen-enriched air).

Пример использования GPM

Прежде чем перейти к описанию системы AQM, следует упомянуть пример реального использования GPM на практике. Н. Ohno и др. предложили систему предварительной очистки отработавших газов от NO_x с помощью GPM собственной конструкции [4]. На рис. 4 представлена конфигурация так называемой системы ORM (Oxygen Reduction Membrane), запатентованной фирмой «Asahi Kasei Engineering Corporation». Эта система осуществляет подачу NEA на всасывание главного судового двигателя, заменяя тем самым систему рециркуляции отработавших газов (EGR). Как известно, серьезной проблемой для EGR судовых двигателей является высокосернистое топливо, даже если оно соответствует требованиям S-ECA (содержание серы не более 1000 ppm). Это вызывает необходимость использования скруббера для удаления серной кислоты, которая может образовываться в отработавших газах. Действие системы ORM никак не зависит от содержания серы в топливе, поэтому данная система отлич-

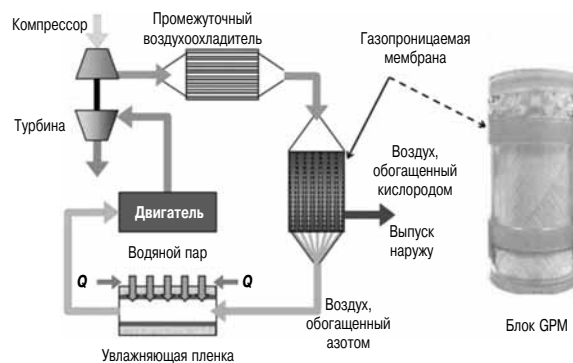


Рис. 4. Конфигурация системы ORM для мощных дизелей (с увлажнителем)

чается высокой надежностью, долговечностью и низкими эксплуатационными расходами, поскольку отпадает необходимость в таких дорогостоящих компонентах, как нейтрализатор, устройство очистки и цистерны для слива грязной воды из скруббера.

Однако в качестве устройства для снижения выбросов NO_x система ORM имеет определенные ограничения. На производство NEA расходуется мощность компрессора, при этом степень проникновения смеси через мембрану со стороны OEA на сторону NEA не превышает 0,2~0,25. Следовательно, снизить концентрацию кислорода в NEA до 19 % и менее, не перегружая компрессор, довольно трудно. По этой причине обычно возникает необходимость в дополнительном устройстве для снижения выбросов NO_x , например использование увлажнителя наддувочного воздуха, показанного на рисунке, или система впрыска водотопливной эмульсии. К тому же сбрасываемый OEA не способствует снижению выбросов NO_x , а только увеличивает потери энергии на сжатие, что является серьезным недостатком системы ORM.

Настоящий прорыв возможен только тогда, когда будет найден способ использования технологии GPM в мощных газовых двигателях, работающих на бедной смеси. В этом случае две главные проблемы, присущие газовым двигателям, будут решены соответственно за счет использования NEA (для предотвращения детонации) и OEA (для предотвращения утечки метана). Поскольку причиной детонации является слишком быстрое нарастание давления на начальной стадии процесса сгорания, NEA следует подавать в нижнюю часть рабочего объема цилиндра. И если главной причиной утечки метана является гашение пламени вблизи стенки цилиндра, OEA следует подавать именно в эту область. Возможность обеспечить раздельную подачу в цилиндр NEA и OEA, получаемых с помощью GPM, может стать большим шагом в развитии газовых двигателей, работающих на бедной смеси.

Система антигасящей мембраны

На рис. 5 показана принципиальная схема системы с антигасящей мембраной (AQM) и организации раздельной подачи компонентов в цилиндр. В системе используются две различные рабочие смеси, отличающиеся концентрацией кислорода (см. выше), поэтому данная система может стать первым примером использования сокращения дистанции гашения пламени как средства снижения утечки метана. При прохождении через мембрану GPM давление OEA снижается, поэтому перед подачей в цилиндр его необходимо «поджать», в то время как для подачи NEA этого не требуется. Это значит, что для работы AQM

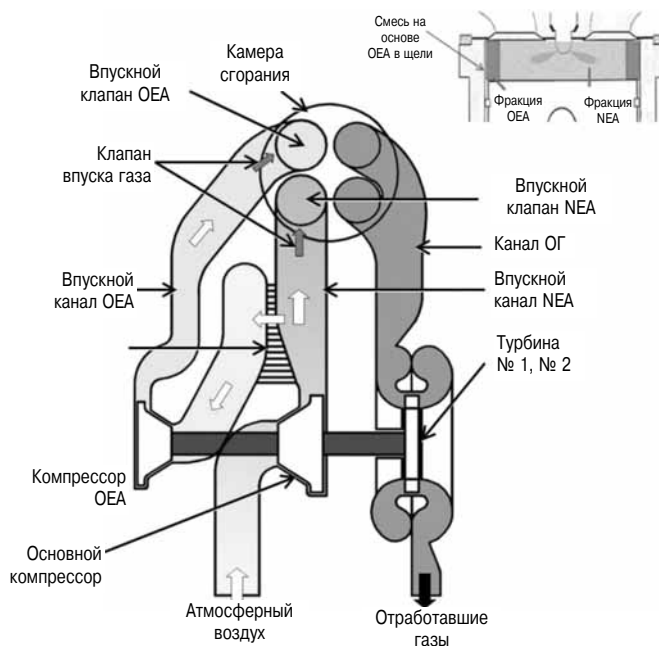


Рис. 5. Схема разделения и подачи смеси на NEA/OEA в системе AQM

нужна достаточно сложная система наддува, состоящая из двух турбокомпрессоров (ТК), причем их КПД должен быть выше стандартного, чтобы компенсировать потери мощности на сжатие. Как показано на рисунке, оба потока поступают в цилиндр раздельно, причем топливный газ подается непосредственно перед впускными клапанами.

NEA подается в центральную часть цилиндра, в результате чего недостаток кислорода в смеси отодвигает границу детонации, а также уменьшает выбросы NO_x , поскольку снижается температура сгорания. Следовательно, использование NEA в качестве рабочей смеси должно дать тот же эффект, что и EGR [5, 6]. Подача OEA осуществляется таким образом, чтобы его струя создавала закрученный поток вдоль стенки цилиндра. Это повышает качество сгорания в пристеночной области и снижает дистанцию гашения пламени. Горение метана вблизи стенки цилиндра может увеличить выбросы NO_x из-за повышения тепловыделения и, соответственно, температуры сгорания, однако предполагается, что этот эффект будет нейтрализован за счет подачи NEA. Таким образом, использование NEA/OEA позволит снизить выбросы как несгоревшего метана, так и NO_x .

Методы численного моделирования

Моделирование рабочего процесса с помощью программы GT-Power

Система AQM представляет собой принципиально новое решение, поэтому оптимизация компонентов ТК, а именно компрессора и турбины на основе существующих конструкций вряд ли возможна. Кроме того, эффект регули-

рования концентрации O_2 трудно прогнозировать. Следовательно, необходимо оценить влияние использования GPM с двумя ТК на рабочие показатели двигателя в целом, а также оценить эффект использования NEA и OEA. В настоящем исследовании использован код GT-Power для моделирования показателей рабочего процесса двигателя, разработанный фирмой «Gamma Technology Co». [7]. Данный код основан на одномерной газодинамической модели, включающей все объекты двигателя, связанные с массо- и теплообменом в трубопроводах и т. п. компонентах соответствующих систем двигателя. Помимо моделирования массо- и теплообмена рабочего тела, данный код включает целый ряд других специализированных моделей, необходимых для системного анализа. В настоящей работе код GT-Power использован для исследования элементов вновь создаваемого двигателя, в первую очередь — элементов ТК.

Имитатор рабочего процесса (KIVA-3V + SEMKIN)

При проведении расчетов одновременно моделируются процессы впрыска и горения пилотного топлива в бедной воздушно-метановой смеси при наличии центральной форсунки пилотного топлива. В двигателях подобного типа (т. е. двухтопливных) моделируются процессы в топливных компонентах в различных фазовых состояниях — жидком и газообразном. Поэтому для исследования сложных химических реакций в двухфазной среде был применен трехмерный код KIVA-3V с «химической» подпрограммой CHEMKIN, разработанный в «Sandia National Laboratory». Подпрограмма CHEMKIN II включается в тот момент, когда температура рассматриваемой ячейки станет выше заданной, после чего расчет всех химических реакций ведется в два этапа с помощью подпрограммы SENKIN. Данная подпрограмма кода CHEMKIN моделирует процесс развития во времени химических реакций в однородной среде внутри замкнутой системы. Подпрограмма SENKIN ведет расчет химических реакций методом конечных элементов, и выполняет анализ кинетики горения.

Моделирование стратификации заряда в цилиндре в процессе горения

Работа системы AQM в значительной степени определяется процессом стратификации смеси, состоящей из двух компонентов с различным содержанием кислорода. Смесь на основе NEA направляется в центральную часть цилиндра, а смесь на основе OEA должна распространяться вдоль стенки цилиндрической втулки и оставаться в пристеночном пространстве в течение хода сжатия. Как следует из рис. 5, важнейшим условием стратификации заряда является вихреоб-

разование в цилиндре. Для исследования этого процесса был адаптирован разработанный фирмой AVL трехмерный CFD-код FIRE, хорошо приспособленный для расчета потоков со сложной геометрией на входе в AQM и для генерирования расчетной сетки конечных элементов непосредственно из данных системы САПР для целевого двигателя. Однако полномасштабное моделирование всего процесса стратификации рабочей смеси в 4-клапанном двигателе является слишком сложной задачей. Поэтому применение кода FIRE было ограничено только расчетом формирования смеси внутри камеры сгорания машины быстрого сжатия/расширения (RCEM), использованной для натурных экспериментов.

Экспериментальное оборудование

Камера сгорания постоянного объема с расслоенным зарядом (CVCC)

Главными причинами утечки метана в газовом двигателе считаются гашения пламени вблизи стенки цилиндра и наличие мертвых зон около днища поршня. К сожалению, физическая модель машины типа RCEM, описываемой в следующем разделе, имеет слишком высокий верхний пояс, а верхнее поршневое кольцо расположено гораздо ниже, чтобы обеспечить надежную очистку смотрового окна от масла. Это может привести к ошибке при расчете «вклада» мертвых зон в утечку метана. Поэтому до начала экспериментов на машине RCEM были проведены испытания в камере постоянного объема, которая позволяет полностью устранить мертвые зоны и обеспечить идеальную стратификацию смеси.

Общий вид камеры сгорания постоянного объема (диаметр цилиндра 240 мм, высота 50 мм) показан на рис. 6. Внутри камеры имеется кольцевая разделительная перегородка толщиной 2 мм, внутренний диаметр которой равен 207 мм. Размеры подобраны так, чтобы объем кольцевой камеры снаружи от разделительной перегородки был равен $\frac{1}{4}$ общего объема камеры сгорания, а объем внутреннего цилиндра составлял $\frac{3}{4}$ ее об-

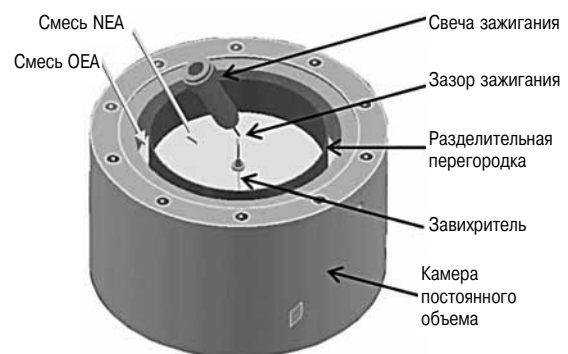


Рис. 6. Камера сгорания постоянного объема с неоднородным зарядом, и с (извлекаемой) тонкой разделительной перегородкой

шего объема. Разделительная перегородка может быть извлечена пневматическим приспособлением немедленно после (раздельного) ввода заряда из смесей на основе NEA и OEA в пространство по обе стороны от разделительной стенки. В отличие от экспериментов на машине RCEM, для воспламенения смеси использовалась центрально расположенная свеча зажигания. После окончания записи процессов изменения давления сгорания и рентгенограмм был выполнен отбор проб газа из цилиндра для проведения анализа на содержание основных компонентов вредных выбросов (CO , CO_2 , UHC , NO_x , O_2).

Машина быстрого сжатия/расширения (RCEM)

Общий вид машины RCEM показан на рис. 7, а ее основные характеристики приведены в табл. 1. Машина, которая устанавливается на одноцилиндровый опытный двигатель, предназначена для ви-

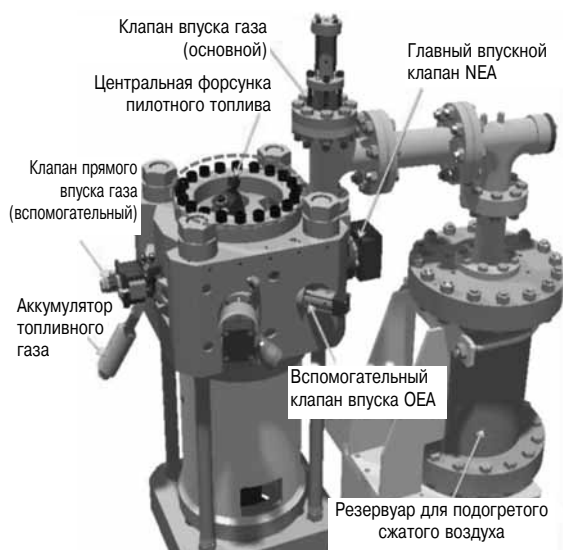


Рис. 7. Общий вид машины RCEM с измерительными приборами

Таблица 1

Машина RCEM — основные технические данные

Базовый двигатель	Одноцилиндровый, 4-тактный
Размерность	Ø240 мм × 260 мм
Длина шатуна	520 мм
Степень сжатия	6,0
Объем зазора	Ø240 мм × h50 мм
Подача основного топлива	Порт подачи метана
Подача пилотного топлива	Прямой впрыск метана и впрыск воздуха через вспомогательный клапан
Пилотное топливо	Газойль (JIS №2)
Устройство зажигания	Центральная форсунка, размеры: Ø0,2 мм × 4 отв.
Скорость двигателя	300 об/мин
Оптическое окно	Плавленый кварц, Ø125 мм × t62 мм

зуализации процессов сгорания. По геометрическим характеристикам она сопоставима с дизелями средней и большой размерности. Машина имеет камеру сгорания с простым плоским профилем, верхний торец которой целиком выполнен из кварцевого стекла, а нижний торец, т. е. днище поршня, имеет совершенно плоскую отполированную до блеска поверхность. Все газовые клапаны и форсунка OEA ориентированы горизонтально и расположены по периферии наружной стенки камеры, как показано на рисунке. Форсунка пилотного топлива для воспламенения воздушно-метановой смеси ориентирована по оси цилиндра. Зеркальная поверхность днища поршня, центральное смотровое окно и оптическая схема обеспечивают возможность наблюдения и записи рабочего процесса в цилиндре с помощью рентгенографии. Хотя кварцевое окно рассчитано на давление сжатия свыше 20 МПа, исследования велись преимущественно при средних нагрузках газового двигателя, так как на этих режимах влияние утечки метана может проявляться сильнее, чем при полной нагрузке.

Чтобы создать условия сжатия, максимально приближенные к реальным газовым двигателям, работающим на бедной смеси, а также обеспечить высоту зазора над поршнем, достаточного для предотвращения прямого попадания струи пилотного топлива на стенку, машина RCEM оборудована воздушным резервуаром, который позволяет отдельно регулировать давление и температуру воздуха перед подачей его в цилиндр. Машина RCEM представляет собой аппарат для одноразового физического моделирования вспышки и процесса расширения. Измерительные приборы рассчитаны на давление сжатия до 12 МПа, и могут выдерживать давление сгорания до 20 МПа.

Результаты исследования

Проверка работоспособности системы AQM

Блок-схема системы AQM в программе GT-Power. На рис. 8 показана блок-схема системы AQM в кодах GT-Power и KIVA-3V, а в табл. 2 приведены ее основные технические данные. На блок-схеме показаны соединения элементов системы AQM и двигателя.

Элементы двигателя, соответствующие GPM, в стандартной библиотеке GT-Power отсутствовали, поэтому их, с некоторым приближением, пришлось создать заново из нескольких библиотечных элементов аналогичного типа.

Так, например, между выходом первичного компрессора (или первичного воздухоохладителя) и входом вторичного компрессора вводилось звено в виде патрубка с двумя отверстиями.

Однако обеспечить высоких значений перепада давления и расхода через мембрану одновременно

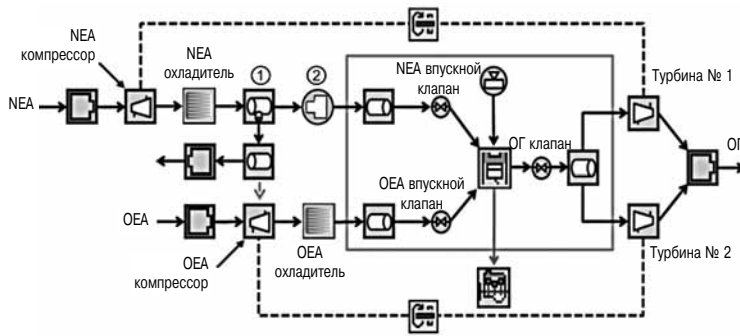


Рис. 8. Схема соединений системы AQM и двигателя в коде GT-Power

Таблица 2

Основные технические характеристики модели двигателя в кодах GT-Power и KIVA-3V

Базовый двигатель	4-тактный, 4-цилиндровый
Размерность	Ø200 мм × 300 мм
Длина шатуна	550 мм
Степень сжатия	14,2
Пилотное топливо	Газойль (JIS №2)
Устройство зажигания	Центральная форсунка, 6 отв.
Номинальная мощность	143 кВт
ВМЕР	2 МПа
Скорость двигателя	900 об/мин
Коэффициент избытка воздуха	1,8~2,0

не удалось, так как проходное сечение дроссельного отверстия обратно пропорционально перепаду давления. С другой стороны, площадь поверхности мембраны GPM в действительности гораздо больше, и перепад давления на ней соответственно тоже больше, чем на перфорированной трубке. Учитывая тот факт, что входная сторона мембраны регулярно очищается, и что для более эффективного разделения газовых потоков давление перед ней при помощи дополнительного насоса поддерживается близким к атмосферному, выход первичного компрессора и вход вторичного компрессора были разъединены, как показано на рисунке. Для простоты будем считать, что изначальная смесь NEA поступает на вход первичного (NEA) компрессора, а на вход вторичного (OEA) компрессора поступает смесь OEA. При этом составы смесей могут регулироваться по отдельности.

Проверка КПД ТК с помощью GT-Power. Характеристики обоих ТК системы AQM были адаптированы введением множителей по степени повышения давления и удельному расходу. Чтобы оценить техническую целесообразность системы AQM, были рассчитаны величины КПД ТК, необходимые для нормальной работы системы при условии, что соотношение пропускной способности OEA/NEA и перепада давления на

мембране, измеренные Н. Ohno и др. [4], остается в реальных пределах.

Результаты расчетов представлены в табл. 3 и на рис. 9. Как известно, целесообразность применения того или иного компрессора на двигателе оценивается по его значению КПД. Для нашей цели КПД ТК должен быть не менее 85 %. В крайнем правом столбце для сравнения приведены результаты, полученные для упомянутой выше упрощенной модели AQM, в которой машина GPM представлена в виде патрубка с двумя отверстиями. В AQM для работы GPM требуется гораздо большее давление наддува, чтобы компенсировать потери на дросселирование для получения OEA. Как компрессор, так и турбина должны иметь намного более высокий КПД, чем в обычных двигателях. Уже при массовой доле OEA, равной 30 % система AQM выходит на предел своих возможностей, поскольку КПД компрессора при этом достигает максимума,

Таблица 3

Результаты валидации модели двигателя AQM с помощью GT-Power

Заданная массовая доля OEA, %	0:Баз.	20	25	30	(32,5)
Расход воздуха, г/с	1042	934	978	991	736
ВМЕР, МПа	1,91	2,13	2,14	2,13	2,11
Фактическая массовая доля OEA, %	—	20,8	24,5	28,1	32,6
Давление наддува, МПа	0,258	0,362	0,376	0,380	0,288
ηNEA компрессора, %	55,8	81,6	81,3	81,2	83,4
ηNEA турбины, %	59,2	63,2	62,8	62,8	82,6
ηOEA компрессора, %	—	74,0	77,3	84,3	71,0
ηOEA турбины, %	—	67,9	77,1	81,0	74,4

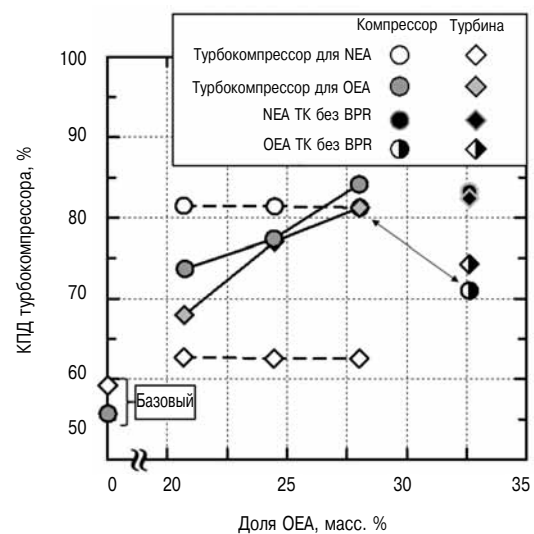


Рис. 9. Значения КПД ТК, необходимые для работы AQM (моделирование в GT-Power)

поэтому с учетом необходимого запаса доля ОЕА должна составлять порядка 25 %. Как мы и опасались, величины давления наддува и КПД ТК, полученные в результате упрощенного моделирования, оказались слишком оптимистичными.

Вспомогательный клапан для подачи ОЕА открывается в начале хода сжатия. Его срабатывание синхронизировано со срабатыванием газовой форсунки для более эффективной стратификации заряда, хотя в реальных двигателях подобная конфигурация вряд ли применима. Для умеренного закручивания потока в цилиндре ось главного впускного клапана несколько смещена в радиальном направлении. Одновременно из вспомогательного клапана поступает сильно закрученная струя, что способствует образованию в цилиндре смеси типа ОЕА. Взаимодействие обоих потоков в динамике предварительно изучалось с помощью скоростемера частиц (PIV — Particle Image Velocimetry).

Влияние системы AQM на рабочий процесс по результатам моделирования

Начальные условия для моделирования в коде KIVA 3-V. В табл. 4 и 5 приведены параметры субмоделей, использованных в коде KIVA-3V, а также необходимые для расчетов технические

Таблица 4

Основные субмодели, используемые в коде KIVA-3V

Выделение NO	Расширенный механизм Зельдовича
Метод PaSR	Модель Kong-Reitz
Решатель ODE	SENKIN в CHEMKIN II
Схема реакции	n-гептан: ERC Diesel, метан: GRI 3.0
Фракционный состав	Первичный: метод Blob, капель
	Вторичный: модель KH-RT

Таблица 5

Подача основного топлива, впрыск пилотного топлива и условия заряда для моделирования в коде KIVA

Подача основного топлива				
Рабочая смесь	Метан (CH ₄)—воздух			
Коэффициента избытка воздуха	1,8			
Начальная толщина слоя ОЕА, мм	0 (Баз.)	10	15	20
NEA/OEA, O ₂ %	(21,0)	21,0/ 29,0	21,0/ 27,0	21,0/ 25,0
Впрыск пилотного топлива				
Топливо (прямой впрыск)	n-гептан (газойль)			
Диаметр сопловых отверстий	Ø 0,16 мм × 6 отв.			
Цикловой впрыск: давление, масса	65 МПа, 0,0268 г			
Угол начала и длительность впрыска	10° ПКВ до ВМТ, 7,2° ПКВ			
Начало подачи заряда при		70° ПКВ до ВМТ		
Давление и температура	0,804 МПа, 493 К			

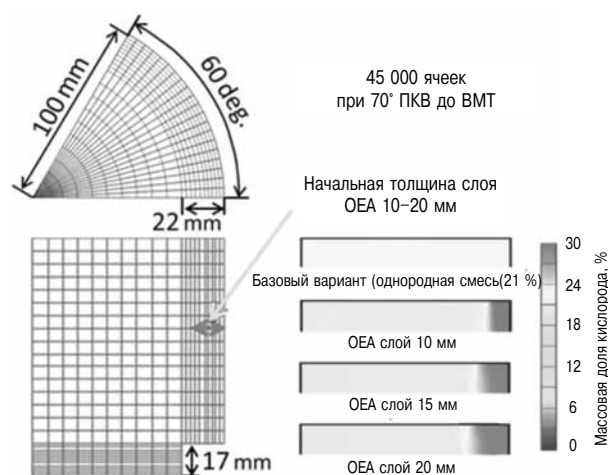


Рис. 10. Разбивка области счета на ячейки и толщина первоначального слоя смеси типа ОЕА

данные двигателя. На рис. 10 показано сечение расчетной области с разбивочной сеткой. Сначала планировалась обычная камера сгорания с неглубокой выемкой в поршне, затем ее форма была упрощена до тороидальной диаметром 108 мм и глубиной 17 мм. Область над верхней крышкой была разбита на особо мелкие ячейки сетки МКЭ для более точного прогнозирования количества несгоревшего метана.

Чтобы более объективно оценить влияние AQM на рабочий процесс, выбрали несколько субмоделей из стандартной библиотеки субмоделей кода KIVA. Однако затем понадобилась еще одна субмодель для имитации распространения пламени в исходной смеси, предназначенная для моделирования процесса развития факела. При использовании стандартных программ скорость распространения пламени была бы слишком мала из-за недооценки теплопроводности тонкого переднего фронта факела. На самом деле теплопередача от «сгоревшей» ячейки сетки МКЭ к «несгоревшей» всегда недостаточна для разогрева последней до такой степени, чтобы поддержать развитие горения. К сожалению, разработка адекватной модели распространения факела оказалась слишком сложной для исполнения за время, отведенное на данный проект. Поэтому в качестве первого расчетного приближения было решено зону NEA вокруг оси цилиндра заменить обычным воздухом с объемным содержанием кислорода 21 %. Что же касается слоя ОЕА вблизи стенки цилиндра, то было проверено три варианта с различной толщиной этого слоя — от 0 (исходный вариант) до 20 мм, чтобы исследовать влияние данного параметра на снижение выброса метана. Содержание кислорода в слое подбиралось таким образом, чтобы общая масса O₂ сохранялась практически постоянной.

Таблица 6

Расчетные показатели влияния AQM на характеристики выбросов

Толщина слоя ОЕА, мм	0(Баз.)	10	15	20
Процент O ₂ в NEA % об.	(21,0)	29,0	27,0	25,0
УНС, ppm	1042	609	587	394
Утечка метана, %	1,85	1,10	1,06	0,71
Рост NO _x , %	-	3,0	5,4	12,5

Похоже, что несгоревший метан достаточно долго остается в углах камеры сгорания после окончания основного горения, причем его остается тем меньше, чем толще слой ОЕА. По-видимому, не меньшее значение имеют такие факторы, как объем ОЕА и неравномерность концентрации кислорода.

В табл. 6 приведены расчетные характеристики слоев ОЕА для оценки AQM. Как видно из предыдущего рисунка, стратификация содержания кислорода в камере сгорания оказалась столь эффективной, что при толщине слоя ОЕА 20 мм концентрация несгоревшего метана снизилась более чем на 60 %. В то же время с ростом толщины слоя ОЕА выбросы NO_x монотонно возрастали.

Проверка влияния AQM на рабочий процесс при проведении натурных испытаний в камере сгорания постоянного объема (CVCC)

Сравнение выбросов для топливовоздушной смеси различных составов. В табл. 7 приведены параметры неоднородных смесей, подаваемых в CVCC с расслоенным зарядом. Наряду с вариантом заполнения камеры с использованием AQM, проверялись варианты с подачей гомогенной смеси NEA (или ОЕА), после чего разделительная перегородка извлекалась и смесь поджигалась с целью получения исходных данных по выбросам вредных веществ. Количество тепла на входе всегда оставалось постоянным, независимо от состава смеси. Это значит, что в опытах с однородной смесью давление заряда увеличивалось, а содержание кислорода уменьшалось. В опытах с AQM камера внутри разделительной перегородки (при ее наличии) заполнялась смесью на основе NEA, камера за разделительной перегородкой — смесью на основе ОЕА, чтобы поддерживать среднее значение концентрации кислорода на

Таблица 7

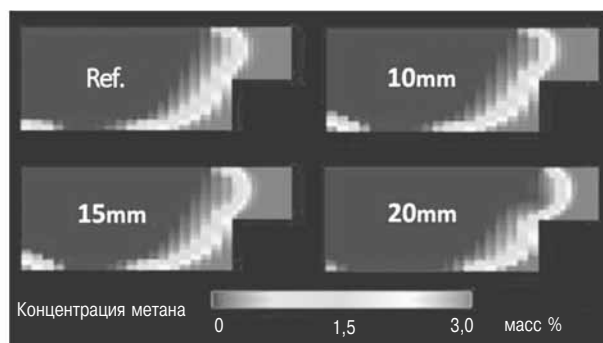
Параметры неоднородной смеси в CVCC

Вид смеси	Однородная			Неоднородная	
	Ref.	19 %	25 %	AQM № 1	AQM № 2
Концентрация O ₂ ,% об.	21	19	25	NEA 19, OEA 25 (среднее 21)	
Давление, МПа	1,1	1,2	0,93	1,1	
Температура, К	300				

За исходную точку расчета принято состояние идеальной стратификации смеси, при котором для всех значений концентрации кислорода коэффициент избытка воздуха остается постоянным. Это означает, что при моделировании проверяется только влияние толщины слоя ОЕА.

Расчетное снижение утечки метана за счет слоя ОЕА. На рис. 11 показана прогнозируемая конфигурация пламени при 10° ПКВ после ВМТ (вверху) и ожидаемая концентрация несгоревшего метана при 80° ПКВ после ВМТ (внизу) в зависимости от толщины слоя ОЕА. При 10° ПКВ после ВМТ фронт пламени доходит до слоя ОЕА толщиной 20 мм, и идет дальше в область схлопывания над днищем поршня, причем до этого момента развитие пламени происходит примерно одинаково при любой толщине слоя. Следовательно, в системе AQM обогащение топливовоздушной смеси кислородом не ускоряет процесс сгорания вблизи стенки цилиндра, как ожидалось. Оказалось, что расчетные кривые тепловыделения имеют пик приблизительно при 13° ПКВ после ВМТ, амплитуда которого возрастает с увеличением толщины слоя ОЕА, хотя концентрация кислорода при этом уменьшалась, чтобы поддерживать тепловыделение постоянным.

10° ПКВ после ВМТ



80° ПКВ после ВМТ

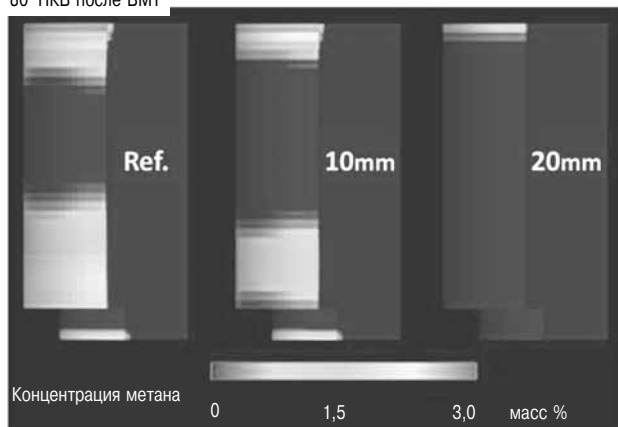


Рис. 11. Расчетное положение факела при различных значениях толщины слоя ОЕА (вверху) и расчетная концентрация метана на стенке камеры после окончания процесса сгорания (внизу)

Таблица 8

Сравнение показателей выбросов при испытаниях разных вариантов неоднородной смеси в CVCC

Вид смеси	Однородная			Неоднородная	
	Ref.	19 %	25 %	AQM № 1	AQM № 2
Подачи метана, моль	0,079	0,082	0,080	0,086	0,082
УНС, ppm	3580	4830	3130	1290	2620
CO ₂ , %	9,15	7,95	11,6	10,2	9,44
CO, ppm	211	166	146	136	141
NO _x , ppm	874	694	1150	718	860

уровне 21 %. В CVCC сгорает смесь искусственного воздуха и чистого метана, воспламеняемая с помощью свечи зажигания, поэтому измеренное количество несгоревших углеводородов УНС — это и есть базовая характеристика утечки метана.

Сравнение состава выбросов для перечисленных вариантов рабочей смеси приведено в табл. 8. Суммарный коэффициент избытка воздуха в CVCC приходилось поддерживать на уровне $\lambda = 1,3$, поскольку энергии свечи зажигания оказалось недостаточно для воспламенения смеси с $\lambda > 2,0$ (которое характерно для реальных газовых двигателей, работающих на обедненной смеси). Кроме того, из-за достаточно сложной процедуры топливоподачи не удалось избежать небольших флуктуаций расхода подаваемого метана. Величины выбросов, зарегистрированных при испытаниях однородных смесей, свидетельствуют о том, что использование ОЕА с содержанием O₂ 25 % несколько уменьшило утечку метана (на 14 %), но в то же время увеличило выбросы NO_x (на 30 %) по сравнению с исходным значением, тогда как действие NEA было прямо противоположным. Стратификация заряда с помощью AQM является результатом обеих названных технологий (ОЕА+NEA), при этом применение AQM оказалось эффективнее, чем ожидалось, в отношении уменьшения утечки метана (примерно на 30 % в случае AQM № 2). Это несколько меньше, чем для другого испытанного варианта мембраны, в сравнении с однородной смесью при содержании кислорода 21 %, причем выбросы NO_x практически остались на том же уровне. Следует, однако, помнить, что в рассмотренных случаях (с AQM) подача метана иногда была больше, чем при испытаниях однородных смесей, и что основным фактором, влияющим на утечку метана, является коэффициент избытка воздуха, особенно в случае сгорания сильно обедненной смеси, использованной в данных испытаниях.

Сравнительная скорость тепловыделения. На рис. 12 показаны характеристики скорости тепло-

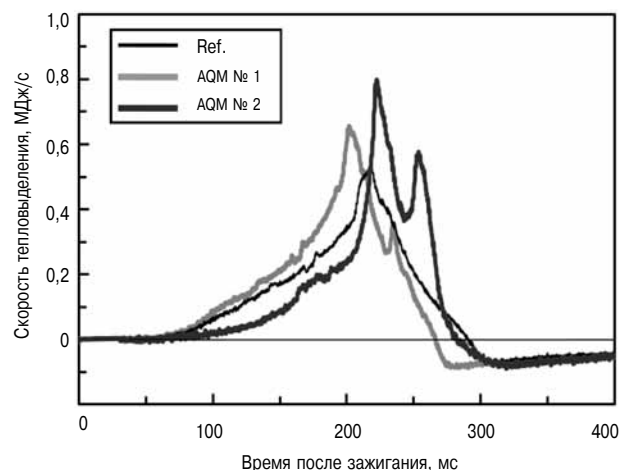


Рис. 12. Скорость тепловыделения при сжигании различных смесей в CVCC с расслоенным зарядом

выделения для исходного варианта (однородная смесь с 21 % кислорода) и для двух вариантов смеси с AQM. При испытаниях AQM № 2 тепловыделение на ранней стадии процесса было меньше, чем в исходном варианте, что, однако, компенсировалось усилением тепловыделения на более поздней стадии благодаря большей концентрации кислорода и более быстрому распространению пламени в слое ОЕА. Вследствие пульсации топливоподачи при испытаниях AQM № 1 результаты испытаний могут трактоваться как несколько неоднозначные. Несмотря на то что результаты испытаний системы AQM выглядят достаточно многообещающими при измерениях в CVCC, необходимо испытать ее в условиях, более приближенных к реальным, чтобы составить представление о ее эффективности как средства снижения утечки метана.

Таблица 9

Условия экспериментов для проверки эффективности AQM на машине RCeM

Параметры топливоподачи и сжатия	
Газовое/пilotное топливо	Чистый метан/газойль (JIS № 2)
Впрыск pilotного топлива	Давление: 90 МПа
	Начало впрыска: 7,0° ПКВ до ВМТ
	Длительность впрыска: 5° ПКВ
Конец сжатия	Температура 780 К, давление 8,0 МПа
Параметры рабочей смеси в экспериментах без AQM	
Концентрация O ₂ , % об.	Однородная смесь (19, 21, 25 %)
Коэффициент избытка воздуха: λ_g	1,91~3,15
Параметры рабочей смеси в экспериментах с AQM	
Концентрация O ₂ , % об.	Однородная смесь, O ₂ 21%, $\lambda_g = 2,1$
Концентрация O ₂ , % об. в AQM	O ₂ 19 % + 25 % (среднее 21 %), NEA/OEA $\approx 3,0$

Проверка эффективности AQM при испытаниях в RCEM

Характеристики выбросов при испытаниях однородных смесей. В табл. 9 приведены параметры топливopодaчи и состояния рабочей смеси при проверке эффективности AQM в RCEM. Сначала, как и при испытаниях в CVCC, проверялась работа устройства на однородных смесях с различным содержанием кислорода. Это было необходимо для того, чтобы оценить эффект от применения смесей на основе OEA в условиях, более близких к реальным. В испытаниях использовались смеси с теми же значениями концентрации кислорода, что и при испытаниях в CVCC, но коэффициент избытка воздуха при этом менялся в широких пределах — от максимального возможного обеднения смеси почти до границы детонации. Эффективность AQM оценивалась на неоднородных смесях на основе OEA/NEA при их раздельной подаче в машину RCEM.

Значения суммарного коэффициента избытка воздуха для сравнения задавались по границе детонации в исходном (базовом) варианте (т. е. однородная смесь с содержанием кислорода 21 %), и по собственной границе детонации соответственно.

На рис. 13 показано распределение утечки метана в зависимости от коэффициента избытка воздуха в опытах с однородной смесью при различных значениях концентрации кислорода. Из результатов испытаний следует, что по мере повышения степени обогащения смеси и содержания в ней кислорода утечки метана уменьшаются, за исключением резкого скачка утечки на нижней границе диапазона стабильного сгорания, что хорошо заметно на кривой для смеси 19 % O₂. При этом для каждого значения концентрации кислорода зависимость между утечкой метана и коэффициентом избытка воздуха является

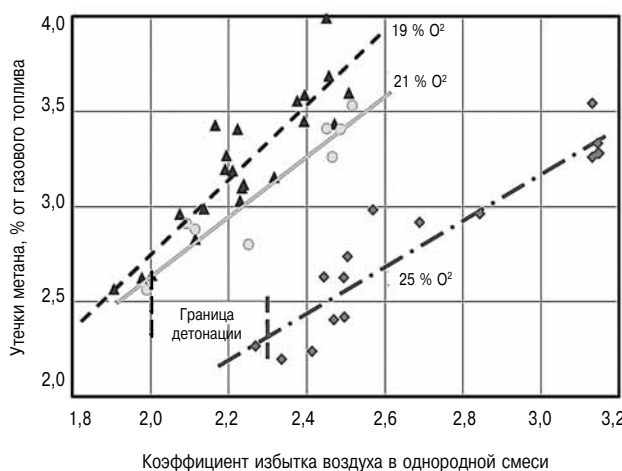


Рис. 13. Влияние содержания O₂ в однородной смеси на утечку метана в RCEM

Показатели выбросов при испытаниях однородных топливных смесей в RCEM

Вид смеси	Однородная ($\lambda_g = 2,48$)		
	Баз. (21 %)	19 %	25 %
Утечка метана, %	3,41	4,09	2,63
CO ₂ , %	4,5	3,9	5,2
CO ppm	477	837	219
NO _x , ppm	200	90	1010

ся линейной. Особенно важно отметить, что значение утечки метана в зависимости от обоих параметров носит линейный характер, а не экспоненциальный, как ожидалось перед испытаниями системы AQM.

На рис. 13 пунктиром обозначены границы детонации, которые находятся на уровнях O₂ = 21 % и O₂ = 25 % для $\lambda_g = 2,0$ и $\lambda_g = 2,3$ соответственно. Указанные значения коэффициента избытка воздуха больше, чем в реальных газовых двигателях. Вероятная причина этого — относительно меньшая скорость и относительно большая доля пилотного топлива (5 % от газового топлива в расчете на теплотворную способность) в RCEM по сравнению с газовым двигателем. Также как более высокий уровень выбросов NO_x, отмеченный при испытаниях CVCC, сдвиг границы детонации в сторону более бедной смеси является еще одним недостатком смеси на основе OEA и возможным фактором ограничения применимости AQM.

В табл. 10 показаны результаты измерения выбросов, полученные в экспериментах на RCEM с обедненной рабочей смесью при различных значениях концентрации кислорода, а именно, NEA (O₂ 19 %) базового (O₂ 21 %), и OEA (O₂ 25 %). Концентрация газового топлива для смеси на основе NEA устанавливалась такой, чтобы коэффициент избытка воздуха соответствовал

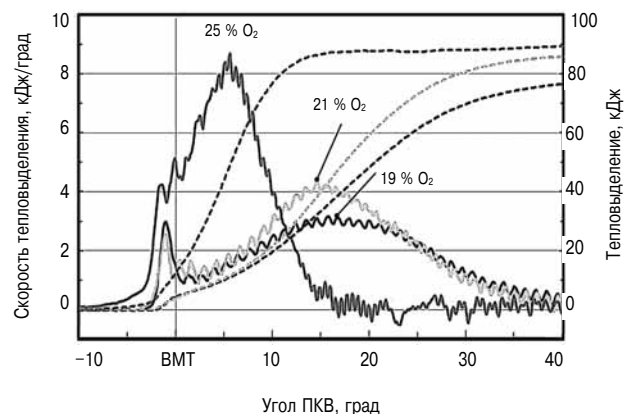


Рис. 14. Влияние содержания O₂ в однородной смеси на процесс тепловыделения в RCEM

максимально возможному обеднению смеси ($\lambda_g = 2,48$). В этом случае также наблюдалась отрицательная и почти линейная корреляция между содержанием кислорода и количеством утечки метана после сгорания, в то время как выбросы NO_x оказались гораздо более чувствительными к условиям сгорания, и их зависимость от концентрации кислорода носила экспоненциальный характер.

Кривые тепловыделения в экспериментах с рабочими смесями, представленными в табл. 10, приведены на рис. 14. Как следует из кривых тепловыделения ROHR (rate of heat release), обогащение смеси кислородом сокращает период задержки воспламенения и намного ускоряет распространение пламени. В то же время обогащение смеси азотом ($\text{O}_2 = 19\%$) на задержку воспламенения практически не влияет, и только слегка ускоряет горение.

Параметры выбросов при использовании AQM. В табл. 11 приведено сравнение параметров выбросов в ходе экспериментов на RCEM со смесью $\text{O}_2 = 21\%$ на границе детонации ($\lambda_g = 2,0$) и с двумя вариантами смеси с AQM при одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха ($\lambda_g = 2,0$) и на соответствующих границах детонации ($\lambda_g = 1,8$). Концентрация O_2 в NEA и OEA устанавливалась на уровнях 19 и 25 % соответственно. Соотношение смесей NEA и OEA составляло 3/1, что обеспечивало среднее содержание O_2 на уровне 21 % об. Данные настройки позволяли проверить эффективность AQM в условиях, максимально приближенных к реальным.

При одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха эффект AQM в отношении утечки метана был относительно скромным (лишь 10,3 %), а рост выбросов CO обусловлен, по-видимому, присутствием смеси NEA вблизи оси цилиндра. Однако в отношении выбросов NO_x , не наблюдалось сколько-нибудь заметного ухудшения, чего можно было ожидать по результатам испытаний однородной смеси с $\text{O}_2 = 25\%$.

Еще одним полезным эффектом системы AQM оказался сдвиг границы детонации на 10 % в сторону обогащения смеси за счет при-

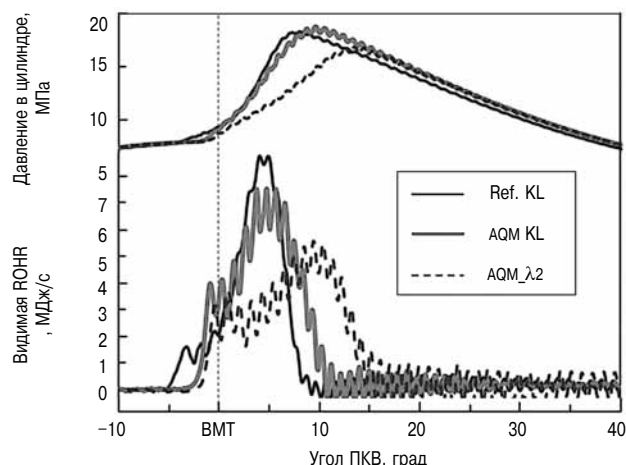


Рис. 15. Влияние AQM вблизи границы детонации (KL) на давление в цилиндре и на скорость тепловыделения в RCEM

сутствия смеси NEA вблизи оси цилиндра. При сравнении с базовым вариантом границы детонации (KL), применение AQM позволило снизить утечки метана на 30 %, тогда как выбросы CO не изменились, а выбросы NO_x возросли на 30 %.

На рис. 15 приведены характеристики рабочего процесса и ROHR, соответствующие неоднородным смесям, указанным в табл. 11. Поскольку обогащение смеси в этом случае гораздо выше, чем в предыдущем, то вторая кривая (ROHR) указывает на более высокое значение пика тепловыделения и гораздо более раннее сгорание для всех вариантов смеси, а также меньшую задержку воспламенения даже для неоднородной смеси (исходный вариант).

Высокочастотные пульсации давления в цилиндре наблюдались как при однородной, так и при неоднородной смесях (в обоих случаях — со своей границей детонации). На ранней стадии сгорания неоднородные смеси характеризуются большей задержкой воспламенения, как и однородные смеси. При этом реакция сгорания становится более управляемой с ускорением поздней

Таблица 11

Показатели выбросов при испытаниях AQM топливных смесей в RCEM

Вид смеси	Баз. KL	AQM_λ2	AQM KL
Коэффициент избытка воздуха	2,0	←	1,8
UHC, ppm	3190	2930	2455
CO ₂ , %	5,37	5,33	5,86
CO, ppm	1375	1850	1290
NO _x , ppm	1320	1200	1760

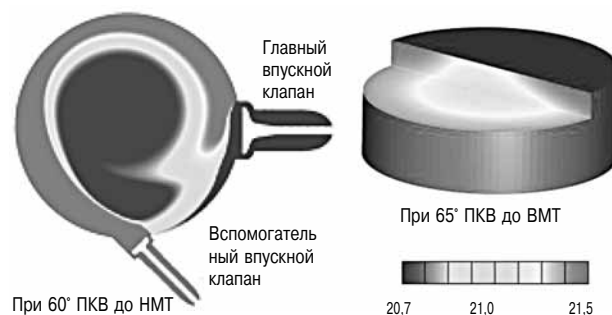


Рис. 16. Расчетный процесс распределения кислорода на цикл всасывания и в конце цикла в RCEM (моделирование в коде FIRE)

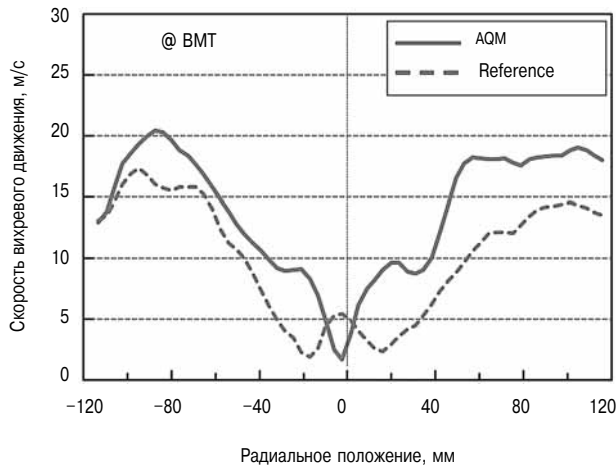


Рис. 17. Профиль скорости завихрения потока в RCEM, полученный методом PIV

стадии сгорания благодаря наличию слоя ОЕА. Подводя итоги, можно сказать, что полученные результаты отчасти подтверждают возможность стратификации заряда в цилиндре RCEM, которая, вопреки ожиданиям, оказалась недостаточной для предотвращения утечки метана.

Моделирование стратификации. На рис. 16 показаны результаты моделирования стратификации смеси в опытах с AQM на машине RCEM с помощью кода FIRE. Видно, как на такте всасывания с помощью тангенциально-ориентированного вспомогательного впускного клапана формируется слой ОЕА, прилегающий к стенке цилиндра, однако картина стратификации оказывается заметно смазанной как в радиальном, так и в тангенциальном направлениях, когда поршень на такте сжатия начинает движение вверх. Диапазон распределения кислорода сжимается до величины менее 1 % об.

На рис. 17 показаны профили скорости вихреобразования, полученные с помощью прибора для динамического измерения PIV. Штриховая линия соответствует нормальной работе только с главным впускным клапаном (базовый вариант), а сплошная линия — работе в режиме AQM с включенным вспомогательным впускным клапаном. Как было показано, стратификация распределения кислорода трудно достижима даже в машине RCEM со вспомогательным впускным клапаном, но усиление вихре-

образования в целом обеспечивалось за счет дополнительного выпуска ОЕА через периферийный порт, поэтому при использовании AQM показатели рабочего процесса должны улучшаться.

Визуализация рентгеновского изображения распространения пламени в RCEM. На рис. 18 показана картина распространения пламени в RCEM, полученная методом PIV, при экспериментах с неоднородной смесью с параметрами, приведенными в табл. 10 и на рис. 14, имеют вид цветных пятен на черном фоне. Поле кругового обзора охватывает все сечение камеры сгорания RCEM, что позволяет видеть одну из четырех струй пилотного топлива и распространение пламени вокруг струи. Завихрения направлены по часовой стрелке.

Как и следовало ожидать, с учетом характера кривых тепловыделения (рис. 14), форма и площадь зон горения, соответствующих вариантам $O_2 = 19\%$ и $O_2 = 21\%$, примерно одинаковы, однако последнем случае ядро выбивающегося из струи пламени несколько светлее, чем в предыдущем. Хотя тепловыделение вблизи ВМТ при $O_2 = 25\%$ является максимальным из трех рассматриваемых вариантов, пламя на фото в этом случае не сильно отличается от остальных, и не

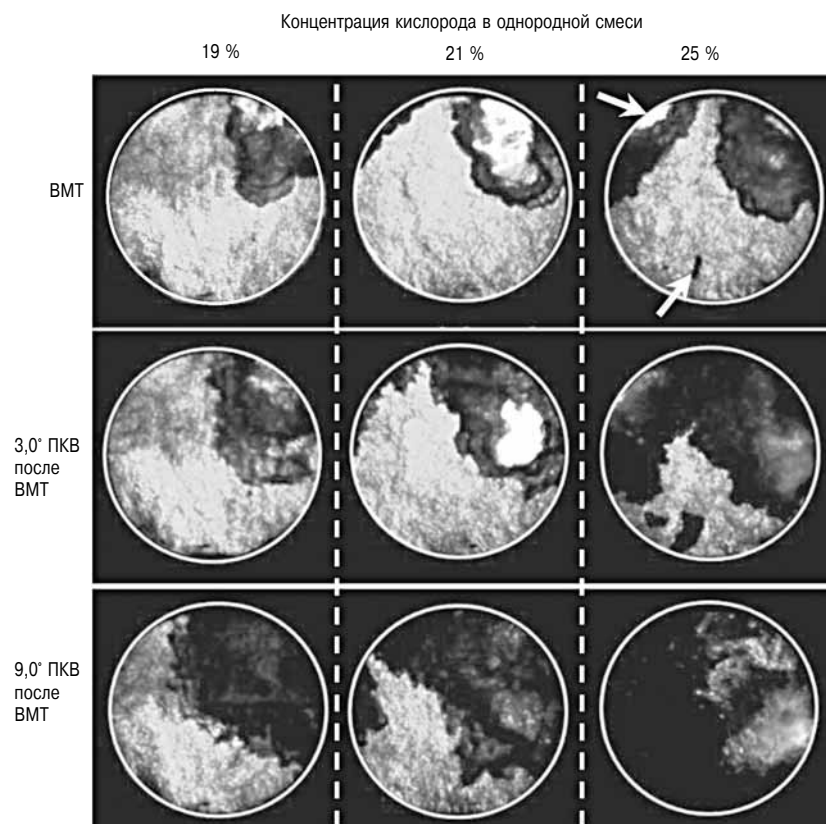


Рис. 18. Изображения процесса распространения пламени в RCEM с однородными смесями с различным содержанием O_2 ($\lambda_g = 2,48$)

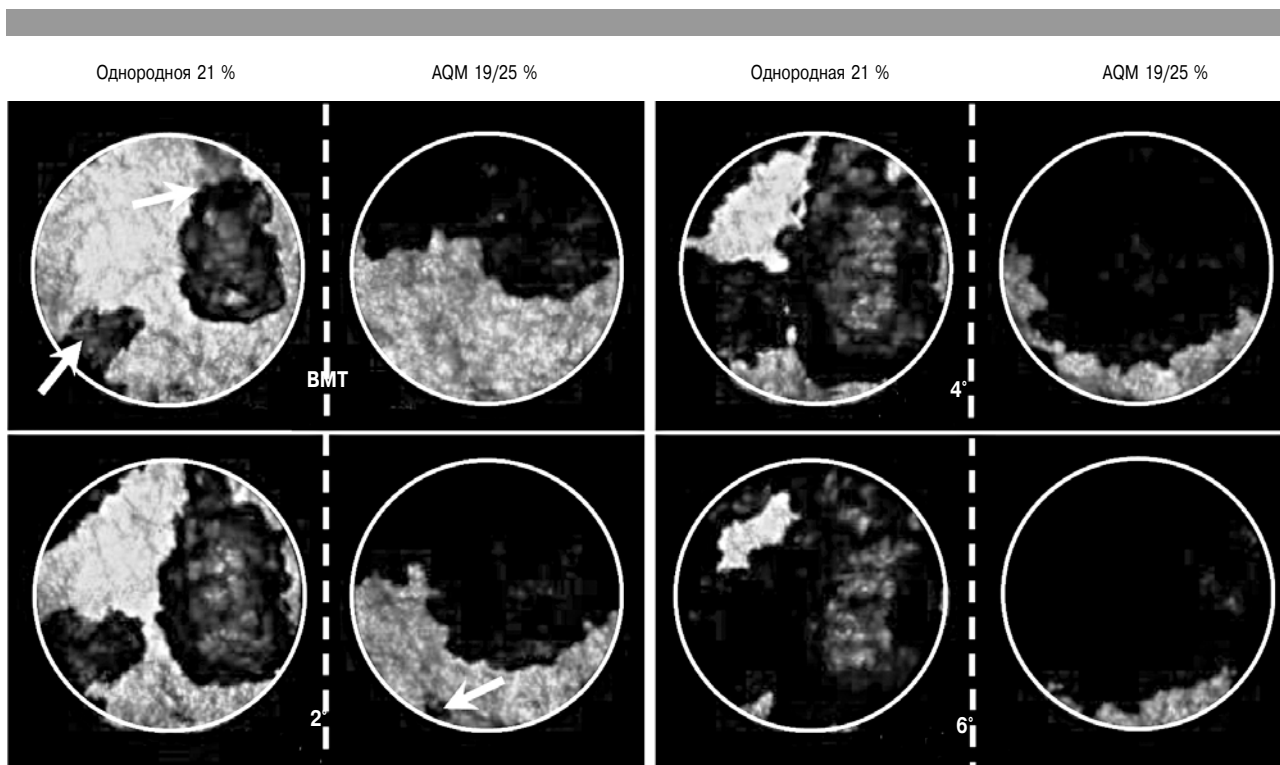


Рис. 19. Изображения процесса распространения пламени в RCEM с однородной смесью и AQM стратифицированной смесью ($\lambda_g = 2,1$)

имеет светлого ядра. Возможно, это является случайностью, и может быть результатом более быстрого роста соседнего топливного факела со светлым ядром и дополнительного распространения пламени от самовоспламенившихся выступов («протуберанцев»). Об этом нередко упоминается в литературе [8], особенно когда речь идет о состоянии смеси, близком к границе детонации, как в случае $O_2 = 25\%$.

Суммируя полученные результаты, можно отметить, что в двигателях с открытой камерой, работающих на обедненной смеси, которая зажигается струей пилотного топлива, процесс распространения пламени сильно отличается от обычных двигателей с искровым зажиганием. В данном случае воспламенение смеси инициируется струями пилотного топлива и окружающими их образованиями, после чего пламя движется в сторону стенки цилиндра, а также проникает в зазор между двумя соседними струями.

На рис. 19 показана сравнительная картина распространения пламени в RCEM при работе на однородной и неоднородной (в случае AQM) смесях. Из соображений безопасности при проведении экспериментов по визуализации процесса коэффициент избытка воздуха был слегка увеличен (до $\lambda_g = 2,1$ вместо 2,0), что соответствовало границе детонации для однородной смеси $O_2 = 21\%$, упомянутой в табл. 11 и на рис. 15.

Предполагалось, что это небольшое изменение плотности топлива уменьшит скорость распространения пламени и существенно отодвинет границу детонации. На деле оказалось, что область сгорания даже увеличилась по сравнению с более бедной смесью ($\lambda_g = 2,48$) при тех же значениях концентрации кислорода ($O_2 = 21\%$) и угла ПКВ.

При горении однородной смеси граница между диффузным пламенем струи и пламенем горящей газовой смеси была зафиксирована в момент прохождения ВМТ. После ВМТ пламя горящей газовой смеси накрыло всю поверхность и распространилось в радиальном и периферическом направлениях. Самовоспламеняющиеся выступы наблюдались даже в случае $O_2 = 21\%$, поскольку более высокое содержание топлива в смеси вызвало значительное увеличение тепловыделения.

На фотографиях отчетливо виден эффект системы AQM. Во-первых, процесс зажигания смеси струями пилотного топлива резко активизировался, при этом несгоревшего топлива между соседними струями почти не оставалось. В результате распространение пламени носило практически осесимметричный характер. Главную роль здесь должно быть, сыграло усиление вихреобразования и турбулентности смеси в цилиндре.

Во-вторых, считалось, что возникновение и рост самовоспламеняющихся выступов будут протекать более интенсивно, чем в однородной

смеси, благодаря наличию слоя смеси на основе ОЕА, но эти ожидания не оправдались. Выступы появлялись, как видно из снимка, при 2° ПКВ после ВМТ, но не росли благодаря увеличению скорости и завихрений потока вблизи стенки цилиндра. Эти наблюдения свидетельствуют о том, что для систем AQM ключевыми факторами являются генерация и контроль вихреобразования.

Заключение

В ходе проведения настоящей работы впервые был предложен реальный метод предотвращения выбросов несгоревшего метана из газовых двигателей большой мощности, работающих на природном газе. Данная технология, получившая название антигасящей мембраны (AQM), основана на применении газопроницаемой мембраны (GPM), которая устанавливается между газовым двигателем и компрессором системы наддува, и разделяет сжатый воздух на две фракции — воздух, обогащенный кислородом (ОЕА), и воздух, обогащенный азотом (NEA). Смесь на основе ОЕА снижает недогорание метана за счет сокращения дистанции гашения пламени, когда факел пламени ориентирован в направлении стенки цилиндра, а смесь на основе NEA, подаваемая в центральную часть цилиндра, снижает вероятность детонации.

Работоспособность системы AQM и возможный эффект от ее применения были оценены с помощью математического моделирования, а также физического моделирования с использованием уникальной аппаратуры. Эта оценка привела авторов к следующим заключениям.

➤ Система AQM представляет собой систему виртуального двигателя, состоящего из одного (главного) турбокомпрессора (ТК) для NEA, второго (вспомогательного) ТК для ОЕА, и полностью независимых (отдельных) портов подачи ОЕА/NEA и GPM.

➤ Работоспособность системы AQM была успешно подтверждена с помощью одномерной

модели рабочего процесса. Однако массовая доля ОЕА, как оказалось, не может превышать 30 % воздушного потока на входе в цилиндр, поскольку работа сжатия при этом сильно возрастает, что потребует применения турбокомпрессора с нереально высоким КПД.

➤ Влияние AQM на снижение выбросов несгоревшего метана и рост выбросов NO были подтверждены трехмерным CFD-моделированием на основе подробного анализа химических реакций, однако расчетное снижение выбросов метана на 60 % оказалось завышенным из-за допущения об идеальной стратификации смеси, а также из-за отсутствия адекватной модели распространения пламени.

➤ Опыты с AQM, которые проводились при идеальной стратификации смеси, с использованием камеры сгорания постоянного объема с разделяемым зарядом, доказали возможность снижения выбросов метана не менее чем на 30 % без существенного увеличения выбросов NO_x.

➤ Опыты с AQM в условиях, приближенных к реальным, проводились на машине быстрого сжатия/расширения. Они показали, что выброс метана уменьшился на 10 % при том же значении коэффициента избытка воздуха, а обогащение смеси на 10 % привело к снижению выбросов метана на 30 % при одновременном росте выбросов NO_x также на 30 %.

➤ Трехмерное CFD-моделирование рабочего процесса показало, что стратификация содержания кислорода вблизи ВМТ трудноосуществима, хотя в начале цикла сжатия стратификация заряда практически идеальна.

➤ Картина распределения вихрей в цилиндре и визуализация распространения пламени в машине быстрого сжатия/расширения показали, что возможность управления потоками в цилиндре столь же важна, как и стратификация содержания кислорода в системе AQM.

Литература

1. Melhus O., Garasen I. Haukebo B. et al. «NO_x Emission Reduction by Use of N₂ Diluted Charge Air», Proc. of CIMAC (Bergen), № 218 (2010).
2. Lewis B., Von Elbe G. Combustion Flames and Explosions of Gases, 3rd edition, 268 p., ACADEMIC PRESS, INC..
3. Kondo S. et al. Effect of Pressure and Oxygen Concentration on Quenching Distances Flammable Gases, Nippon Kagaku Kaishi (in Japanese), 7 (1992). — P. 788–792.
4. Ohno H. Development of a Nitrogen-enrichment/Humidification Membrane System For NO_x Emission reduction For Marine Diesel Engines, ISME KOBE, C6-3 (2011).

5. Higashida M., Nakamura T., Onishi I. et al. Newly Developed Combined EGR & WEF System to comply with IMO NO_x Regulation Tier 3 for Two-Stroke Diesel Engine, Proc. of CIMAC (Shanghai), № 219 (2013).
6. Pascal C., Schmit S., Eilts P. Strategies for switching between ECA and nonECA operation for a medium-speed diesel engine with EGR, Proc. of CIMAC (Shanghai), № 232 (2013).
7. Gamma Technologies Inc. A Gt-Suitetm Application for Engine Performance, Acoustics, and Control Simulation, GT-Power User's Manual Halstead, (2006).
8. Tajima H., Kunimitsu M., Sugiura K., Tsuru D., Development of High-efficiency Gas Engine through Observation and Simulation of Knocking Phenomena, Proc. of CIMAC (Bergen), № 213 (2010).

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПИТАНИИ ПРИРОДНЫМ ГАЗОМ С ДОБАВЛЕНИЕМ ВОДОРОДА

Satoshi Kawauchi, National Maritime Research Institute
Benjamin Korb, Georg Wachtmeister,
Technical University of Munich
Daisuke Tsuru, Koji Takasaki, Kyushu University
Junichi Hirata, ClassNK

Введение

В настоящее время в Германии одной из основных тенденций в области развития энергетики является переход на возобновляемую энергию, доля которой в энергетическом балансе страны растет из года в год (рис. 1 [1]). К 2015 г. эта доля достигла 30 % и продолжает расти. Использование возобновляемой энергии способствует сокращению выбросов CO_2 , однако ее доступность зависит от климата и других внешних условий. Поэтому для увеличения доли возобновляемой энергии необходимо преодолевать определенные трудности. Одним из возможных решений может стать конвертация электроэнергии в газ («Power to Gas») [2]. Излишки энергии, образующиеся в периоды пониженного потребления, могут использоваться для производства водорода, который может применяться в качестве топлива для ДВС и топливных ячеек, или как компонент сырья для синтетических материалов. Возможность закачки H_2 в газораспределительные сети весьма привлекательна во многих отношениях. Например, газораспределительная сеть с большим территориальным покрытием является хорошим средством транспортировки и хранения газа. С другой стороны, по ряду свойств H_2 заметно отличается от природного газа, и это различие может сказываться на конечных потребителях как позитивным, так и негативным образом. Поэтому последствия закачки H_2 в сети природного газа должны быть проанализированы с учетом всех возможных вариантов. Предметом настоящего исследования является влияние добавки H_2 к природному газу на рабочий процесс двигателя.

Известен ряд работ, посвященных этой теме, в которых подробно изучался рабочий процесс двигателя, его показатели, а также параметры вредных выбросов. Однако эти работы в большинстве своем относятся к высокооборотным малоразмерным двигателям автомобильного класса, и лишь в немногих из них рассматривались стационарные или судовые двигатели большой мощности. В двигателях с большими размерами цилиндра влияние добавки H_2 к топливу на условия сгорания и рабочие параметры двигателя может быть существенно различным.

Поэтому настоящая работа посвящена исключительно стационарным и судовым двигателям большой мощности. В первой части доклада



Рис. 1. Производство электроэнергии в Германии: распределение по видам используемого топлива [1]

изложены некоторые результаты предыдущих исследований [3, 4], в том числе особенности рабочего процесса и показатели вредных выбросов, полученные в результате стендовых испытаний, выполненных на опытном отсеке газового двигателя (SCE — single cylinder research gas engine). Во второй части представлены результаты оптических исследований рабочего процесса, выполненных на машине быстрого сжатия/расширения (RCЕМ). В общем случае, индикаторная диаграмма двигателя не дает представления о конструктивных параметрах его камеры сгорания. Поэтому оптическое индицирование и визуализация могут оказаться весьма полезным для лучшего понимания особенностей рабочего процесса.

Стендовые испытания.

Условия испытаний и оборудование экспериментального стенда

Стендовые испытания проводились на установке SCE в Институте двигателей внутреннего сгорания Технического Университета Мюнхена (TUM). Основные параметры установки приведены в табл. 1, а ее общий вид — на рис. 2. В качестве устройства зажигания газовой смеси используется закрытая форкамера. Зажигание инициируется факелом, вытекающим из форкамеры, в которой воспламеняется пилотное топливо. Программа и методика испытаний, включая сбор данных, проведение измерений, анализ результатов и т. д., подробно описаны в [4]. В испытаниях использовался природный газ (NG) из городской сети Мюнхена. Состав газа приведен в табл. 2. Исследовались два варианта топлива — с содержанием H_2 10 и 30 моль-% (далее обозначаемые соответственно как HNG10 и HNG30). Коэффициент избытка воздуха рассчитывался по методу Бретшнайдера (Brettschneider).

Таблица 1

Двигатель SCE — основные технические данные

Тип	1-цилиндровый, 4-тактный
Диаметр цилиндра, мм	170
Ход поршня, мм	210
Степень сжатия	12,7
Скорость двигателя, об/мин	1500

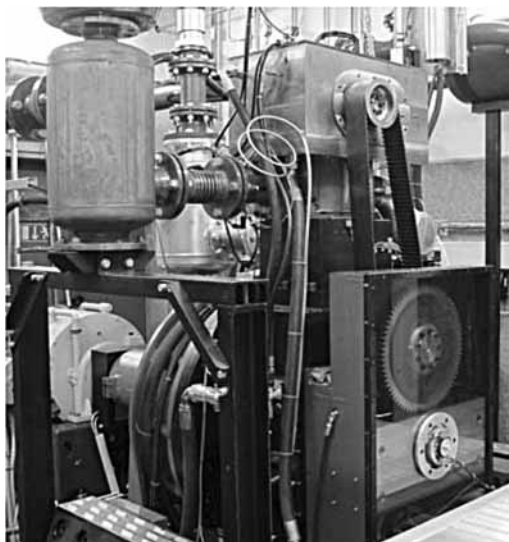


Рис. 2. Общий вид машины SCE

Таблица 2

Состав газа [4]

Компонент	NG	HNG10	HNG30
CH ₄ , моль-%	95,01	85,8	66,4
C ₂ H ₆ моль-%	3,24	2,65	2,23
C ₃ H ₈ моль-%	0,33	0,28	0,22
Longchain HCs моль-%	0,15	0,12	0,11
N ₂ моль-%	0,53	0,49	0,36
CO ₂ моль-%	0,75	0,59	0,51
H ₂ моль-%	0	10,1	30,2

Результаты работы.
Диапазон рабочих режимов двигателя

Принимая во внимание нормативы вредных выбросов от стационарных газовых двигателей, для оценки диапазона рабочих режимов была использована диаграмма, отражающая зависимость выбросов NO_x от положения центра сгорания (CoC — Center of Combustion) и коэффициента избытка воздуха (λ). Диаграмма была построена с помощью интерполяции точек измерения в координатах CoC– λ . Результаты работы двигателя на NG и HNG30 представлены на рис. 3, где наглядно показано, как положение CoC и λ влияют на выбросы NO_x. При работе на чистом природном газе среднее эффективное давление IMEP на границе детонации изменялось в

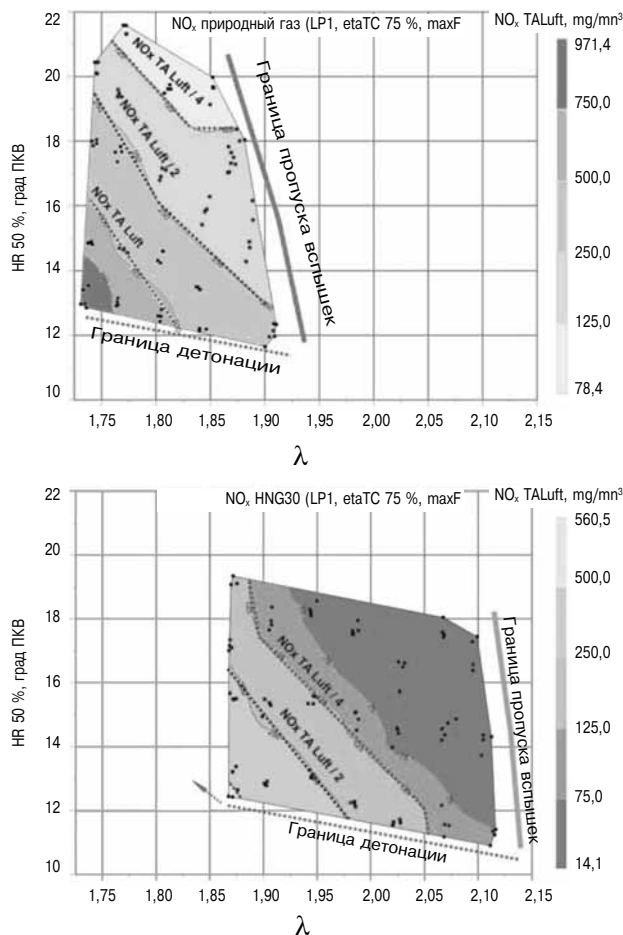


Рис. 3. Поле режимов работы двигателя для NG и HNG30

пределах от 20 до 18,4 бар, а при работе на HNG30 — в пределах от 19,4 до 17,5 бар. Указанное различие в IMEP на положение границы детонации влияет незначительно, поэтому прямое сравнение рабочих диапазонов представляется правомерным. При добавке 30 % H₂ граница пропуска вспышек отодвинулась с $\lambda = 1,9$ до $\lambda = 2,1$, что объясняется лучшим горением смеси с добавкой H₂. Сдвиг границы пропуска вспышек позволил увеличить зону рабочих режимов на обедненной смеси с низкими выбросами (менее 250 мг/Нм³), что составляет половину от предельно допустимых выбросов по TA Luft [5]. Это позволило сдвинуть CoC в направлении BMT, что дает возможность одновременно повысить КПД и снизить выбросы NO_x. Сопоставление границ детонации при $\lambda = 1,9$ показывает, что добавка к топливу 30 % H₂ привела к сдвигу положения CoC с 11,7 до 12,3 град ПКВ после BMT. Сдвиг небольшой, учитывая, что метановое число природного газа при добавлении 30 % H₂ заметно снижается. Однако качество работы двигателя при $\lambda = 2,1$, что соответствует границе пропуска вспышек для HNG30, позволило и дальше сдвигать CoC по сравнению с базовым двигателем (работающем на чистом природном газе). Получен-

ный результат свидетельствует о том, что работа на обедненной смеси может улучшить антидетонационные свойства топлив с добавкой H_2 . Несмотря на то что добавка 30 % H_2 несущественно влияет на положение границы детонации, существует опасность преждевременного воспламенения топлива, что определяется быстрым ростом давления еще до срабатывания свечи зажигания, в результате чего сужается поле допустимых режимов. При добавке 10 % H_2 преждевременное воспламенение топлива также имеет место, хотя коэффициент избытка воздуха был больше, чем в случае с HNG30. Анализ причин этого явления, а также результаты оптических исследований будут приведены в следующем разделе.

Рабочие параметры двигателя и характеристики вредных выбросов

Рабочие параметры двигателя и характеристики вредных выбросов регистрировались при постоянном положении CoC, чтобы можно было сравнивать данные, полученные при использовании различных видов топлива. Было выбрано положение CoC при 13° после ВМТ. Соответствующие данные были получены интерполяцией между точками диаграммы на рис. 3, где по оси X отложена величина λ , по оси Y — положение CoC, а по оси Z — интересующие нас параметры рабочего процесса.

Величины задержки воспламенения и длительности горения показаны на рис. 4 и 5. Задержка воспламенения определялась как период между разрядом на свече зажигания и моментом выгорания 5 % топлива (по массе), а длительность горения определялась как период между моментами выгорания 10 и 90 % топлива (по массе). Увеличение концентрации H_2 в топливе вело к

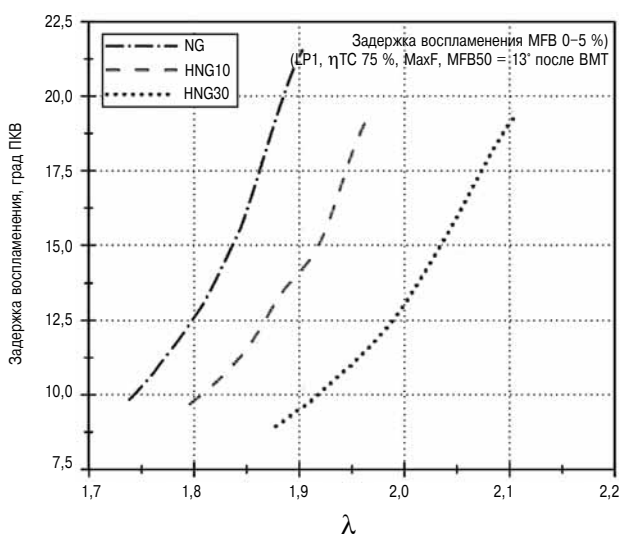


Рис. 4. Зависимость задержки воспламенения от λ для NG, HNG10 и HNG30

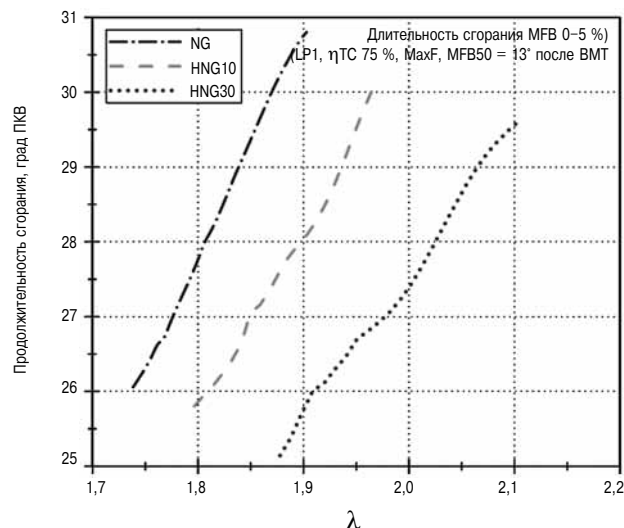


Рис. 5. Зависимость продолжительности сгорания от λ для NG, HNG10 и HNG30

сокращению обоих указанных параметров. При содержании H_2 в топливе 10 % задержка воспламенения уменьшилась почти на 7° ПКВ, а длительность горения — на 3° ПКВ при $\lambda = 1,9$. Таким образом, добавка H_2 к топливу оказывает значительное влияние на период задержки воспламенения.

Результаты эксперимента с изменением IMEP (COV_{IMEP})* показаны на рис. 6. Они свидетельствуют о том, что увеличение содержания H_2 ведет к снижению величины COV_{IMEP} . Очевидно также, что добавка H_2 к топливу при работе на более бедной смеси уменьшает разброс параметров между циклами и отодвигает границу пропуска вспышек.

Результаты измерения выбросов NO_x показаны на рис. 7. При равном значении коэффициента

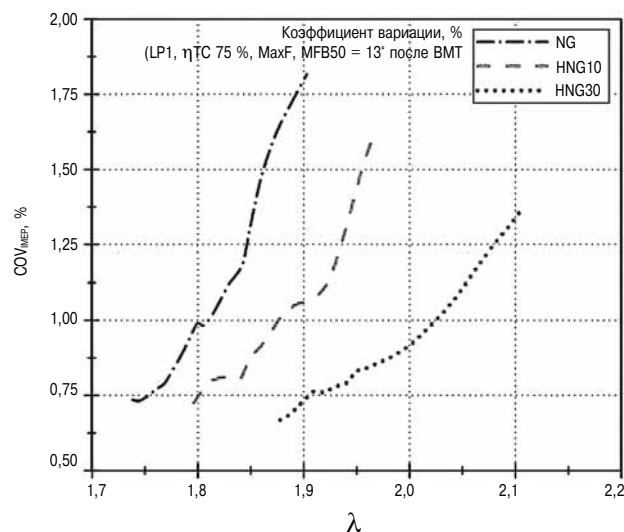


Рис. 6. Зависимость COV_{IMEP} (коэффициента вариаций среднего эффективного давления, %) от λ для NG, HNG10 и HNG30

* COV_{IMEP} — коэффициент вариаций среднего эффективного давления, %

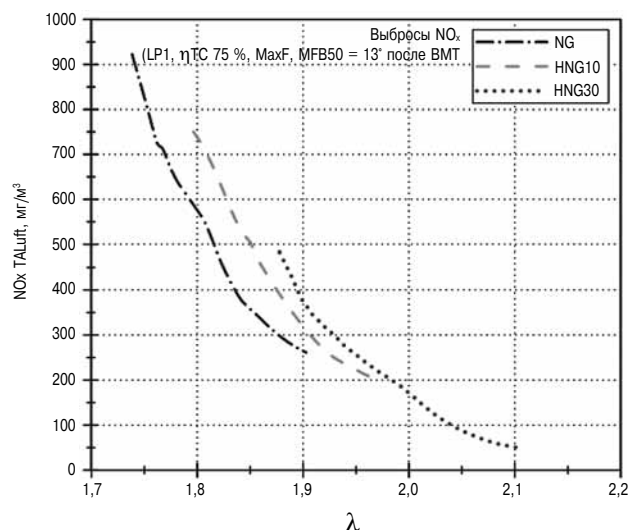


Рис. 7. Зависимость выбросов NO_x от λ для NG, HNG10 и HNG30

избытка воздуха выбросы NO_x с увеличением содержания H_2 несколько возрастают. Причиной этого являются ускорение тепловыделения и рост температуры сгорания, вызванной присутствием H_2 в топливе. С другой стороны, сдвиг границы пропускания всплесков в большую сторону позволяет снизить выбросы NO_x до минимума. При добавлении 30 % H_2 выбросы NO_x при $\lambda = 2,1$ составляют порядка 50 мг/м^3 , т. е. десятую часть предельно допустимого значения по TA Luft. Следовательно, рост концентрации NO_x в отработавших газах может быть компенсирован расширением диапазона работы на обедненной смеси, что приводит к снижению общего количества выбросов NO_x .

Результаты измерений несгоревших углеводородов показаны на рис. 8. При работе двигателя на всех трех видах топлива выбросы THC по мере обеднения смеси росли. Во всех случаях уровень выбросов THC на границе пропускания всплесков был одинаков, тогда как топлива с более высоким содержанием H_2 показали снижение выбросов NO_x . Это означает, что добавка H_2 к топливу облегчит достижение оптимального компромисса между выбросами NO_x и THC. При $\lambda = 1,9$ добавление 10 % H_2 позволило снизить выбросы THC на 26 %, а при добавлении 30 % H_2 выбросы THC снизились на 44 %. В целом снижение выбросов THC является результатом улучшения качества рабочего процесса. Однако необходимо принять во внимание, что добавка H_2 уменьшает содержание атомов углерода в топливе. Расчет, основанный на общем уравнении сгорания бинарных смесей типа $\text{H}_2\text{—CH}_4$, позволяет численно оценить влияние этого эффекта на снижение выбросов THC. Согласно этому расчету добавление 10 % H_2 уменьшает выбросы THC на 3 %, а

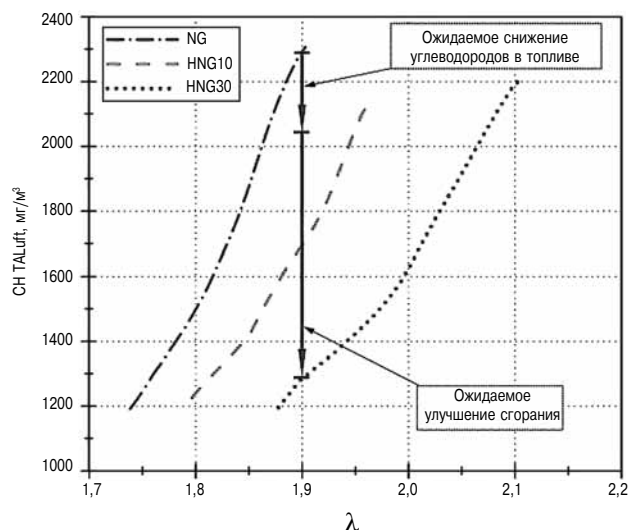


Рис. 8. Зависимость выбросов CH от λ для NG, HNG10 и HNG30

добавление 30 % H_2 — на 10 %. Отсюда можно сделать вывод, что снижение выбросов THC обусловлено, главным образом, совершенствованием рабочего процесса.

На рис. 9 показана зависимость индикаторного КПД (η_i) от λ .

Для каждого вида топлива увеличение коэффициента избытка воздуха приводило к снижению η_i , в то время как увеличение концентрации H_2 в топливе приводило к росту КПД. Сравнение КПД при равном уровне выбросов NO_x показало, что добавка 30 % H_2 обеспечивает рост КПД двигателя с 44,9 % (на чистом природном газе) до 45,7 %.

Таким образом, добавление H_2 к топливу может облегчить достижение оптимального компромисса между выбросами NO_x и η_i .

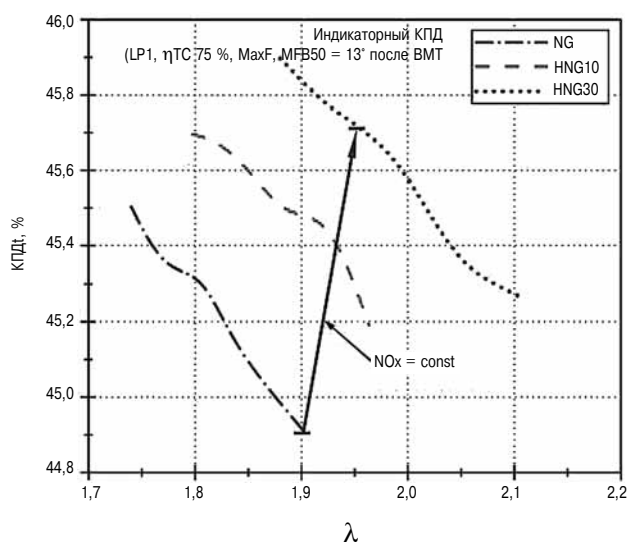


Рис. 9. Зависимость КПД от λ для NG, HNG10 и HNG30

Оптическое исследование.

Условия испытаний и оборудование экспериментального стенда

Оптическое исследование проводилось на машине RCEM лаборатории двигателей Университета Кюсю. Основные технические характеристики машины RCEM приведены в табл. 3, а ее общий вид — на рис. 10. Подробно принцип работы машины RCEM и методика эксперимента описаны в [6]. В настоящем исследовании метод лазерной рентгенографии был использован для наблюдения за процессом в цилиндре двигателя, работающего на обедненной смеси. Оптическая схема наблюдения снизу камеры была разработана специально для экспериментов с добавкой H_2 . Пучок параллельных лучей, проходящих через прозрачное окно, отражался от полированной зеркальной поверхности поршня. Область наблюдения в камере сгорания показана на рис. 11. Окно из оптического стекла диаметром 104 мм установлено на расстоянии 68 мм от центра поршня. На снимках можно видеть две из шести струй топлива, вытекающих из сопла форсунки. Технические характеристики прибора и оптической схемы приведены в табл. 4.

Условия эксперимента сведены в табл. 5. Предметом настоящего исследования является рабочий процесс в двухтопливном двигателе. Для распыливания топлива используется форсунка с шестью сопловыми отверстиями диаметром

Таблица 3

Машина RCEM: основные технические данные

Диаметр цилиндра, мм	240
Ход поршня, мм	260
Степень сжатия	9,12
Частота вращения, об/мин	360

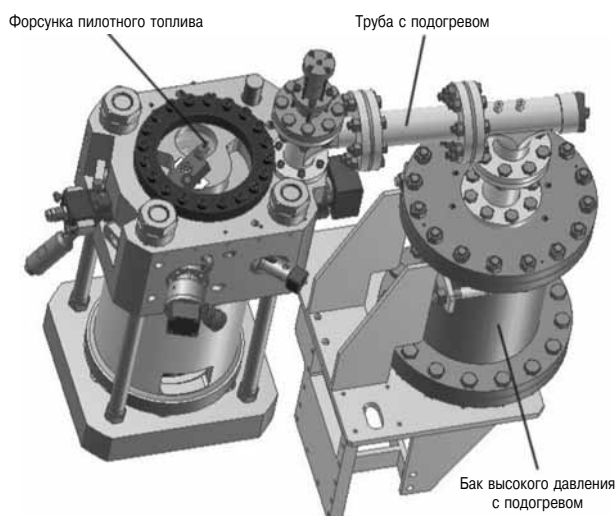


Рис. 10. Установка RCEM

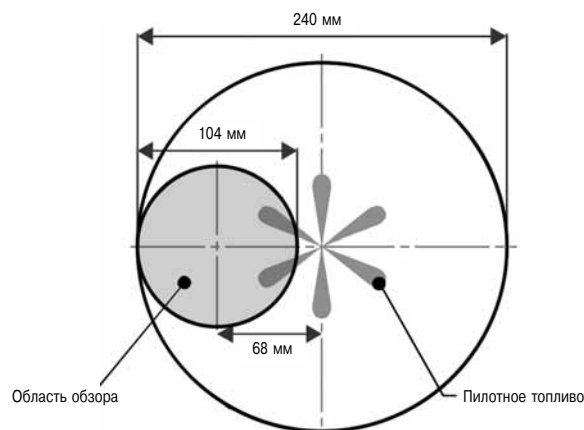


Рис. 11. Схема области наблюдения

Таблица 4

Параметры оптики и фотосъемки при исследовании рабочего процесса

Скоростная камера	Phantom V1610
Частота кадров	40 000 fps
Разрешение:	512×512
Апертура	2,8
Выдержка	1 мс
Объектив	Объектив Nikon с переменным фокусным расстоянием и телеконвертером Kenko Tokina

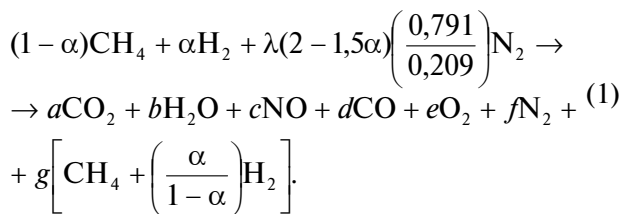
Таблица 5

Условия эксперимента

Газовое топливо	Бинарная смесь H_2-CH_4
Содержание H_2 в топливе	0, 30, 50 %
p сжатия в ВМТ	6 МПа
T сжатия в ВМТ	780 К
λ	1,6–2,3
Жидкое топливо	Дизельное топливо (JIS№2)
Диаметр сопловых отверстий	6× $\varnothing 0,16$ мм
Давление впрыска	100 МПа
Угол начала впрыска	–10,5 град до ВМТ
Угол конца впрыска	–3,2 град до ВМТ
Длительность впрыска	7,3 град ПКВ
Цикловая подача	58 мг

0,16 мм. Форсунка основного топлива ориентирована по оси цилиндра, а струи пилотного топлива сдвинуты относительно оси цилиндра в радиальном направлении. В качестве пилотного было выбрано дизельное топливо JIS № 2. Регистрировались движение иглы форсунки и динамика изменения давления впрыска, чтобы получить более ясное представление о процессе смесеобразования в двухтопливном двигателе. При выполнении однократного такта сгорания начало и конец впрыска определялись по фронту и спаду сигнала подъема иглы форсунки. Цикловая

подача пилотного топлива рассчитывалась исходя из соотношения между массой впрыснутого топлива и длительностью впрыска. Уравнение корреляции было получено путем измерения массы впрыснутого топлива в зависимости от длительности впрыска при нормальных атмосферных условиях. В качестве природного газа в настоящей работе использовался чистый метан CH_4 . Объемная доля H_2 в бинарных смесях H_2 – CH_4 следующая: 0–100 %; 30–70 %; 50–50 %. Значения коэффициента избытка воздуха рассчитывались исходя из соотношения между реагентами и продуктами сгорания. Расчет выполнялся по приведенному ниже уравнению сгорания, которое исключает влияние пилотного топлива на реагенты. Символ α в этом уравнении означает содержание H_2 в бинарном топливе H_2 – CH_4



Для простоты несгоревшие углеводороды в ОГ считаются чистым метаном (CH_4).

Значения a, b, c, d, e, f, g и λ в работе [1] были найдены путем решения системы линейных уравнений, составленных из условий равновесия числа атомов левой и правой частей уравнения, и измеренных значений концентрации каждого из компонентов ОГ.

Воздух для сгорания поступает в цилиндр двигателя из уравнительного бачка, где постоянно поддерживаются высокие значения давления и температуры. Это необходимо для поддержания термодинамических условий на том же уровне, что и в реальных газовых двигателях, несмотря на свойственную машине RCEM низкую степень сжатия. В наших экспериментах давление и температура в ВМТ составляли 6 МПа и 780 К соответственно, а коэффициент избытка воздуха изменялся в пределах от 1,6 до 2,3. Соотношение энергии пилотного и основного топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха составляло примерно 3 %.

Результаты исследования.

Рабочий процесс при использовании бинарной смеси H_2 – CH_4 , воспламеняемой пилотным топливом

На рис. 12 показаны кривые изменения давления в цилиндре, тепловыделения, подъема иглы форсунки и давления впрыска в зависимости от угла поворота коленчатого вала для каждого вида топлива. Для более ясного понимания

картины на рис. 13 приведена серия фотографий процесса сгорания, сделанных через определенные угловые интервалы после воспламенения пилотного топлива. Чтобы снимки удобнее было рассматривать, их яркость была увеличена при обработке. Как известно, воспламенение смеси в двухтопливных двигателях происходит при впрыске струи пилотного топлива, после чего пламя начинает распространяться по камере сгорания. Этот процесс отражается в полученных кривых тепловыделения. На снимках, полученных в машине RCEM, видно несколько ядер пламени, обведенных кружком, которые возникают в момент, когда фронт пламени пересекает середину наблюдаемой области. Эти ядра представляют собой очаги самовоспламенения, резкий рост которых наблюдается на поздней стадии процесса сгорания. Сравнение фото, сделанных при H_2 30 и H_2 50, показывает, что в последнем случае вероятность возникновения подобных очагов возрастает. Независимо от воспламеняемости топливной смеси в малооборотном двигателе всегда остается достаточно времени для самовоспламенения топлива, которое происходит без превышения допустимых пределов скорости нарастания давления и максимального давления в цилиндре. Повышение содержания H_2 приводит к сокращению периода задержки воспламенения [7], что повышает вероятность самовоспламенения.

Первый пик кривой тепловыделения сигнализирует о воспламенении пилотного топлива, которое успело смешаться с газом за время задержки самовоспламенения. Благодаря увеличению скорости сгорания вследствие добавки H_2

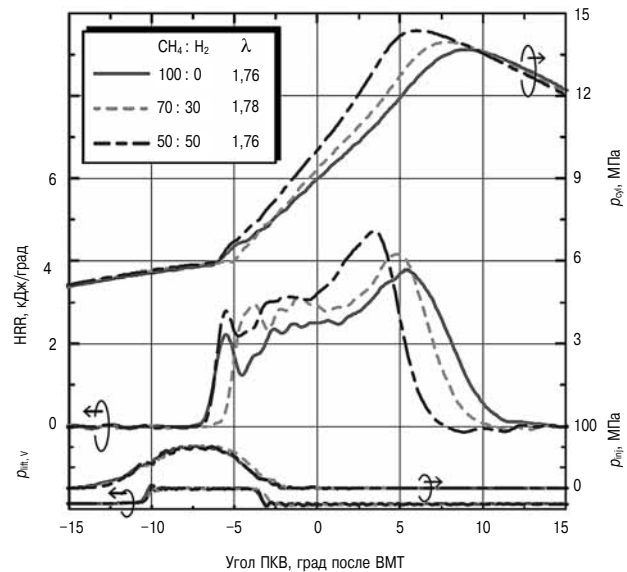


Рис. 12. Кривые изменения давления в цилиндре, тепловыделения, подъема иглы форсунки и давления впрыска в зависимости от угла поворота коленчатого вала для каждого вида топлива при равном значении λ

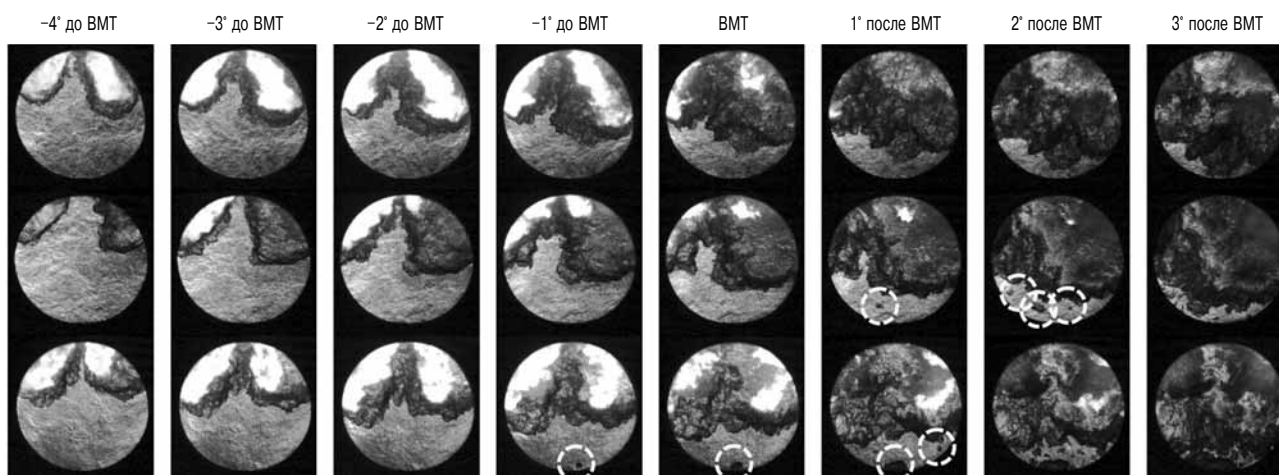


Рис. 13. Снимки, сделанные в интервале от -4 до 3 град после ВМТ для каждого вида топлива (сверху: CH_4 $\lambda = 1,76$, в середине: H_230 $\lambda = 1,78$, внизу: H_250 $\lambda = 1,76$)

длительность сгорания топлива H_250 сократилась примерно на 5 град ПКВ по сравнению с чистым метаном CH_4 . Это вызвало увеличение максимального (пикового) давления сгорания. Яркий факел пилотного топлива на снимках имеет белый цвет, тогда как горение основного топлива характеризуется более тусклым пламенем, которое на снимках выглядит черной тенью. Серия снимков позволяет наблюдать, как увеличивается зона горения, постепенно охватывая всю наблюдаемую область.

Рис. 14 иллюстрирует влияние коэффициента избытка воздуха на скорость тепловыделения. По мере роста коэффициента избытка воздуха длительность сгорания увеличивается. Особенно медленным становится сгорание CH_4 при $\lambda = 2,11$. При этом также сглаживается наблюдавшийся

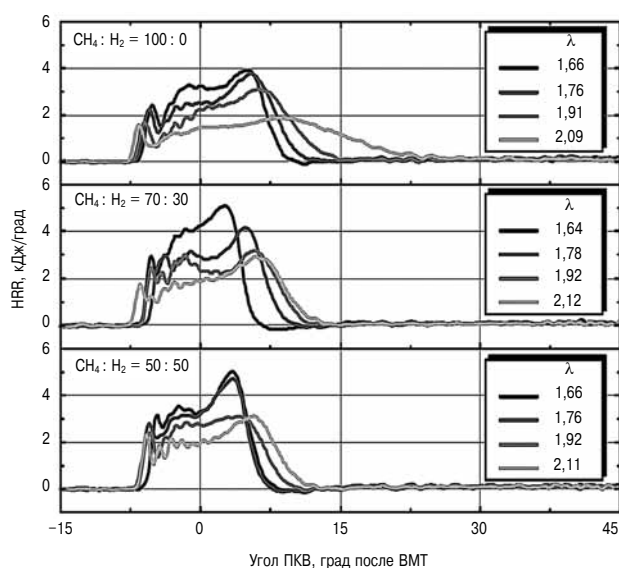


Рис. 14. Кривые зависимости тепловыделения от угла поворота коленчатого вала при различных значениях

ранее резкий рост скорости тепловыделения на поздней стадии сгорания.

На рис. 15 показаны зависимости периода развития факела ($\Delta\theta_{\text{SOI}-10}$), периода распространения пламени ($\Delta\theta_{90-10}$), положения СоС и p_{max} от λ для каждого вида топлива. Периодом развития факела считается интервал времени между моментом начала впрыска топлива и моментом выделения 10 % энергии впрыснутого топлива. Периодом распространения пламени считается интервал времени между моментом начала впрыска топлива и моментом выделения 90 % энергии впрыснутого топлива. При работе на топливе H_250 при росте λ наблюдалось лишь небольшое увеличение $\Delta\theta_{\text{SOI}-10}$ по сравнению с работой на чистом метане. Это означает, что влияние коэффициента избытка воздуха на $\Delta\theta_{\text{SOI}-10}$ для всех видов топлива невелико. Данный показатель почти не менялся, за исключением некоторых точек при работе на топливе H_250 , которые оказались ниже линии тренда. Вероятная причина этих флуктуаций состоит в том, что локальное самовоспламенение в этих точках начиналось раньше, чем в соседних. Однако тот факт, что добавка H_2 мало влияет на $\Delta\theta_{\text{SOI}-10}$ независимо от величины коэффициента избытка воздуха, плохо согласуется с ранее упомянутым наблюдением, которое показывает, что даже небольшое количество H_2 может приводить к значительному сокращению периода развития пламени. Это противоречие объясняется тем, что в газовых и двухтопливных двигателях период развития пламени определяется разными факторами. В газовом двигателе, работающем на обедненной смеси, длительность этого периода существенно зависит от способности воздушно-топливной смеси к воспламенению. С другой стороны, в двухтопливных двигателях период развития факела главным образом зависит от

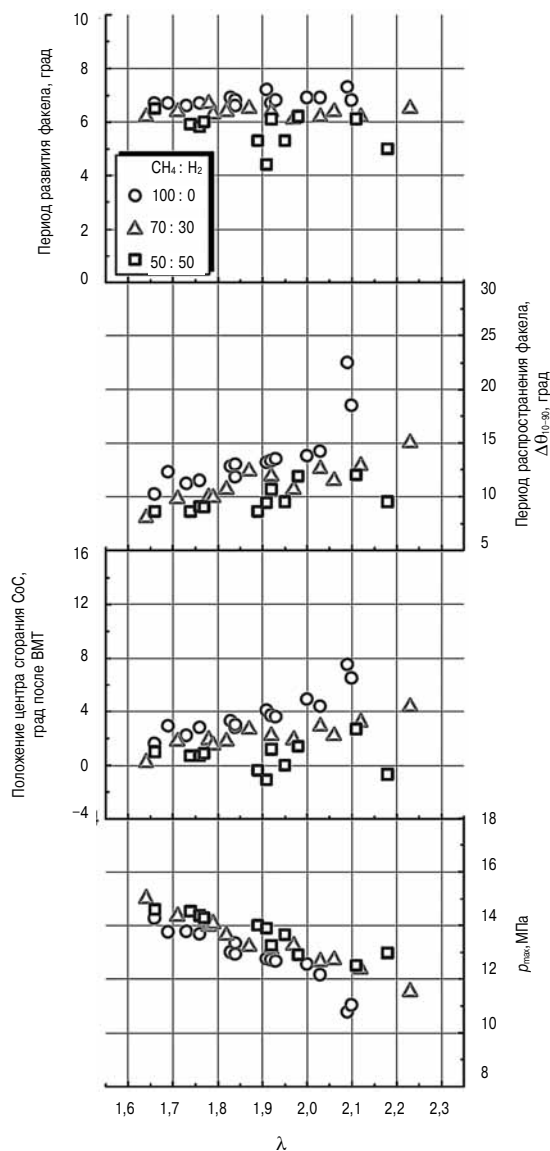


Рис. 15. Зависимость периода развития факела, времени распространения факела, положения центра сгорания и p_{max} от λ для каждого исследуемого вида топлива

задержки самовоспламенения пилотного топлива. В диапазоне варьирования содержания H_2 в горючей смеси влияние задержки самовоспламенения пилотного топлива невелико. Более медленное горение обедненной смеси приводит к росту $\Delta\theta_{SOI-90}$ независимо от содержания водорода. Это заметно при работе на чистом метане, особенно при $\lambda = 2,1$. В этой точке наблюдается значительный рост $\Delta\theta_{10-90}$, так как ускоренное сгорания топлива с добавкой водорода заметно сокращает длительность $\Delta\theta_{10-90}$. Это согласуется с результатами опытов на SCE. Сокращение периода распространения пламени приводит к сдвигу положения CoC. Эта зависимость хорошо видна на обоих рисунках. Увеличение содержания H_2 в топливе приводит к росту максимального давления в цилиндре. Причина

состоит в том, что скорость сгорания при добавке H_2 возрастает, а его длительность соответственно падает. Максимальное давление в цилиндре хорошо коррелирует с коэффициентом избытка воздуха. Его рост был незначительным даже в тех случаях, когда еще до начала горения пилотного топлива происходило самовоспламенение рабочей смеси. Отсюда следует, что раннее самовоспламенение не обязательно ведет к быстрому сгоранию, вызывающему недопустимо быстрый рост давления в цилиндре. Полученный результат говорит также о том, что раннее самовоспламенение обусловлено таким состоянием смеси в цилиндре, которое способствует возникновению ядер пламени, причем эти ядра быстро растут и распространяются по всему объему камеры сгорания. В этом смысле присутствие в топливе H_2 несколько снижает требования к температуре воспламенения, поскольку водород не только способствует самовоспламенению смеси, но и увеличивает скорость распространения пламени. При этом увеличение скорости распространения пламени приводит к повышению температуры сгорания, в результате чего повышается температура газа в цилиндре и температура его стенки. Это способствует образованию горячих зон в камере сгорания, следовательно, вероятность преждевременного самовоспламенения повышается. В установке с однократным рабочим процессом рост температуры промоделировать невозможно, поскольку температура на всасывании и температура стенки цилиндра по условиям эксперимента каждый раз устанавливаются на одном и том же заданном уровне. Поэтому условия преждевременного самовоспламенения, приводящие к превышению допустимого давления в цилиндре, на машине RCEM не воспроизводились.

Вредные выбросы

Содержание вредных выбросов измерялось в относительных величинах объемной концентрации, однако результаты представлены в форме удельных выбросов, чтобы учесть разбавление отработавших газов воздухом при работе на обедненной смеси. Выражение для расчета удельных выбросов, выведенное из уравнения (1), имеет следующий вид:

где MW — молекулярный вес; LHV — низшая

$$NO_{x\text{ emission}} = \frac{cMW_{NO}}{(1-\alpha)LHV_{CH_4} + \alpha LHV_{H_2}},$$

теплотворная способность топлива; нижние индексы указывают на соответствующие компоненты смеси.

Аналогичным образом рассчитываются выбросы CO и несгоревшего CH_4 . Результаты расчетов показаны на рис. 16. Каждый тест проводился при фиксированном значении угла на-

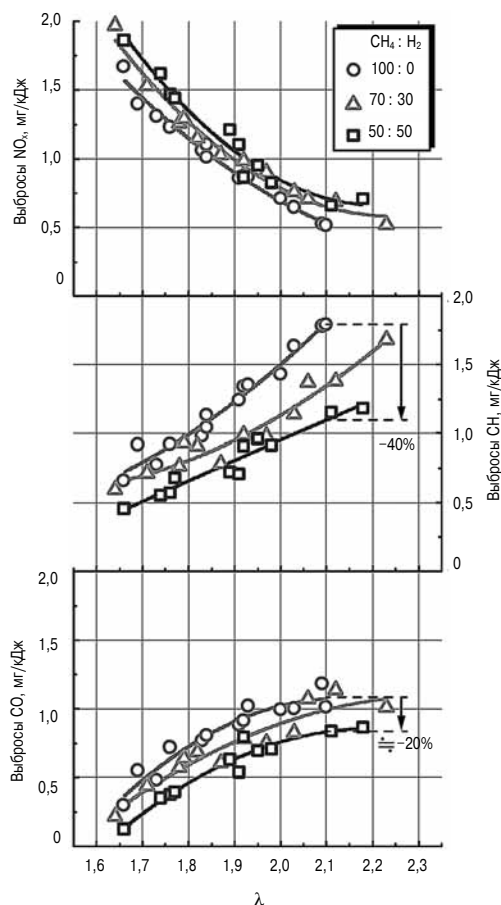


Рис. 16. Выбросы NO_x , несгоревших ТНС и СО в зависимости от λ для каждого вида топлива

чала впрыска пилотного топлива, так что выбросы, показанные на рисунке, получены при неоптимальных положениях СоС.

Удельные выбросы NO_x при переходе к другому виду топлива уменьшались по мере роста коэффициента избытка воздуха. Сравнение выбросов при заданном фиксированном значении коэффициента избытка воздуха показывает, что увеличение содержания H_2 лишь незначительно повышает уровень выбросов NO_x . При этом из-за сокращения длительности горения и смещения углового положения СоС возрастает максимальная температура сгорания. Выбросы несгоревшего CH_4 при переходе к другому виду топлива увеличивались по мере роста коэффициента избытка воздуха. На топливе $\text{H}_2/50$ выбросы несгоревшего CH_4 уменьшились почти на 40 % по сравнению с исходным топливом (CH_4). Расчеты показывают, что замена половины CH_4 на H_2 может уменьшить выбросы несгоревшего CH_4 по сравнению с исходным топливом на 23 %. Как показали результаты исследования, совершенствование рабочего процесса позволяет снизить выбросы несгоревшего CH_4 более радикально, чем простое уменьшение числа атомов

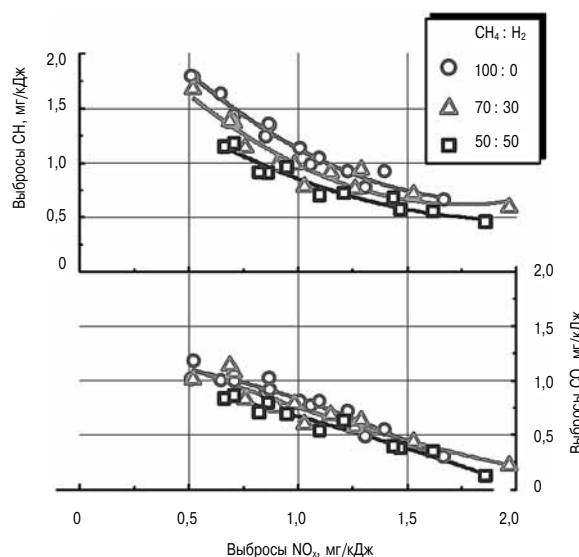


Рис. 17. Кривые, иллюстрирующие оптимальный компромисс между выбросами NO_x –ТНС и NO_x –СО

углерода в топливе. Выбросы СО по мере роста коэффициента избытка воздуха увеличиваются. На топливе $\text{H}_2/50$ выбросы СО по сравнению с исходным топливом (CH_4) уменьшились примерно на 20 %. На рис. 17 показаны кривые, иллюстрирующие оптимальный компромисс между выбросами NO_x –ТНС и NO_x –СО. Значения измеренных величин свидетельствуют о том, что обе кривые благодаря добавке H_2 приблизились к соответствующим кривым для исходного топлива. Это значит, что добавление в топливо H_2 позволяет снизить выбросы ТНС и СО, не увеличивая при этом уровень выбросов NO_x .

Закключение

Настоящая работа была посвящена изучению процесса сгорания в газовом двигателе, работающем на обедненной смеси с добавкой водорода в основное топливо. Визуальное исследование процесса горения было выполнено с целью более глубокого его осмысления. Полученные результаты можно кратко сформулировать следующим образом.

- Добавление водорода в топливо:
 - способствует расширению диапазона допустимых условий работы на обедненной смеси, что дает возможность снизить выбросы NO_x ;
 - не приводит к сколько-нибудь заметному сдвигу границы детонации несмотря на снижение метанового числа;
 - способствует преждевременному самовоспламенению смеси, что ограничивает зону рабочих режимов двигателя.
- Фотографии процесса горения показывают, что наличие водорода в топливе может вызвать самовоспламенение смеси при распространении

фронта пламени. Возможность самовоспламенения ограничивает длительность периодов развития и распространения факела. Вместе с тем, самовоспламенение не приводит к чрезмерному росту максимального давления сгорания.

➤ Процесс самовоспламенения, вызывающий чрезмерно высокую скорость нарастания давления сгорания, может быть связан с высокой температурой в цилиндре. С учетом этого обстоятельства присутствие в топливе H_2 несколько снижает

требования к температуре воспламенения, поскольку водород не только способствует самовоспламенению смеси, но и увеличивает скорость распространения пламени.

➤ Увеличение количества водорода в смеси приводит к уменьшению выбросов CO и THC. Поэтому добавление H_2 позволяет снизить выбросы THC и CO, не увеличивая при этом уровень выбросов NO_x .

Литература

1. AG Energiebilanzen e. V: Arbeitsgruppe Energiebilanzen. <http://www.ag-energiebilanzen.de/>, 1.2.2016.
2. *Gahleitner G.* Hydrogen from renewable electricity: an international review of power-to-gas pilot plants for stationary applications, *Int. J. Hydrogen Energy* 2013, 38, 2039–61.
3. *Kawauchi S. et al.* Influence of H_2 addition on engine performance and emission characteristics in premixed lean burn natural gas engines at high specific loads, *Engine Combustion Processes — Current Problems and Modern Techniques — XIIth Congress*, 2015.

4. *Korb B., et al.* Influence of hydrogen addition on the operating range, emissions and efficiency in lean burn gas engines at high specific loads, *Fuel* 164(2016), 410–418.
5. Federal ministry for Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety. Technical instructions on air quality control — TA Luft 6. H. Tajima, et al., Development of High-efficiency Gas Engine through Observation and Simulation of Knocking Phenomena, CIMAC Congress 2010, Bergen, Paper № 213.
7. *Gersen S., et al.* Ignition properties of methane/hydrogen mixtures in a rapid compression machine, *Int. J. Hydrogen Energy* 2008; 33, 2039–61.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43

Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей // *Двигателестроение*. — 2019. — № 2. — С. 3–8.

Ключевые слова: МГТУ им. Н.Э. Баумана, специальность ДВС, кафедра «Поршневые двигатели», создание и развитие теории рабочего процесса, научная школа кафедры ДВС МГТУ. Показана роль кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана в развитии фундаментальной теории поршневых двигателей, начиная от основателей специальности «Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)», до настоящего времени. Проанализированы актуальные задачи исследования, прежде всего, внутрицилиндровых процессов, решенные на разных этапах развития поршневого двигателестроения усилиями кафедры. Упомянуты направления научно-исследовательских работ по системам газообмена, наддува, топливоподачи, термочувствительности ДВС и их влияние на решение проблем совершенствования рабочего процесса. Библ. 21 назв.

УДК 621.436

Лю Ин, Кузнецов А.Г., Харитонов С.В. Анализ индикаторных диаграмм дизельного двигателя при отключении цилиндров // *Двигателестроение*. — 2019. — № 2. — С. 9–16.

Ключевые слова: дизельный двигатель, отключение цилиндров, индикаторная диаграмма, потери от насосных ходов, система газораспределения, топливная экономичность. Представлены результаты расчетного исследования работы дизельного среднеоборотного 16-цилиндрового двигателя на режимах малой нагрузки при отключении восьми цилиндров для различных вариантов функционирования системы газораспределения в отключенных цилиндрах. Показано, что улучшение топливной экономичности может быть получено только при закрытии в отключенных цилиндрах всех клапанов. Выполнен анализ индикаторных диаграмм в работающих и отключенных цилиндрах. Дана оценка потерь энергии на насосные ходы при различных вариантах работы системы газораспределения. Ил. 16. Библ. 10 назв.

УДК 621.43

Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Уравновешивание V-образных двигателей с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов // *Двигателестроение*. — 2019. — № 2. — С. 17–25.

Ключевые слова: V-образные двигатели, квази-V-образные компоновки, угол развала цилиндров, дезаксаж, уравнове-

шивание, равномерное чередование вспышек.

Рассмотрены вопросы уравнивания поршневых четырехтактных двигателей, представляющих собой V-образной и квази-V-образную компоновку, с различными углами развала цилиндров, угловыми смещениями шатунных шеек рядом расположенных шатунов, дезаксажем и равномерным чередованием вспышек. Предложены способы уравнивания моментов сил инерции от вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс в двигателях различной компоновки. Ил. 20. Библ. 17 назв.

УДК 621.43

Лиханов В.А., Лопатин О.П. Сгорание и тепловыделение в дизеле, работающем на смесевом спиртовом топливе // *Двигателестроение*. — 2019. — № 2. — С. 26–31.

Ключевые слова: высокооборотные малоразмерные дизели, метанол, этанол, спирто-топливная эмульсия, задержка воспламенения, сгорание, тепловыделение.

Обоснована целесообразность использования в малоразмерных высокооборотных дизелях смесевое топливо на основе метилового и этилового спиртов. Рассмотрены способы получения и применения стабильных к коалесценции спирто-топливных эмульсий (СТЭ) в высокооборотных дизелях. Представлены результаты экспериментальных исследований при работе высокооборотного дизеля размерности Ч11/12,5 на метанол-топливной (МТЭ) и этанол-топливной эмульсиях (ЭТЭ). Определены индикаторные показатели, характеристики процессов сгорания и тепловыделения в сравнении с работой на дизельном топливе. Табл. 3. Ил. 7. Библ. 14 назв.

УДК 355.673:621.182/621.18

Бондарев А.В. Моделирование переходных процессов в твердо-топливных котлах малой мощности с топками высокотемпературного кипящего слоя // *Двигателестроение*. — 2019. — № 2. — С. 32–38.

Ключевые слова: котлы малой мощности, высокотемпературный кипящий слой, рециркуляция уходящих газов, температура слоя, комбинированные энергоустановки, переходные процессы.

Представлен обзор математических моделей для расчета переходных процессов в котлах малой мощности высокотемпературного кипящего слоя. Приведены расчетные и экспериментальные данные изменения температуры слоя от возмущающих воздействий, вызванных изменением расхода топлива и воздушной смеси. Разработана модель, применимая для моделирования топочных процессов в котлах малой мощности при сжигании угля, торфа

и древесных отходов с рециркуляцией уходящих газов, а также при совместной работе дизель-генератора и твердотопливного активного котла-утилизатора. Ил. 11. Библ. 13 назв.

УДК 621.43

Совершенствование рабочих процессов газовых двигателей (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2019. — № 2. — С. 39–63.

Ключевые слова: судовые газовые двигатели, обедненная газо-воздушная смесь, пропуски вспышек, детонация, выбросы несгоревшего метана, газопроницаемая мембрана, добавки водорода, снижение вредных выбросов

Рассматриваются две новые технологии, направленные на совершенствование процесса сгорания обедненной газо-воздушной смеси в цилиндре судового газового двигателя в целях сокращения выбросов метана и расширения поля возможных режимов работы.

Специалистами университета Кюсю (Kyushu University) предложен новый способ снижения выбросов несгоревшего метана с использованием газопроницаемой мембраны (GPM — gas permeation membrane), установленной на впуске. Мембрана GPM разделяет воздух для сгорания на два потока. Воздух,

обогащенный кислородом (ОЕА — oxygen-enriched air) образуется за мембраной, при этом перед мембраной образуется воздух, обогащенный азотом (NEA — nitrogen-enriched air). Потoki с различным содержанием кислорода подаются в камеру сгорания через отдельные впускные порты, что способствует снижению выбросов СН и детонации.

Специалисты из Мюнхенского технического университета (Technische University Munchen) и университета Кюсю (Kyushu University) выполнили исследование горения в цилиндре двигателя обедненной газовой смеси с добавками водорода (H_2) с целью исключения пропуска вспышек и сокращения выбросов несгоревшего метана. Исследования параметров рабочего процесса были выполнены на одноцилиндровом моторном отсеке для двух вариантов топливных смесей с содержанием $H_2 = 10$ и 30 % (далее HNG10 и HNG30) в сравнении с горением чистого метана. Было установлено, что при работе на смеси HNG10 снижается количество выбросов СО и THC без увеличения образования NO_x . При работе на смеси HNG30 границу пропуска вспышек удалось существенно отодвинуть.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником.

Табл. 15. Ил. 36. Библ. 15 назв.

SYNOPSIS

UDC 621.43

Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevsky method to modern 3D-models // Dvigatelistroyeniye. — 2019. — № 2. — P. 3–8.

Keywords: Moscow State Bauman Technical University, Reciprocating Engine Department, specialty internal combustion engines, development of combustion process theory, Bauman Technical University scholar school.

The role of Moscow State Bauman Technical University (Reciprocating Engine Department) in the development of fundamental theory of reciprocating engine up to present time is shown. These authors review investigations carried out by the Department at consequent stages of progress in reciprocating engine building. The works in question have primarily been focused on problems of gas exchange, supercharging, fuel supply, thermal strength etc., and their influence on combustion process. 21 ref.

UDC 621.436

Lyu In, Kuznetsov A.G. and Kharitonov S.V. Indicator diagrams of diesel engine with part of the cylinders shut off // Dvigatelistroyeniye. — 2019. — № 2. — P. 9–16.

Keywords: diesel engine, cylinder deactivation, indicator diagram, losses in pump piston strokes, valve timing system, fuel economy.

A mathematical model of 16-cylinder middle-speed marine diesel engine was employed to investigate engine behavior under low load in case of deactivation of 8 cylinders, with varying valve timing. It was shown that fuel economy may only be achieved when all the valves in deactivated cylinders are closed. Indicator diagrams for working and deactivated cylinders have been plotted. Energy losses involved in pump piston strokes are evaluated for various configurations of valve timing in deactivated cylinders. 16 ill., 10 ref.

UDC 621.43

Valejo Maldonado H.R. and Chainov N.D. Balancing of V-engines featuring angular offset of crankpins adjacent connecting rods // Dvigatelistroyeniye. — 2019. — № 2. — P. 17–25.

Keywords: V-engine, quasi V-type engine layout, vee-angle, desaxage, balancing, uniform spark alteration

The article discusses balancing 4-stroke V- and quasi V-type reciprocating engines, differing in vee-angles, angular offset of adjacent crankpins, and desaxage. Ways are offered of how to balance inertia forces from rotating and reciprocating masses as applied to engines of various cylinder arrangement. 20 ill., 17 ref.

UDC 621.43

Likhanov V.A. and Lopatin O.P. Combustion and heat release in engine firing fuel-spirit mix // Dvigatelistroyeniye. — 2019. — № 2. — P. 26–31.

Keywords: high-speed small diesel engines, methanol, ethanol, fuel-spirit emulsion, ignition delay, combustion, heat release, analysis of indicator diagram.

Use of fuel-spirit mix (based on methyl and ethyl spirits) for firing high-speed small diesel engines is recommended. Methods of preparation and usage of fuel-spirit non-coalescing emulsions are

examined. The results are presented of the research into operation of high-speed small diesel engine type CH11/12,5 on methanol-fuel and ethanol-fuel emulsions. Indicated values, combustion performance characteristics and heat release parameters yielded are compared with those of diesel engines. 3 tables, 7 ill., 14 ref.

UDC 355.673:621.182/621.18

Bondarev A.V. Imitation of transients in low-power boilers featuring high-temperature fluidized bed // Dvigatelistroyeniye. — 2019. — № 2. — P. 32–38.

Keywords: Low-power boilers, high-temperature fluidized bed, off-gas recirculation, layer temperature, hybrid power plants, transients.

The article presents the review of mathematical models for analysis of transients in low-output boilers featuring high-temperature fluidized bed. Also presented is a comparison between calculated and experimental curves of fluidized bed layer temperature vs. disturbances caused by changes in fuel and air flows. A mathematical model is developed suitable for simulation of combustion in low-output boilers operating on coal, peat and woodchips, with off-gas recirculation, as well as conjoint operation of a diesel-generator with a solid-fuelled active waste-heat boiler. 11 ill., 13 ref.

UDC 621.43

Improvements in gas engine combustion processes (based on CIMAC-2016 papers) // Dvigatelistroyeniye. — 2019. — № 2. — P. 39–63.

Keywords: Marine gas engines, lean fuel/air mixture, misfiring, knocking, unburned methane slip, gas permeation membrane, hydrogen additions, emission decrease.

This review is dedicated to two new technologies targeted at the improvement in combustion performance as applied to marine diesel engine operating lean fuel/air mixture, so as to reduce unburned methane slip and extend engine operating range.

A group of researchers from Kyushu University, Japan, offered a new method of unburned methane slip reduction based on a gas permeation membrane (GPM) that is inserted between a compressor and a charge cooler. The membrane splits charge air into two flows. Oxygen-enriched air (OEA) permeates to the secondary side of the membrane, while charge air turns into nitrogen-enriched air (NEA) building upstream of the membrane. NEA and re-compressed OEA flow into a combustion chamber thorough fully separated intake ports. It will be control the knock tendency and decrease $THC_{emission}$. The international research team from Technische University Munchen and Kyushu University made an investigation into combustion process in marine diesel engine operating lean fuel/air mixture added with hydrogen (H_2) so as to reduce unburned methane slip. Engine operation test for emission performance has been carried out on single-cylinder research gas engine for two fuel mix compositions containing $H_2 = 10$ % and 30 % (referred to as HNG10 and HNG30 respectively), pure methane being used as a baseline case. It was found that use of HNG10 fuel mix results in decrease in CO and THC emissions without compromising NO_x emissions. Use of HNG30 fuel mix allows to substantially extend the misfire limit. The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD. 15 tables, 36 ill., 15 ref.