ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 2 (260)
апрель–июнь 2015

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Тер-Мкртичьян Г.Г.
Двигатели с продолженным расширением рабочего тела 3

Дмитриевский Е.В.
Распределение давления газов в межкольцевых пространствах поршня малооборотного двухтактного двигателя 10

ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

Бирюк В.В., Каюков С.С., Белоусов А.В., Галлямов Р.Э.
Методика прогнозирования качества распыливания топлива форсункой на основе CALS/ИПИ технологий 15

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Равич А.Ф., Богданов С.Н.
Автоэквидистантальное роторно-поршневое устройство 20

Лысунец А.В., Медведев В.В.
Моделирование скоростных характеристик ДВС для разработки автоматических систем управления с обратной связью 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Смолинский С.Н., Булат Р.Е., Сайданов В.О.
Концепция децентрализованного энергоснабжения объектов МО РФ и проблемы подготовки военных инженеров-энергетиков 28

ГИПОТЕЗЫ И ДИСКУССИИ

Ерофеев В.Л., Ганин Н.Б., Пряхин А.С.
Пределы повышения энергетической эффективности топливоиспользования поршневого ДВС 33

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Двухтопливные двигатели (материалы конгресса CIMAC 2013) 39

Новости Группы «Синара» 14

Новости «Пензадизельмаш» 19

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей 58

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Ter-Mkrtychyan G.G.
Engines Featuring Extended Expansion Phase 3

Dmitrievsky E.V.
Gas Pressure Distribution Within Inter-Ring Space of Low-Speed Two-Stroke Engine Piston 10

CALS TECHNOLOGIES

Biryuk V.V., Kayukov S.S., Belousov A.V., Gallyamov R.E.
CALS-Based Technologies as a Method to Predict of Diesel Fuel Atomization Quality 15

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Ravich A.F., Bogdanov S.N.
Autoequidistant Rotary Machine 20

Lysunets A.V., Medvedev V.V.
Modelling of Engine Velocity Characteristics for Closed-Loop Speed Control System 25

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Smolinsky S.N., Bulat R.E., Saidanov V.O.
Distributed Power Supply Concept for RF Defence Ministry Facilities, and Issues of Military Electric Engineers Education 28

HYPOTHESES AND DISCUSSIONS

Yerofeyev V.L., Ganin N.B., Pryakhin A.S.
Fuel Efficiency Enhancement Resources 33

ENGINE BUILDING NEWS

Dual-fuel engines (based on review of CIMAC-2013 papers) 39

News from «Sinara» Group 14

News from «Penzadieselmash» 19

INFORMATION

Synopsis 58

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный институт (инженерно-технический)» ВИ(ИТ), филиал «Военной академии материально-технического обеспечения», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2015 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Сдано в набор 03.06.2015
Подписано в печать 20.06.15
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 187. Тираж 700 экз.
Цена договорная

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

Тел.: +7 (921) 956-31-94

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

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

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

© Журнал «Двигателестроение». 2015. № 2 (260)

УДК 621.43.018

ДВИГАТЕЛИ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА

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

Дан анализ возможности повышения топливной экономичности двигателя за счет организации продолженного расширения рабочего тела. Кратко рассмотрены особенности циклов Аткинсона и Миллера. Описан траверсный преобразующий механизм НАМИ, позволяющий управлять движением поршней и обеспечивать продолженное расширение. На примере двигателя ВАЗ рассмотрена возможность реализации продолженного расширения в эспандерных цилиндрах двигателя при увеличении среднего эффективного давления в рабочих цилиндрах.

В традиционных четырехтактных ДВС каждый такт рабочего цикла (впуск–сжатие–расширение–выпуск) имеет одинаковую продолжительность. При этом каждому такту соответствует ход поршня примерно одинаковой величины.

Однако еще в начальный период истории ДВС предпринимались попытки создания двигателей с неодинаковыми тактами. В первую очередь разработчиков интересовали конструкции, в которых можно было бы реализовать так называемое продолженное расширение, при котором величина хода расширения больше величины хода сжатия. Продолженное расширение позволяет ощутимо увеличить индикаторный КПД двигателя за счет более полного использования теплоты сгорания топлива.

Наиболее известный пример реализации идеи неравных тактов — цикл Аткинсона. В 1887 г. британский инженер Д. Аткинсон (J. Atkinson) предложил конструкцию двигателя (рис. 1), который отличался от обычного четырехтактного двигателя, работающего по циклу Отто. В двигателе Аткинсона была изменена конструкция кривошипно-шатунного механизма, и поэтому все четыре такта совершаются за один оборот коленчатого вала, а ход поршня во время впуска и выпуска больше, чем во время сжатия и расширения.

Идеи, заложенные в двигателе Аткинсона, в конце XX века были реализованы в двигателях с традиционным КШМ, имеющих регулируемые механизмы газораспределения. При этом обеспечивалось значительно более позднее закрытие впускных клапанов после НМТ, чем в двигателях традиционного типа. Такой рабочий процесс известен как цикл Аткинсона.

В этом цикле реализуется продолженное расширение рабочего тела вследствие того, что реальная степень сжатия меньше геометрической и меньше как геометрической, так и реальной степени расширения.

Одной из первых цикл Аткинсона был реализован фирмой «Mazda» на автомобиле Xedos 9. Двигатель Mazda с рабочим объемом 2,3 л и геометрической степенью сжатия 10 имеет объемный нагнетатель Lysholm и развивает мощность до 155 кВт. В настоящее время цикл Аткинсона успешно применяется в двигателях комбинированных энергоустановок Toyota автомобилей Prius. Степень сжатия в этих двигателях равна 13,5.

Другим направлением развития идей Д. Аткинсона стали работы американского инженера

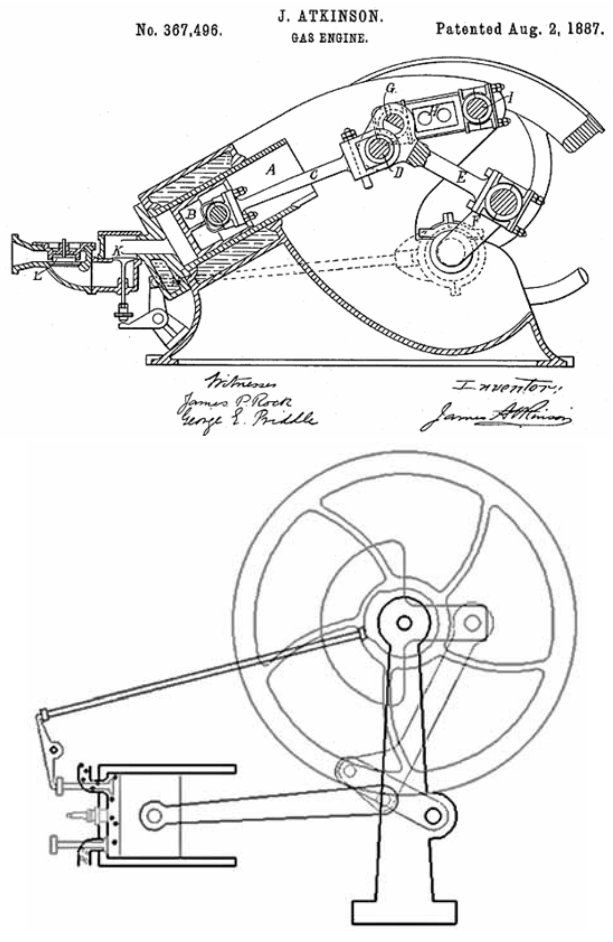


Рис. 1. Двигатель Аткинсона

Р. Миллера (R. Miller), который в 1947 г. в процессе экспериментов на судовом двигателе с впрыском природного газа, видоизменил цикл Аткинсона, закрывая впускные клапаны не позже, а раньше НМТ. Такой рабочий процесс известен как цикл Миллера. В нем при движении поршня к НМТ после закрытия впускных клапанов происходит внутреннее охлаждение рабочего тела, что снижает теплонапряженность деталей двигателя и благоприятно при использовании высокого наддува.

В конечном счете, и в цикле Аткинсона с «укороченным сжатием» и в цикле Миллера с «укороченным впуском» обеспечивается снижение фактической степени сжатия и продолженное расширение.

В начале 90-х гг. XX века в ГНЦ ФГУП НАМИ был разработан преобразующий механизм, названный траверсным, позволяющий управлять движением поршней, изменяя степень сжатия и рабочий объем двигателя. Технические решения по траверсному механизму НАМИ защищены патентами разных стран [1].

Было изготовлено более десятка образцов траверсных двигателей с управляемым движением поршней на базе серийных моторов ВАЗ, ЯМЗ и Daimler Chrysler. Некоторые из них показаны на рисунках 2–4. Траверсные двигатели Т-01 и VE111 прошли испытания на безотказность в объеме 1500 часов.

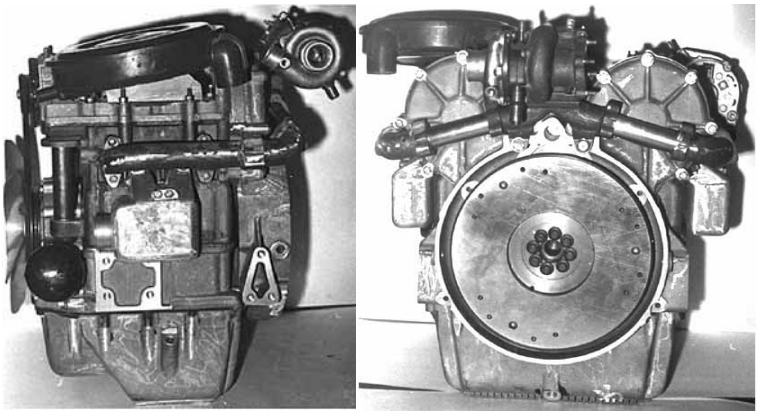


Рис. 2. Траверсный дизель ТБ-48 (iV_h = 1,9 л) на базе двигателя Elko 3.82.92T фирмы «Elsbett-Konstruktion» (Австрия)

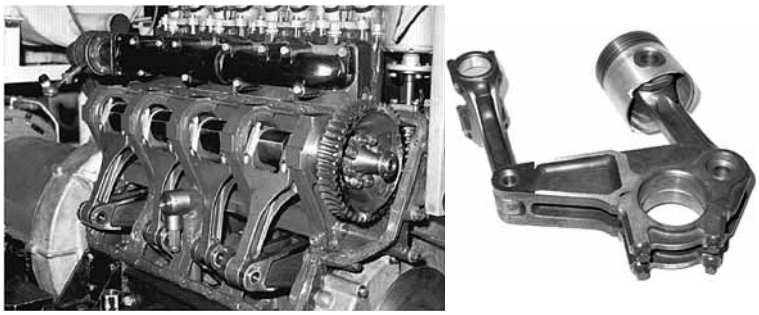


Рис. 3. Траверсный дизель Т-01 (iV_h = 9,1 л) и его детали движения на базе двигателя ЯМЗ-8424

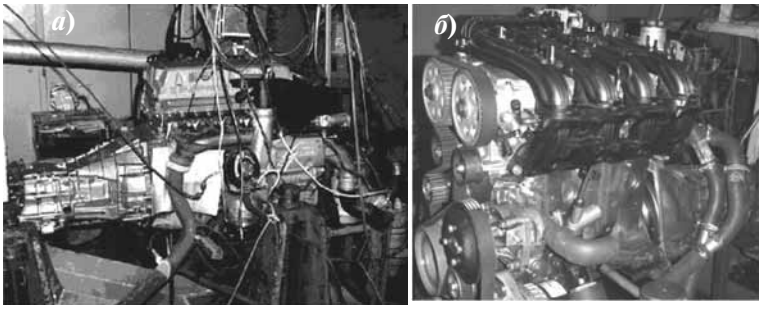


Рис. 4. Траверсные двигатели с искровым зажиганием:
а — VE111 (iV_h = 2 л) на базе двигателя M111 DaimlerChrysler;
б — ВАЗ 11194VE (iV_h = 1,4 л) на базе двигателя ВАЗ 11194

Траверсный механизм НАМИ работает следующим образом (рис. 5). Ось коленчатого вала *1* смещена относительно оси цилиндров. Шатунная шейка *2* коленчатого вала связана с траверсой *3*, имеющей еще два цилиндрических шарнира: один соединен с шатуном *4*, а второй — с коромыслом *5*. Верхний конец коромысла соединен с размещенным в корпусе дизеля эксцентриковым валом *6*, а верхний конец шатуна *4* — с поршнем *7*. При вращении коленчатого вала поршень совершает возвратно-поступательное движение, законом которого можно управлять посредством поворота эксцентрикового вала.

Траверсный преобразующий механизм первоначально был разработан для двигателей с регулируемой степенью сжатия и одинаковой продолжительностью тактов рабочего цикла. Работы, проводимые в последние годы, были направлены на создание двигателя с ходами поршня не одинаковой величины в течение цикла.

Используя многопараметровое оптимизационное моделирование, был разработан механизм двигателя с неравными тактами, обеспечивающий значительное превышение хода поршня на такте расширения, по сравнению с тактом сжатия [2]. Для этого потребовалось организовать синхронное вращение эксцентрикового вала с вдвое меньшей частотой по отношению к вращению коленчатого вала.

Продолженное расширение может быть организовано и в двигателях с традиционным кривошипно-шатунным механизмом. Первые попытки создания

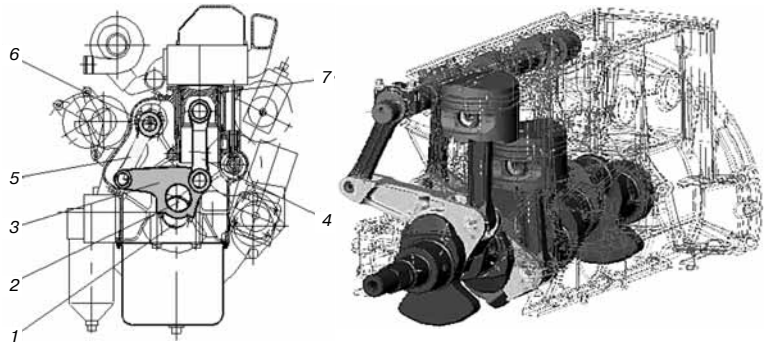


Рис. 5. Траверсный механизм двигателей НАМИ:
1 — коленчатый вал; *2* — шатунная шейка; *3* — траверса; *4* — шатун; *5* — коромысло; *6* — эксцентриковый вал; *7* — поршень

такого ДВС предпринимались Николаусом Отто и Рудольфом Дизелем на базе трехцилиндровых двигателей. В двух крайних рабочих цилиндрах осуществлялись четырехтактные циклы, а средний цилиндр большего диаметра использовался для дополнительного расширения продуктов сгорания, поступающих из крайних цилиндров [3].

Однако вследствие усложнения конструкции при относительно невысоком повышении КПД двигатели этого типа не нашли промышленного применения. Продолженное расширение продуктов сгорания было реализовано в турбинах газотурбинного наддува, ставших обязательным атрибутом современных двигателей, в первую очередь дизелей. Интерес к двигателю с продолженным расширением в турбопоршневом варианте возобновился в начале нынешнего столетия, что, в первую очередь, связано с появлением высокоэффективных управляемых турбокомпрессоров.

Английская компания «Ilmor Engineering», известная своими двигателями для гоночных автомобилей, создала двигатель с продолженным расширением, названный пятитактным. За основу конструкции двигателя были приняты технические решения бельгийского изобретателя Герхарда Шмитца (Gerhard Schmitz) [4]. Двигатель имеет разделенные такты рабочего цикла и обеспечивает продолженное расширение. Три цилиндра пятитактного ДВС имеют разный диаметр. Внешние цилиндры высокого давления (ВД) малого диаметра работают по обычному четырехтактному циклу. В среднем цилиндре низкого давления (НД) большого диаметра происходит продолженное расширение газов, которое разработчики и назвали пятым тактом (рис. 6).

Опытный образец двигателя рабочим объемом 700 см^3 (суммарный объем двух цилиндров высокого давления) имеет максимальные мощность и крутящий момент соответственно 96 кВт/7000 об/мин и 166 Нм/5000 об/мин. При этом минимальная величина удельного эффективного расхода топлива равна 226 г/кВт·ч, что значительно ниже, чем у лучших современных аналогов. Давление наддува составляет 0,5 МПа.

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

Существенным недостатком концепции «ILMOR Engineering» является необходимость значительного изменения конструкции двигателей без унификации с серийными моделями и невозможность построения типоразмерных рядов моторов.

Продолженное расширение рабочего тела может быть организовано и в серийных двигателях традиционной конструкции с форсированием двигателя высоким наддувом при сокращении числа работающих цилиндров. При этом среднее эффективное давление и, следовательно, механический КПД на характерных режимах эксплуатации автомобиля могут быть существенно повышены с сохранением исходной номинальной мощности двигателя.

В выключенных цилиндрах прекращается осуществление традиционного рабочего процесса ДВС, и они переводятся в режим продолженного расширения (эспандерный режим). В современных комбинированных двигателях внутреннего сгорания продолженное расширение продуктов сгорания топлива обычно осуществляют в газовой турбине, мощность которой используют только для привода нагнетателя. Дополнительное расши-

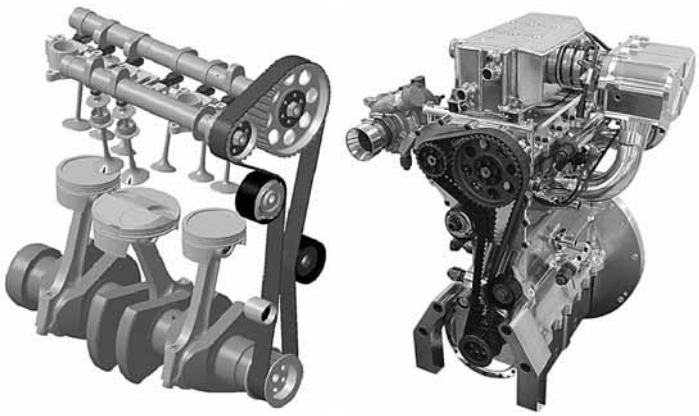


Рис. 6. Двигатель «ILMOR Engineering»

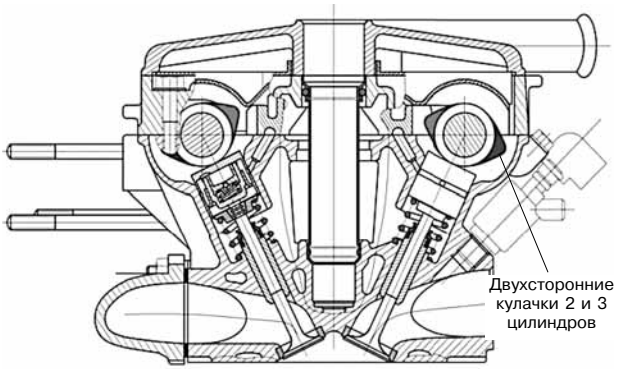


Рис. 7. Измененная головка цилиндров двигателя ВАЗ

рение продуктов сгорания в цилиндрах будет способствовать повышению эффективности утилизации энергии выпускных газов ДВС.

Рассмотрим реализацию рабочего цикла с разделенными тактами и продолженным расширением на примере двигателя ВАЗ 11194 с рабочим объемом 1,4 л, хотя этот цикл может быть реализован в любом четырехтактном четырехцилиндровом двигателе с порядком работы 1-3-4-2. При этом поставим задачу свести к минимуму конструктивные изменения деталей и узлов базового двигателя.

Два внешних (рабочих) цилиндра четырехцилиндрового двигателя работают по обычному четырехтактному циклу. В двух внутренних (эспандерных) цилиндрах происходит продолженное расширение газов, которое может быть названо пятым тактом. Таким образом, в эспандерных цилиндрах осуществляются только такты расширения и выпуска отработавших газов.

Двигатель имеет два распределительных вала. Оба вала обслуживают как внешние рабочие цилиндры, так и внутренние эспандерные цилиндры, совершая один оборот за два оборота коленчатого вала так, как это происходит в традиционных четырехтактных ДВС. Кулачки, обслуживающие эспандерные цилиндры, имеют двухсторонний профиль (рис. 7). Благодаря этому в эспандерных цилиндрах осуществляется двухтактный цикл расширения и выпуска.

Рабочий цикл двигателя состоит из четырех фаз (рис. 8).

Фаза А. Поршни в рабочих цилиндрах движутся от ВМТ к НМТ. Поршни в эспандерных цилиндрах движутся от НМТ к ВМТ. В первом рабочем цилиндре осуществляется впуск свежего заряда, а во втором — сгорание (предварительное расширение). В эспандерных цилиндрах осуществляется выпуск газов.

Фаза В. Поршни в рабочих цилиндрах движутся от НМТ к ВМТ, в эспандерных цилиндрах — от ВМТ к НМТ. В первом рабочем цилиндре осуществляется сжатие свежего заряда, а во втором — вытеснение выпускных газов в эспандерные цилиндры. В эспандерных цилиндрах осуществляется процесс продолженного расширения выпускных газов из второго рабочего цилиндра.

Фаза С. Поршни в рабочих цилиндрах движутся от ВМТ к НМТ, в эспандерных цилиндрах — от НМТ к ВМТ. В первом рабочем цилиндре осуществляется сгорание (предварительное расширение), а во втором — впуск свежего заряда. В эспандерных цилиндрах осуществляется выпуск газов.

Фаза D аналогична Фазе В, в которой первый и второй цилиндры ВД меняются местами.

Последовательность тактов рабочего цикла дана в табл. 1. Таким образом, рабочий цикл двигателя с продолженным расширением осуществляется за два оборота коленчатого вала и состоит из двух групп процессов. Первая группа включает процессы впуска и предварительного расширения в первом или втором рабочих цилиндрах и выпуск газов из эспандерных цилиндров; вторая — процессы сжатия и вытеснения выпускных газов в первом или втором рабочих цилиндрах и дополнительное расширение выпускных газов в эспандерных цилиндрах.

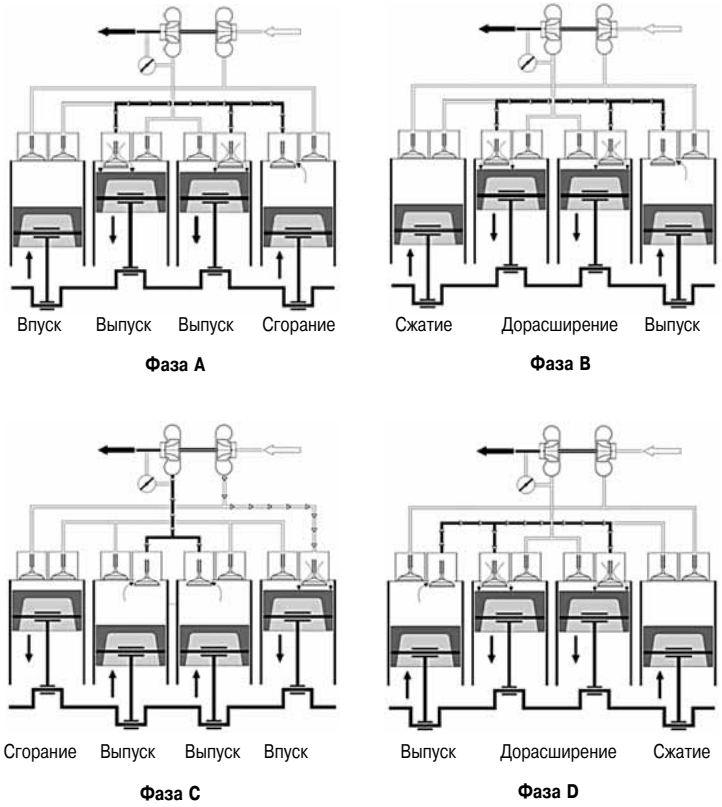


Рис. 8. Фазы рабочего цикла

Таблица 1

Последовательность тактов рабочего цикла двигателя с продолженным расширением

Фаза	Цилиндр			
	1	2	3	4
A	Впуск	Выпуск	Выпуск	Расширение
B	Сжатие	Расширение	Расширение	Вытеснение
C	Расширение	Выпуск	Выпуск	Впуск
D	Вытеснение	Расширение	Расширение	Сжатие

На рис. 9 показаны термодинамические циклы двигателя с продолженным расширением.

На высоких нагрузках (*а*) продолженное расширение осуществляется сначала в эспандерных цилиндрах, а затем — в турбине турбокомпрессора; на малых нагрузках (*б*) — только в эспандерных цилиндрах.

Для оценки влияния на топливную экономичность уменьшения рабочего объема двигателя и продолженного расширения были выполнены расчетные исследования рабочего процесса. Рассматривались следующие варианты двигателя:

➢ стандартный вариант, при котором четыре цилиндра работают без наддува;

➢ одна пара цилиндров работает с наддувом, а в другой паре цилиндров удаляются клапаны с целью ликвидации насосных потерь;

➢ двигатель-эспандер (ДЭ), в котором одна пара цилиндров является рабочей, а в другой паре цилиндров — эспандерной осуществляется продолженное расширение.

Во всех вариантах обеспечивается приблизительно одинаковая мощность двигателя. В качестве ограничивающих факторов при форсировании двух цилиндров с помощью наддува были приняты: отсутствие детонации, максимальное давление сгорания не выше 5,5 МПа и максимальная температура газов на входе в турбину турбокомпрессора 1050 °С. Работоспособность двигателя ВАЗ 11194 с таким уровнем параметров была подтверждена в цикле испытаний в ГНЦ НАМИ [1]. В двух работающих цилиндрах, использующих наддув, степень сжатий стандартного двигателя 10,8 была уменьшена до 9,0. При этом был сохранен приемлемый уровень нагрузок на детали двигателя [5].

На рис. 10 приведены нагрузочные характеристики вариантов двигателя ВАЗ при частоте вращения коленчатого вала n = 4000 об/мин.

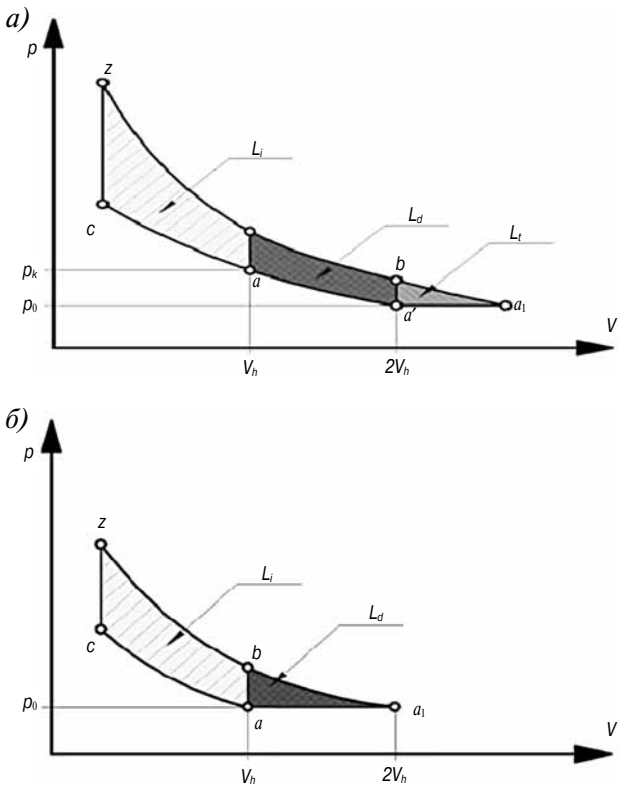


Рис. 9. Термодинамические циклы двигателя с продолженным расширением (*а* и *б* — высокие и низкие нагрузки):

L_i — индикаторная работа двигателя; L_d — работа, произведенная в эспандерных цилиндрах; L_t — работа, произведенная в турбине турбокомпрессора

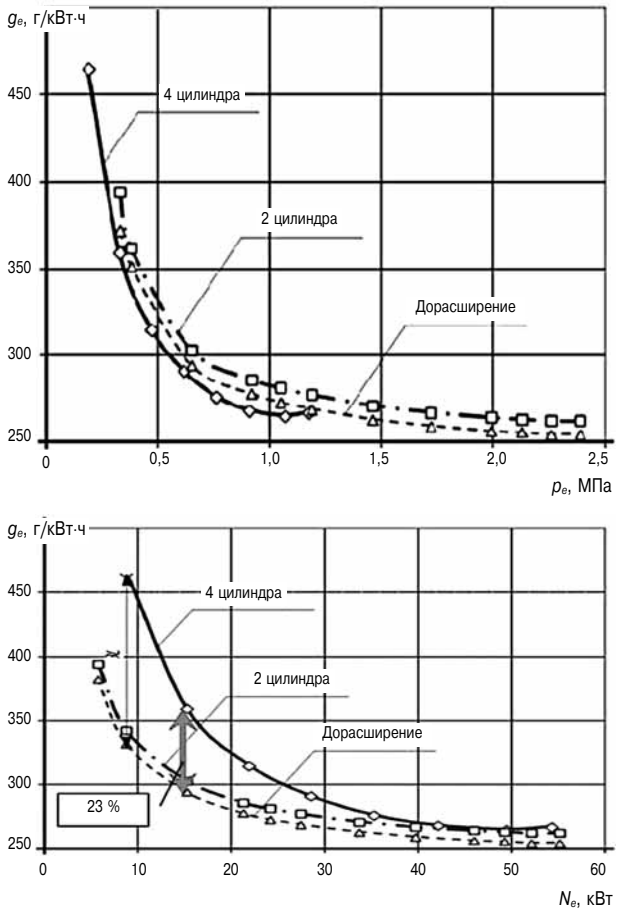
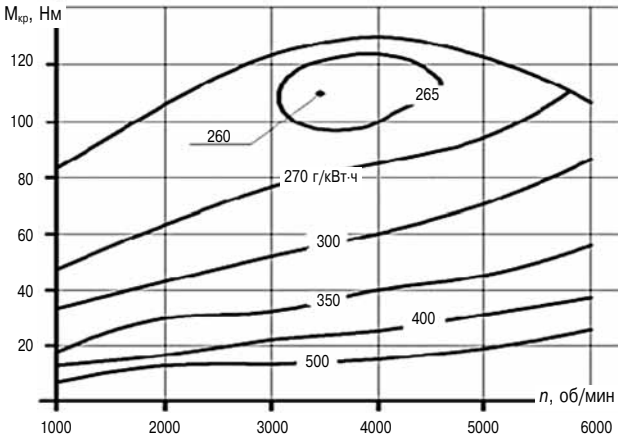


Рис. 10. Нагрузочные характеристики двигателя ВАЗ, n = 4000 об/мин

Из сравнения вариантов на графике $g_e = f(p_e)$ следует, что при одинаковой величине среднего эффективного давления стандартный вариант имеет меньший уровень удельного эффективного расхода топлива по сравнению с другими вариантами. Указанное объясняется пониженной степенью сжатия двигателя в вариантах с двумя рабочими цилиндрами, что вызывает уменьшение индикаторного КПД, а также увеличенными механическими потерями за счет двух выключенных цилиндров.

Картина меняется при сравнении вариантов на графике $g_e = f(N_e)$ при одинаковой мощности. В вариантах с двумя рабочими цилиндрами величина удельного эффективного расхода топлива снижается по сравнению со стандартным вариантом 4-цилиндрового двигателя без наддува, причем эффект увеличивается при снижении мощности. На характерном режиме городского движения автомобиля «Лада Калина» (N_e = 15 кВт; n = 4000 об/мин) вариант ДЭ с продолженным расширением по топливной экономичности бо-

а)



б)

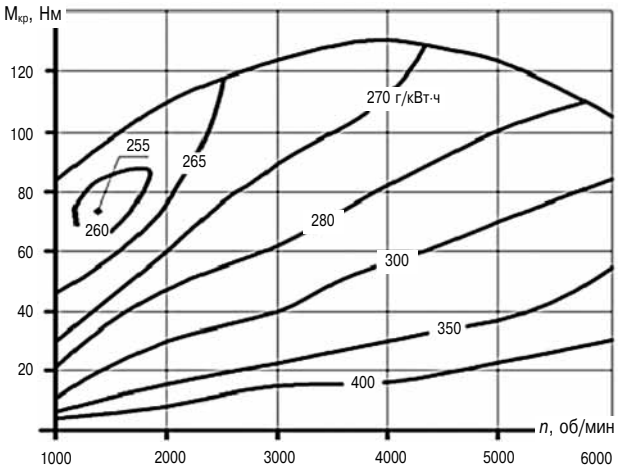


Рис. 11. Многопараметровые характеристики двигателя ВАЗ:
а — стандартный вариант; *б* — двигатель-эспандер

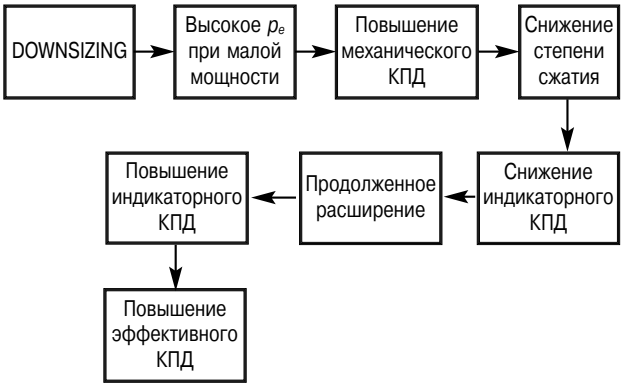


Рис. 12. Схема повышения топливной экономичности варианта «двигатель–эспандер»

лее чем на 20 % превосходит стандартный вариант двигателя.

На рис. 11 приведены нагрузочные характеристики вариантов двигателя ВАЗ. У варианта ДЭ величина минимального удельного эффективного расхода топлива несколько ниже, в сравнении со стандартным вариантом. Но существенно более значимым преимуществом варианта ДЭ является смещение зоны малых величин удельного расхода топлива в область низких нагрузок и частот вращения коленчатого вала, что благоприятно сказывается на расходе топлива автомобилем.

Схема воздействия различных факторов на повышение топливной экономичности варианта «двигатель–эспандер» иллюстрируется рис. 12.

Форсирование двух рабочих цилиндров с помощью наддува позволяет обеспечить необходимую мощность двигателя на режимах частичных нагрузок при более высоком уровне среднего эффективного давления по сравнению со стандартным вариантом 4-цилиндрового двигателя без наддува. При этом ощутимо увеличивается механи-

Таблица 2

Параметры вариантов двигателя ВАЗ 11194

Вариант	Стандартный	ДЭ
Количество цилиндров	4	
Число клапанов	16	
Диаметр цилиндра, мм	76,5	
Ход поршня, мм	75,6	
Рабочий объем цилиндров, л	1,39	0,7 (условно)
Степень сжатия	10,8	9,0
Номинальная мощность, кВт, при n = 6000 об/мин	65	
Максимальный крутящий момент, Нм, при n = 4000 об/мин	130	
$g_{e\ min}$ по многопараметровой характеристике, г/кВт·ч	260	255 (↓ 2 %)
g_e на характерном режиме городского движения автомобиля «Лада Калина» (N_e = 15 кВт; n = 4000 об/мин), г/кВт·ч	375	290 (↓ 23 %)

ческий КПД. Необходимость снижения степени сжатия для предотвращения детонации и уменьшения нагрузок на детали двигателя приводит к некоторому снижению индикаторного КПД, которое компенсируется за счет продолженного расширения газов в эспандерных цилиндрах. В итоге вариант «двигатель-эспандер» имеет более высокий эффективный КПД.

Параметры вариантов двигателя ВАЗ 11194 даны в табл. 2.

Дальнейшим развитием двигателей с разделенными тактами могут стать конструкции с переключением функций цилиндров, при которых они попеременно выполняют функции рабочих, эспандерных, или компрессорных цилиндров [6–8]. В последнем варианте в двух компрессорных цилиндрах осуществляется сжатие воздуха, который затем используется в рабочих цилиндрах для наддува.

Заключение

Проведенные исследования свидетельствуют о значительных резервах повышения топливной экономичности двигателей при организации продолженного расширения рабочего тела. Для осуществления продолженного расширения могут быть использованы нетрадиционные преобразующие механизмы, наиболее отработанным из которых является траверсный механизм НАМИ.

Для 4-цилиндровых бензиновых двигателей семейства ВАЗ, организация продолженного расширения возможна при использовании обычного кривошипно-шатунного механизма. Изменение последовательности процессов и функций в цилиндрах не требует значительных изменений конструкции стандартного двигателя. Однако элементы конструкции стандартного двигателя должны обеспечивать его работоспособность при более высоком уровне тепловых и механических нагрузок.

Модификации стандартного двигателя с продолженным расширением могут быть особо востребованы для транспортных средств со специфическими условиями эксплуатации, например, для автомобилей, с преобладающей долей городских режимов. Несомненно, специфические особенности модификации «двигатель–эспандер» делают ее весьма привлекательной для использования в составе комбинированных энергоустановок.

Литература

1. *Тер-Мкртичьян Г.Г.* Управление движением поршней в двигателях внутреннего сгорания. — М. : Металлургиздат, 2011. — 304 с.

2. *Яманин А.И., Кутенев В.Ф., Тер-Мкртичьян Г.Г.* Интегрированные системы автоматизированного проектирования: учебное пособие. — Ярославль : Изд-во ЯГТУ, 2011. — 76 с.

3. *Дьяченко В.Г.* Двигатель с продолженным расширением — проблемы, перспективы. [Текст] / В.Г. Дьяченко // Грузовик &. — 2008. — № 2. — С. 22–24.

4. *Ailloud, C., Delaporte, B., Schmitz, G., Keromnes, A. et al.*, "Development and Validation of a Five Stroke Engine," SAE Technical Paper 2013-24-0095, 2013, doi:10.4271/2013-24-0095.

5. *Тер-Мкртичьян Г.Г.* Двигатели ВАЗ — технический уровень и перспективы развития за счет регулирования степени сжатия // Автомобильная промышленность. — 2008. — № 10. — С. 17–19.

6. Пат. 2520772 Российская Федерация, МПК F02B41/06, F02B33/06. Способ работы поршневого двигателя [Текст]/ Г.Г. Тер-Мкртичьян, А.А. Никитин, А.В. Глатерман; заявитель и патентообладатель ГНЦ РФ ФГУП НАМИ, опубл. 27.06.2014. Бюл. №18.

7. Пат. 2520791 Российская Федерация, МПК F02B41/06, F02B33/06. Комбинированный четырехцилиндровый двигатель [Текст] / Г.Г. Тер-Мкртичьян, А.А. Никитин, А.В. Глатерман; заявитель и патентообладатель ГНЦ РФ ФГУП НАМИ, опубл. 27.06.2014. Бюл. №18.

8. Пат. 2521704 Российская Федерация, МПК F02B41/06. Комбинированный поршневой двигатель [Текст] / Г.Г. Тер-Мкртичьян, А.А. Никитин, А.В. Глатерман; заявитель и патентообладатель ГНЦ РФ ФГУП НАМИ, опубл. 10.07.2014. Бюл. №19.

УДК 621.436

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ В МЕЖКОЛЬЦЕВЫХ ПРОСТРАНСТВАХ ПОРШНЯ МАЛООБОРОТНОГО ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Е.В. Дмитриевский, к.т.н., доцент кафедры «Тепловые двигатели»
Брянский государственный технический университет

Экспериментально и расчетными методами установлена зависимость распределения давления и расхода газов в межкольцевых пространствах поршня двухтактного малооборотного дизеля от степени износа втулки цилиндра. Выполнены расчеты и измерения давления и расхода газов в межкольцевых пространствах поршня, показана взаимосвязь этих параметров с конструкцией поршневого кольца и условий его работы, а именно: изменение зазоров в замках поршневых колец, величина отложений нагара в межкольцевых пространствах, размеры и расположение на втулке цилиндра маслораспределительных канавок, частота вращения коленчатого вала двигателя и т. д.

Разработана и экспериментально проверена методика и программа расчета на ЭЦВМ параметров течения газов через поршневые кольца при работе двигателя.



Определение характера распределения давления газов между поршневыми кольцами и величины суммарного расхода газов в межкольцевых пространствах за рабочий цикл может быть необходимым для оценки надежности конструкции деталей цилиндро-поршневой группы двигателя и его эксплуатационных возможностей.

Метод определения количества газа, проходящего через кольцевое уплотнение, исходя из условия стационарного режима течения, предложен в работе [2]. В работе [9] дана оценка нормы предельных износов цилиндро-поршневой группы, основанная на величине среднего расхода газа через поршневые кольца. Экспериментальные исследования [4, 5] показали, что происходит аккумулирование значительного количества газа в межкольцевых пространствах поршня. Графические зависимости изменения давления газов, полученные расчетным путем, приведены в работах [4, 12 и др.]. Однако при проведении этих исследований ставились другие цели и задачи, что не позволяют определить характер распределения давления газов за каждым кольцом поршня.

Для расчета распределения давления газов в межкольцевых пространствах поршня двигателя была разработана методика и программа расчета, учитывающая геометрические размеры деталей цилиндро-поршневой группы и изменение давления газов в цилиндре двигателя.

Межкольцевые пространства поршня представлены в виде отдельных камер, последовательно расположенных и соединенных между собой турбулентными дросселями, образованными поверхностью втулки, кромкой нижней плоскости поршневой канавки и кромками кольца в замке. Дроссели, соединяющие камеры, имеют эффективное сечение εf_i. При прохождении колец мимо маслораспределительных канавок во втулке цилиндра образовавшиеся отверстия добавляются к площади дросселя. Коэффициент расхода ε для турбулентных дросселей с малым отношением длины к диаметру рассчитывается по известной формуле

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1+\xi}},$$

где ξ — коэффициент местных потерь на входе в дроссель, т. е. можно принять $\xi = \xi_{вх}$.

Величина коэффициента $\xi_{вх}$ при различных формах входной кромки заимствованы из работы [7]. Для дросселя с заостренной входной кромкой, что имеет место в данном случае, $\xi_{вх} = 0{,}5$.

При проведении расчета принят ряд допущений [6]:

а) истечение газа между кольцами происходит только через одно отверстие;

б) неустановившиеся режимы течения газа через дроссели рассматриваются как квазиста-

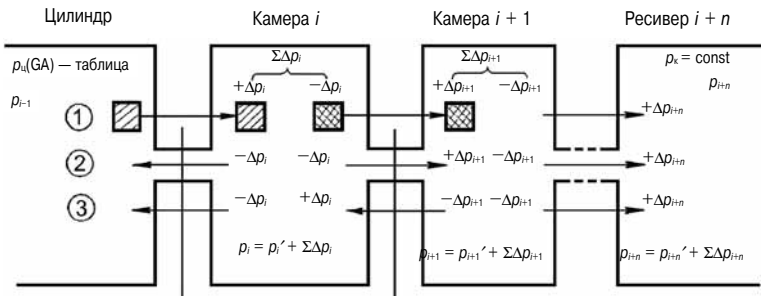


Рис. 1. Расчетная схема процесса

тические, т. е. принимается, что в неустановившемся режиме течения в каждый момент времени мгновенное значение расхода газа через дроссель такое же, как и в установившемся режиме при одинаковой разности перепада давлений;

в) при изменении состояния газа в камерах отсутствует теплообмен.

В качестве начальных условий принимается, что давление газа во всех камерах постоянно и имеет величину $p_к$, т. е. равно давлению газов в ресивере продувочного воздуха. Расчетная схема процесса приведена на рис. 1.

При расчете давления газов в каждой межкольцевой камере возможны следующие варианты течения газа через дроссели:

— наполнение газом камеры через один из дросселей и истечение из камеры через другой;

— наполнение газом камеры через оба дросселя;

— истечение газа из камеры через оба дросселя.

Рассчитывается расход газа через каждый дроссель за промежуток времени dt. Затем суммируется расход газа в каждой камере и определяется изменение давления в камере dp_i за промежуток времени dt. Приращение давления суммируется с предыдущим значением давления и принимается за исходное значение для дальнейшего шага расчета. При такой схеме расчета каждая камера принимается «глухой», что упрощает определение параметров газа и времени наполнения и опорожнения камер через каждый из дросселей.

I. Наполнение камеры

За промежуток времени dt происходит наполнение i-й камеры газом.

Секундный расход газа

$$G = \varepsilon f_i \frac{\xi(r) p_{i-1}}{R_{i-1}\sqrt{T_{i-1}}}, \qquad (1)$$

где T — абсолютная температура; R — газовая постоянная; p — давление газа.

Функция расхода $\xi(r)$ принимает значения:

а) при докритическом течении

$$\xi(r) = \sqrt{2gR_i\left(\frac{n'}{n'-1}\right)}\cdot\sqrt{\left(r^{\frac{2}{n'}} - r^{\frac{n'+1}{n'}}\right)};$$

б) при надкритическом течении, когда

$$r \le \left(\frac{2}{n'+1}\right)^{\frac{n'}{n'-1}},$$

$$\xi(r) = \sqrt{2gR_i\left(\frac{n'}{n'+1}\right)}\cdot\sqrt{\left(\frac{2}{n'+1}\right)^{\frac{2}{n'-1}}},$$

где n' — показатель изоэнтропы, который принят [10] равным $n' = 1{,}38$ при $\alpha_\Sigma = 2{,}0$; g — ускорение земного притяжения, м/с^2; $r = (p_i/p_{i-1})$ — отношение давления газов в соседних камерах, причем при наполнении камеры всегда должно быть $p_{i-1} > p_i$.

Считая, что из камеры газ не выходит, а за промежуток времени dt давление газа $p_{i-1} = \text{const}$, (при $T = \text{const}$ [11]), из характеристического уравнения $pV = GRT$ получим:

$$\mathrm{d}G = \frac{V_i}{R_i T_i}\mathrm{d}p_i = \frac{V_i p_{i-1}}{R_i T_i}\mathrm{d}r \qquad (2)$$

С другой стороны, принимая во внимание (1)

$$\mathrm{d}G = \varepsilon f_i p_{i-1}\frac{\xi(r)}{R_i - 1\sqrt{T_{i-1}}}\mathrm{d}t \qquad (3)$$

и приравнивая правые части уравнений (2) и (3) после преобразования получим:

$$\mathrm{d}p_i = \varepsilon f_i p_{i-1}\frac{R_i T_i \xi(r)}{V_i R_{i-1}\sqrt{T_{i-1}}}\mathrm{d}t. \qquad (4)$$

II. Опорожнение камеры

За промежуток времени dt происходит опорожнение «глухой» камеры i в камеру $(i+1)$. Давление в i-й камере p_i, а в камере $(i+1)$ — p_{i+1}. Учитывая, что в данный момент $p_i > p_{i+1}$, для камеры отношение $r_i = (p_{i+1})/p_i$. Предполагая $p_{i+1} = \text{const}$, находим

$$\mathrm{d}r_i = -\frac{p_{i+1}}{p_i^2}\mathrm{d}p_i = -\frac{r_i}{p_i}\mathrm{d}p_i,$$

или

$$\mathrm{d}p_i = -\frac{p_i}{r_i}\mathrm{d}r_i. \qquad (5)$$

Из характеристического уравнения следует

$$\mathrm{d}G = -\frac{V_i}{R_i T_i}\mathrm{d}p_i.$$

Подставляя значение dp_i из (5) получим

$$\mathrm{d}G = -\frac{V_i p_i}{R_i T_i r_i}\mathrm{d}r_i. \qquad (6)$$

Уравнение истечения дает

$$\mathrm{d}G = \varepsilon f_{i+1} p_i \frac{\xi(r)}{R_i\sqrt{T_i}}\mathrm{d}t. \qquad (7)$$

Приравнивая правые части уравнений (6) и (7), после преобразования получим

$$-\mathrm{d}p_i = \varepsilon f_{i+1} \frac{p_i T_i \xi(r)}{V_i\sqrt{T_i}}\mathrm{d}t. \qquad (8)$$

III. Вычисление параметров газа в камерах

1. По рассчитанному количеству подведенного и отведенного газа определяем изменение давления в камере:

$$p_i = \sum_{i=1}^{2} \mathrm{d}p_i.$$

Аналогично определяют изменение давления в каждой последующей камере. Если давление в предыдущей камере выше давления в следующей, то расчет давления p_i проводят по формуле (8), если ниже – по формуле (4).

2. По вычисленному расходу газа и известному сечению дросселей (или канавок) определяют в них скорость движения газа. Из уравнения сплошности имеем

$$\mathrm{d}G_i = \gamma_i w_i F_i \mathrm{d}t, \qquad (9)$$

где γ_i — удельный вес газа.

Так как $\gamma_i = p_i/R_i T_i$, то из уравнения (9) получим

$$w_i = \frac{R_i T_i}{p_i F_i} \cdot \frac{\mathrm{d}G_i}{\mathrm{d}t}.$$

При проведении расчетов интегрирование дифференциальных уравнений выполнялось методом Эйлера [3, 8, 14].

Для оценки оптимального шага h при расчете параметров газа в межкольцевых пространствах поршня двигателя расчет проводился для шага $h = 1/N$ при значениях N от 360 до 36 000. Оценка выполнена по методике [1], при этом погрешность определения давления газа в межкольцевых пространствах составила 0,01 МПа.

При проведении расчетов значения давления газа в цилиндре получают экспериментально методом индицирования. Геометрические размеры деталей ЦПГ задают в соответствии со схемой на рис. 2.

Программой учитывается влияние на результат расчета следующих факторов:

➢ расположение на втулке маслораспределительных канавок и их геометрия;

➢ объемы межкольцевых пространств и их изменение за счет отложений нагара;

➢ величины зазоров в замках поршневых колец и их изменение;

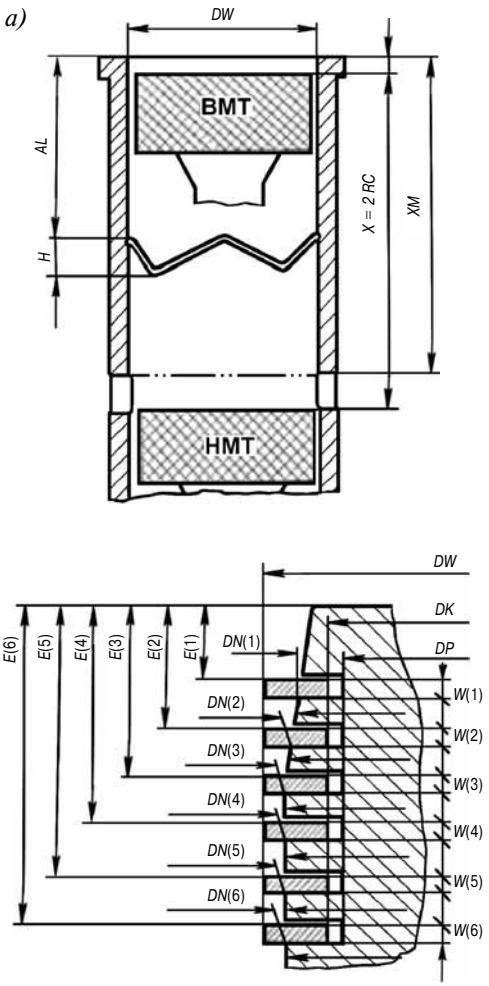


Рис. 2. Схема размеров деталей ЦПГ для формирования исходных данных:
а) — втулка цилиндра; *б*) — поршень

➢ геометрические размеры деталей цилиндропоршневой группы;

➢ характер изменения давления газов над и под поршнем.

Экспериментальная проверка методики и программы расчета была выполнена методом сравнения расчетных значений давления газа с измеренными в камерах газовой модели поршня (рис. 3) и в межкольцевых пространствах поршня работающего дизеля 6ДКРН75/160 через отверстия во втулке цилиндра (рис. 4). Объемы камер газовой модели поршня соответствовали объемам межкольцевых пространств поршня, а сечения дросселей соответствовали зазорам в замках поршневых колец.

При расчете давления газов в камерах газовой модели значения температуры газа в каждом дросселе принимались по данным опыта. Определение температуры газа в межкольцевых пространствах поршня работающего двигателя проводились по методике [11, 13].

Результаты измерения давления газа в камерах газовой модели поршня и их расчетные значения

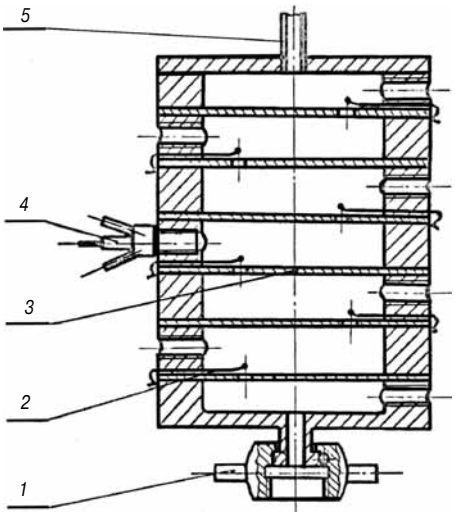


Рис. 3. Газовая модель поршня:
1 — крепление к индикаторному крану; *2* — термопара; *3* — мембрана с дросселем; *4* — датчик давления газов; *5* — подвод к ресиверу

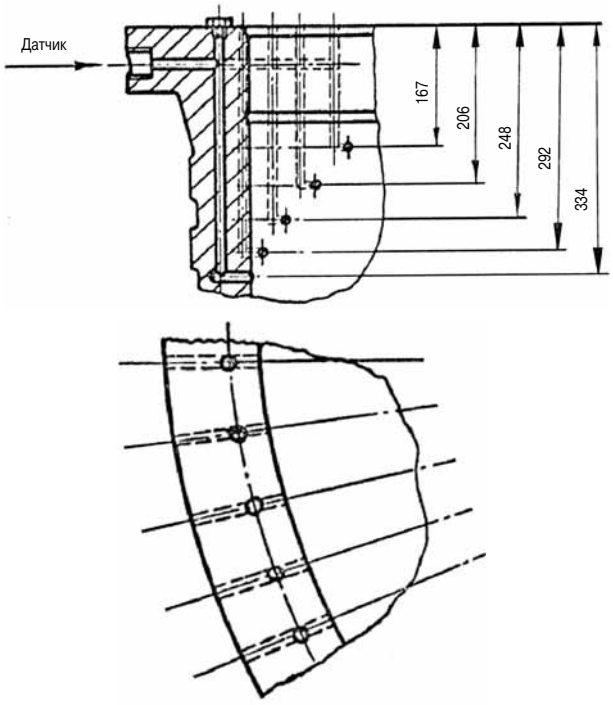


Рис. 4. Расположение отверстий во втулке цилиндра для записи давления газов в межкольцевых пространствах поршня

приведены на графиках рис. 5, *а*. Цилиндр двигателя в данном случае являлся генератором изменяющегося давления газов при нагрузке двигателя 110 % от $P_{e\,\text{ном}}$.

На рис. 5, *б* показаны кривые изменения давления газов в цилиндре двигателя на режиме 100 % от $P_{e\,\text{ном}}$ при n = 115 об/мин, записанные индикатором МАИ-2 через отверстия (см. рис. 4). Там же приведены результаты расчета давления газов в межкольцевых пространствах поршня.

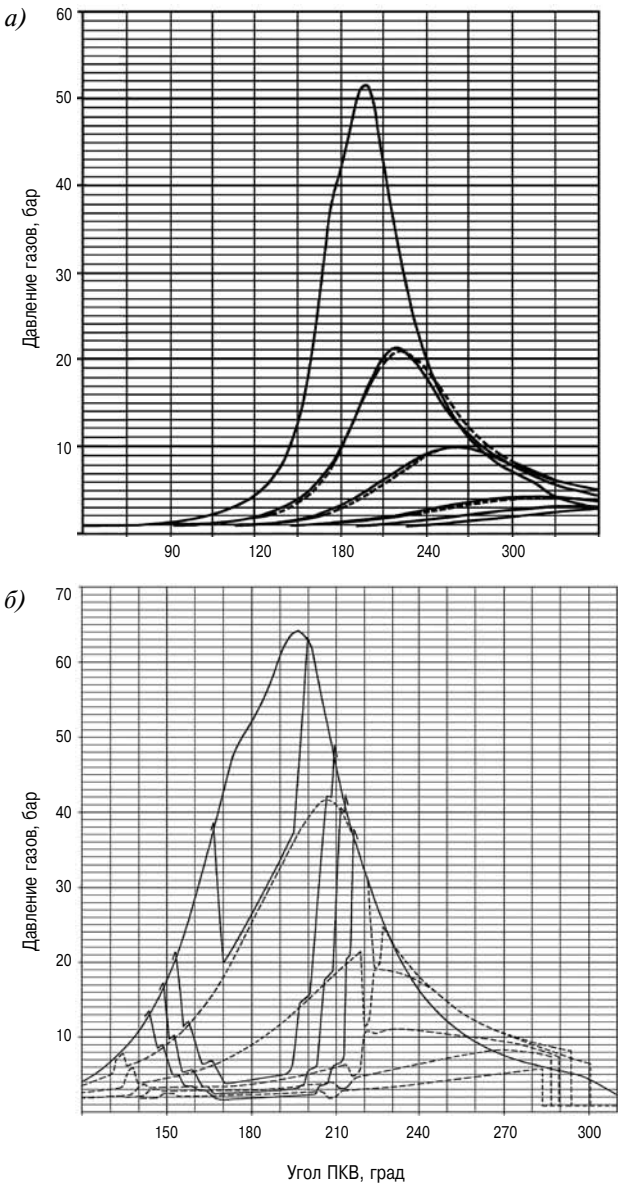


Рис. 5. Опытные и расчетные значения давления газов (—— опыт; ----- расчет):
а) — в камерах газовой модели поршня двигателя;
б) — в межкольцевых пространствах поршня двигателя

Из приведенных результатов сравнения следует, что разработанная методика и программа расчета на ЭЦВМ давления газов в межкольцевых пространствах поршня двигателя является корректной и может быть рекомендована для расчетных исследований.

Литература

1. *Бабушка Н.* Численные процессы решения дифференциальных уравнений / Н. Бабушка, М. Прагер, Э. Витасек. — М. : Мир, 1969.

2. *Билик Ш.М.* Микрогеометрия цилиндра и прорыв газов в картер двигателя / Ш.М. Билик // Вестник машиностроения. — 1958. — № 12.

3. *Демидович Б.П.* Численные методы анализа / Б.П. Демидович, И.А. Марон, Э.З. Шувалова. — М. : Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1962.

4. *Englisch C.* Kolbenringe fur moderne Verbrennungsmotoren / C. Englisch // Oster-reichische Ingenieur Zeitschrift, Heft 5, 14. Jahrgang. — 1968, Z. 162–166.

5. *Eweis M.* Reibungs- und Undichtigkeitsverluste an Kolbenringen / M. Eweis // For-schungsheft 371. — Berlin : VDI-Verlag, 1935.

6. *Залманзон Л.А.* Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления / Л.А. Залманзон. — М. : Изд-во АН СССР, 1961.

7. *Идельчик И.Е.* Гидравлические сопротивления / И.Е. Идельчик. — М. : Госэнергоиздат, 1954.

8. *Копченова А.Т.* Вычислительная математика в примерах и задачах / А.Т. Копченова, И.А. Марон. — М. — 1968.

9. *Лютов И.Л.* Методика нормирования предельно допустимых износов деталей цилиндро-поршневой группы судовых дизелей / И.Л. Лютов // Сб. Вопросы износостойкости и надежности судовых дизелей. — М. : Транспорт, 1973. — С. 33–48.

10. *Межерицкий, А.Д.* О влиянии КПД турбокомпрессора на коэффициент наполнения двигателя. / А.Д. Межерицкий // Труды ЦНИИМФ. Вып. 68. — М.–Л. : Транспорт, 1965. — С. 75–81.

11. *Семенов В.С.* Исследование температурного состояния цилиндро-поршиевой группы судовых дизелей методом электромоделирования / В.С. Семенов, Н.А. Крутько // Научно-техн. сб. Судовые машины и механизмы. Вып. II. — Одесса: ОИИМФ, 1968. — С. 129–141.

12. *Семенов В.С.* Долговечность цилиндро-поршневой группы судовых дизелей / В.С.Семенов, П.С. Трофимов. — М. : Транспорт, 1969.

13. *Семенов В.С.* Влияние изменения числа оборотов судового двухтактного двигателя на давление и температуру продувочного воздуха /В.С. Семенов, Ю.Я. Фомин. — М. : ЦИАТИАМ, Двигатели внутреннего сгорания. Вып. 2, 1964.

14. Имитационная математическая модель рабочего процесса исполнительного гидроцилиндра с механизмом фиксации / Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакевич, А.А. Кузнецов, Ю.В. Беззуб // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. — 2014. — № 3. — С. 165–169.

СТМ ПРЕДСТАВИЛ НОВОЕ СЕМЕЙСТВО ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА МЕЖДУНАРОДНОМ ВОЕННО-ТЕХНИЧЕСКОМ ФОРУМЕ «АРМИЯ-2015»

На Международном военно-техническом форуме Группа «Синара-Транспортные Машины»(СТМ) представила продукцию Уральского дизельмоторного завода (УДМЗ входит в СТМ). В день открытия форума стенд СТМ посетил министр обороны Российской Федерации Сергей Шойгу и высоко оценил достижения завода по разработке нового российского двигателя ДМ-185.

Также компания представила традиционную продукцию — дизель-генераторы мощностью 630–1600 кВт, которые применяются в качестве резервных и вспомогательных источников питания в кораблестроении. Во время круглого стола «Энергетические установки кораблей нового поколения: пути создания и внедрения» состоялась интересная дискуссия, где главный конструктор УДМЗ Игорь Ночвин рассказал о возможностях применения разрабатываемого перспективного семейства дизельных двигателей типа ДМ-185 в проектах Объединенной судостроительной корпорации, а также о перспективах использования и способах усовершенствования силовых установок на базе серийных двигателей типа ДМ-21.

Новые двигатели могут применяться в кораблестроении, судостроении, транспортном машиностроении, при изготовлении тяжелой карьерной техники, в малой энергетике. Всего будет разработано двенадцать модификаций ДМ-185 мощностью от 750 до 3800 кВт (с потенциалом модернизации до 6000 кВт). Количество цилиндров ДМ-185 от шести до двадцати в зависимости от модификации. Главные особенности нового семейства двигателей ДМ-185 — высокие удельные характеристики (до 234 кВт/цил.), низкий расход топлива, соответствие требованиям ЕС по выбросам вредных веществ в атмосферу EU Tier IIIA/IMO Tier 2



без внешних дополнительных систем нейтрализации отработавших газов (EGR, SCR). Первые опытные образцы двигателей уже собраны и проходят испытания на специально созданных современных стендах.

Другим важным итогом форума стало подписание соглашения о партнерстве между Торговым домом СТМ и компанией «Звезда-Энергетика». Документ был подписан генеральным директором ТД СТМ Виталием Плаксиным и генеральным директором «Звезда-Энергетика» Николаем Хаустовым. Согласно достигнутой договоренности компании будут развивать сотрудничество и продвигать на российский и внешние рынки электростанции различных типов, в которых будут применяться двигатели УДМЗ.

25 Июня 2015
http://www.sinara-group.com

УДК 621.436

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ КАЧЕСТВА РАСПЫЛЕНИЯ ТОПЛИВА ФОРСУНКОЙ НА ОСНОВЕ CALS/ИПИ ТЕХНОЛОГИЙ

В.В. Бирюк, д.т.н., проф., С.С. Каюков, асп.,
А.В. Белоусов, студ., Р.Э. Галлямов, студ.
Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С.П. Королева

Обоснована возможность предварительной оценки качества распыления топлива форсункой по результатам моделирования процессов в топливной системе дизеля в специализированном пакете прикладных программ LMS Imagine.Lab AMESim. Предложены инструменты для анализа влияния процессов в топливных системах на качество распыления топлива, инструменты предварительной оценки качества распыления топлива для полного цикла впрыска, а также характеристики, предназначенные для сравнения вариантов систем топливоподачи. Предложена структура и методика построения блока предварительного анализа качества распыления топлива, включаемого в модели систем топливоподачи.



В настоящее время CALS технологии получили широкое распространение в различных отраслях промышленности развитых стран, что способствовало повышению производительности труда и качества выпускаемой продукции. В России существует метод информационной поддержки изготовления изделий (ИПИ), который успешно применяется в авиации и космонавтике благодаря более высокому уровню компьютеризации и оснащенности этих отраслей [1, 2]. Проектирование изделий ведется по методологиям, которые предпочтительно реализовывать в единой информационной системе. На этапах проектирования и доводки изделий проводятся расчеты параметров протекающих в них. Для этого используются специализированные пакеты прикладных программ (ППП) являющиеся инструментами численного решения задач анализа и синтеза (проверочных и проектировочных расчетов).

Одним из наиболее эффективных ППП исследования систем топливоподачи дизельных ДВС является программный пакет LMS Imagine.Lab AMESim [3], позволяющий рассчитывать процессы взаимодействия механических, гидравлических и электрических подсистем, а также процессы формирования двухфазных потоков топливной смеси. Опыт использования этого пакета показал, что при исследованиях динамики элементов систем топливоподачи достаточно одномерного моделирования, которое не требует большой длительности расчетов и вычислительных ресурсов.

Для оценки влияния параметров отдельных элементов систем топливоподачи на процессы формирования и горения топливной смеси, методология моделирования LMS Imagine.Lab AMESim предусматривает использование встроенного программного модуля IFP-C3D [4], позволяющего учитывать свойства топлива, состояние среды в цилиндре дизельного двигателя и особенности его конструкции, а также другие особенности процесса топливоподачи. Такой подход обеспечивает высокую достоверность результатов, однако он не удобен при предварительных исследованиях с перебором большого количества расчетных вариантов, поскольку использование IFP-C3D требует более высокого уровня подготовки пользователя и увеличение времени расчетов по сравнению с расчетом динамики системы топливоподачи.

В рамках данной статьи рассмотрены инструменты предварительной оценки влияния параметров в топливной системе дизеля на процессы формирования топливных струй.

При решении некоторых задач для оценки сравниваемых вариантов по критерию качества распыления топлива бывает достаточно графиков расхода. Например, оценка влияния параметров электрогидрофорсунки (ЭГФ) может быть выполнена по величине цикловой подачи и моментам начала и завершения впрыска при одинаковом сигнале управления [5]. Вариант форсунки с большей цикловой подачей при условии равенства задержек моментов начала и конца впрыска относительно моментов начала и окончания сигнала управления является более быстродействующим и, как следствие, более предпочтительным, поскольку заранее известно, что с повышением быстродействия ЭГФ улучшается качество топливоподачи [6]. Однако в большинстве случаев информация о корреляции выходных параметров моделирования с качеством распыления топлива отсутствует, что требует изменения подхода к его прогнозированию.

Предлагаемый подход реализован на трех одномерных моделях топливной форсунки ЯЗДА 33.1112010-03 для ДВС КамАЗ-7409.10 (рис. 1), отличающейся длительным циклом и «треугольным» законом при впрыске одинаковой цикловой подачи топлива на вход форсунки. Графики расхода топлива через сопловые отверстия форсунки приведены на рис. 2. Применительно к рассматриваемому примеру, графики расхода (см. рис. 2) являются малоинформативными.

Например, не вполне ясно, является ли режим дробящего впрыска (рис. 2, режим 3–Е), реализуемый при малых подачах (рис. 2, режим 3–В),

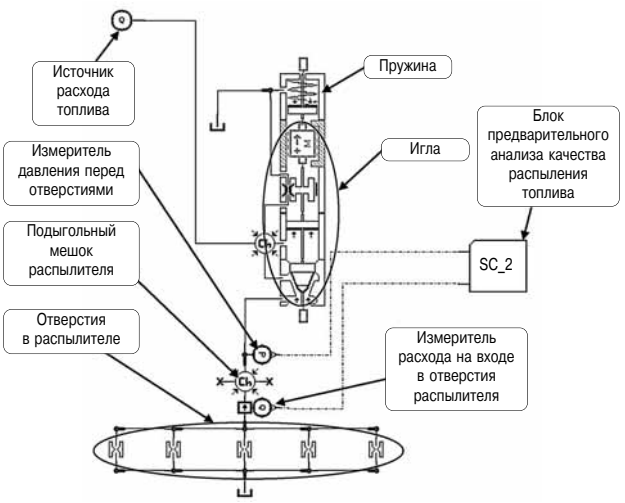


Рис. 1. Модель форсунки ЯЗДА 33.1112010-03 с устройством предварительного анализа качества распыления топлива

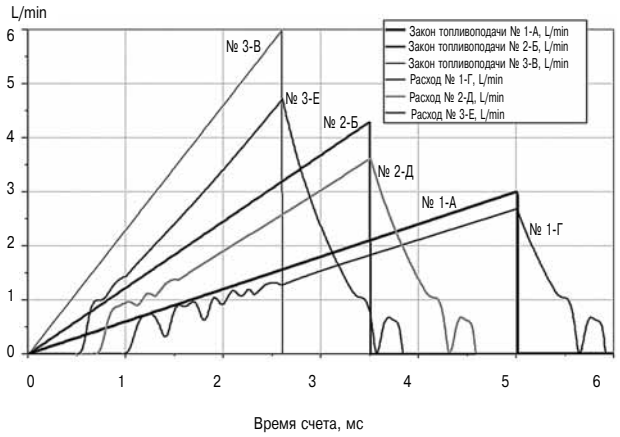


Рис. 2. Результаты расчета динамики форсунки:
А–В — законы подачи топлива на входе форсунки; Г–Е — графики расхода топлива через отверстия распылителя

гарантией более высокого качества распыления топлива по сравнению с непрерывным (рис. 2, расход 1–Г), как это известно из ранее проведенных исследований [7]. Кроме того, затруднено сравнение вариантов моделей, отличающихся размерами и количеством отверстий в распылителе, формой и размерами камеры сгорания в поршне, а также другими параметрами.

В качестве одного из инструментов предварительной оценки процесса распыливания топлива предлагается использовать распределение долей цикловой подачи по спектру давлений перед соплами распылителя форсунки. Применительно к рассматриваемому примеру анализ распределения долей цикловых подач (рис. 3) показывает сдвиг спектров в сторону больших давлений по мере снижения продолжительности впрыска, что вполне прогнозируемо приводит к увеличению качества распыления топлива.

При необходимости оценки процесса смесеобразования по критериям возникновения условий для воспламенения топлива в камере сгорания

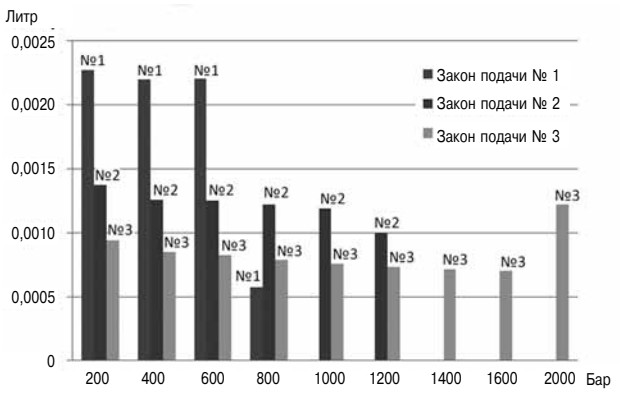


Рис. 3. Распределение объемов цикловых подач впрыснутого топлива по спектру давлений перед отверстиями распылителя форсунки для трех законов топливоподачи

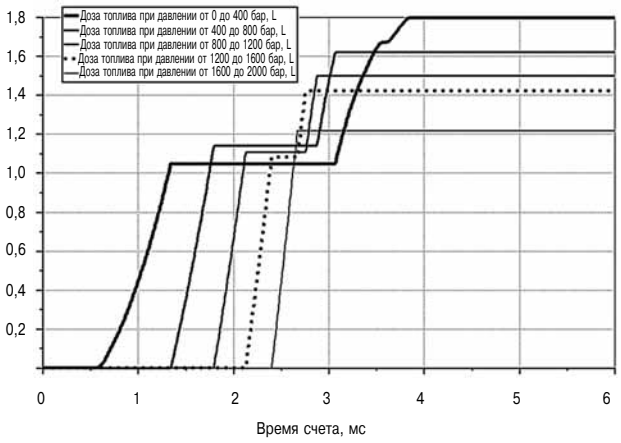


Рис. 4. График нарастания долей спектра цикловых подач при распылении топлива по времени

возможно использование графиков нарастания по времени объемов долей цикловой подачи, распыленных при давлениях выделенных диапазонов спектра (рис. 4).

Анализ такого графика (см. рис. 4) для режима 1–А (см. рис. 2) показывает неблагоприятный для воспламенения характер нарастания долей спектра цикловых подач, поскольку первые порции топлива распыляются в цилиндре под малым давлением. При сравнительных исследованиях вариантов систем топливоподачи критерием предпочтительности может служить опережающий рост долей спектра цикловых подач, соответствующих более высокому давлению.

Преимуществом предложенных графиков распределения цикловой подачи по спектру давлений при нарастании долей спектра цикловых подач является возможность подробного анализа процесса топливоподачи и его особенностей, выделения влияния на него со стороны отдельных элементов системы топливоподачи. Однако эти графики также неудобны при сравнении большого количества вариантов систем, при их многопараметрической оптимизации, а также при определении направлений желательного изменения параметров отдельных элементов систем. При решения задач такого рода требуется инструмент для сравнения, выраженный одним или несколькими числами, что обеспечивает возможность построения необходимых графиков и регрессионных моделей. В качестве одного из таких инструментов предлагается использовать величину среднего давления перед соплами.

Особенностью определения величины среднего давления перед соплами является необходимость учета особенностей режимов дробящего впрыска, при которых игла может не только колебаться, но и садиться на седло, в связи с чем время ненулевого расхода через сопла может не совпадать со временем цикла. Поэтому среднее давление предлагается вычислять путем деления интеграла функции изменения давления перед соплами на интеграл времени, соответствующему ненулевому расходу через сопла (1):

$$p_{\text{ср}} = \frac{\int p\mathrm{d}t}{\int \mathrm{d}t}. \qquad (1)$$

Особенностью пакета LMS Imagine.Lab AMESim является представление результатов моделирования в виде изменения вычисляемых величин от времени. Поэтому имеется возможность на основе анализа графика изменения среднего давления перед соплами (рис. 5) в качестве характеристик полного цикла впрыска выбрать несколько параметров, которые могут использоваться для сравнения вариантов систем и построения регрессионных моделей, например:

- конечное, или максимальное значения среднего давления перед соплами;
- время достижения максимального значения среднего давления перед соплами.

Построение этих характеристик в зависимости от варьируемых в процессе моделирования параметров расширяет возможности анализа результатов. Применительно к рассматриваемому примеру, графики зависимостей конечного и максимального значений среднего давления перед соплами (рис. 6) от длительности цикла подачи (см. рис. 2) подтверждают известные факты снижения качества распыления топлива при снижении интенсивности впрыска, а также при недостаточно резкой отсечке подачи топлива [6].

В некоторых случаях вместо абсолютных значений среднего давления перед соплами удобно использовать коэффициент полноты цикла в виде отношения среднего давления перед соплами к некоторой заданной величине,

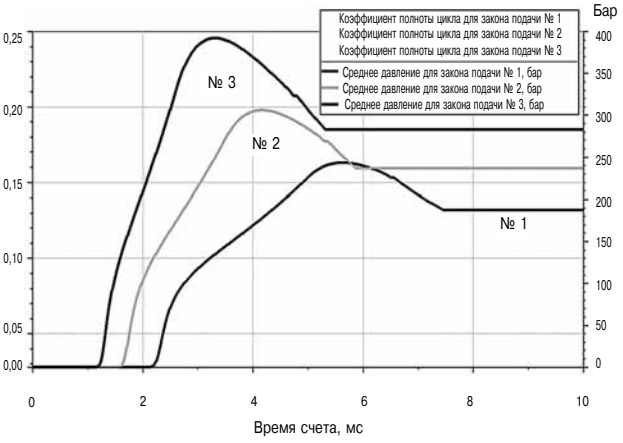


Рис. 5. Графики изменения во времени рассчетной величины среднего давления перед соплами форсунки для трех вариантов закона топливоподачи

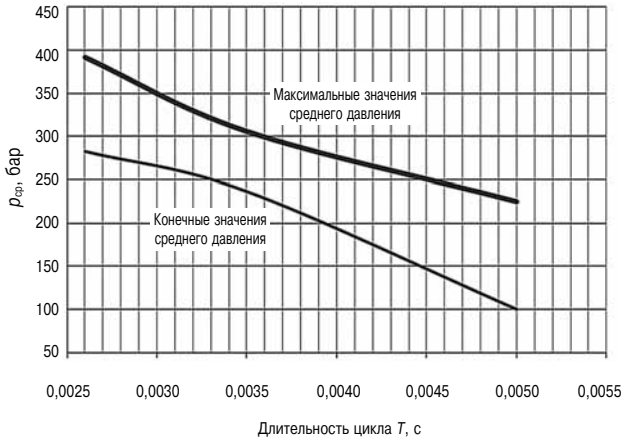


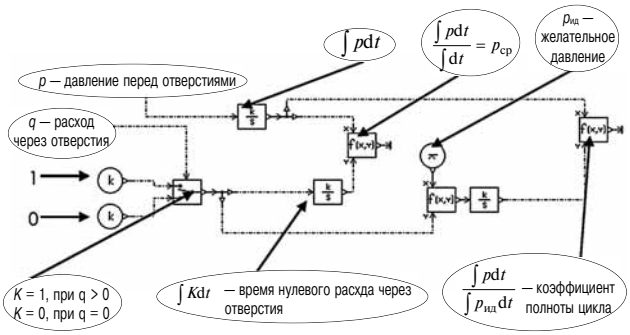
Рис. 6. Изменение конечного и максимального значений среднего давления перед отверстиями распылителя от длительности цикла подачи топлива

например, к давлению, соответствующему наилучшему распылению топлива. Получаемый таким образом график изменения коэффициента полноты цикла повторяет график изменения среднего давления и отличается от него только значениями на оси ординат (см. рис. 5), однако, он является более информативным. Величина коэффициента характеризует степень приближения реального цикла впрыска к «идеальному», при котором вся цикловая подача распыляется при заданном «идеальном» давлении, и для которого значение коэффициента равно 1. При этом коэффициент полноты цикла может характеризовать как полный цикл, так и отдельные его составляющие, например, отдельные фазы многофазного управляемого или неуправляемого дробящего впрыска. Значения коэффициента полноты цикла может изменяться в широких пределах, в том числе может превышать «идеальное» значение, равное 1, что происходит при излишне высоких давлениях перед соплами.

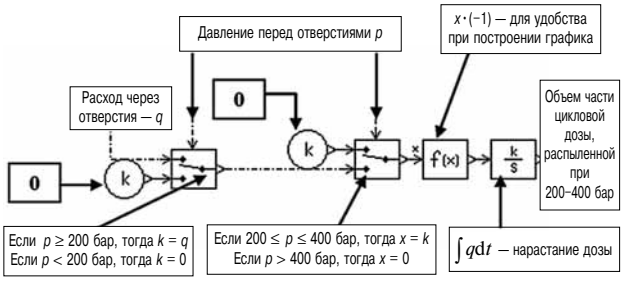
На рис. 7 показан один из вариантов модели блока предварительного анализа качества распыления топлива.

Необходимо учитывать, что предложенные инструменты исследования предназначены только для предварительной оценки качества распыления топлива и не могут заменить собой результатов моделирования физических процессов формирования и горения топливной смеси. В то же время можно полагать, что для каждого конкретного варианта системы топливоподачи между ними существует функциональная взаимосвязь, выявление которой необходимо для существенного ускорения и упрощения работ по созданию новых перспективных систем топливоподачи.

Очевидно, что для решения разнообразных задач моделирования топливных систем могут быть дополнительно предложены другие инструменты



Блок расчета коэффициента наполнения и среднего давления цикла впрыска



Элемент блока анализа распределения долей цикловой подачи по спектру давления (от 200 до 400 бар) перед отверстиями распылителя

Рис. 7. Схема анализатора

исследования, базирующиеся на предлагаемом подходе.

Выводы

1. Показано, что при моделировании систем топливоподачи дизельных ДВС в программном пакете LMS Imagine.Lab AMESim имеется возможность предварительной оценки качества распыления топлива по результатам анализа процессов в этих системах без физического моделирования процессов формирования топливного факела.

2. В качестве инструментов для анализа влияния процессов в топливных системах на качество распыления топлива предложены следующие расчетные характеристики:

➢ распределение долей цикловой подачи по спектру давлений перед соплами форсунки;

➢ изменение величин среднего давления перед соплами форсунки и отношение этого давления к заданной желательной величине «идеального» давления, причем указанное отношение — коэффициент наполнения цикла, может считаться предварительной интегральной оценкой степени соответствия качества распыления топлива заданному уровню.

3. В качестве инструментов предварительной оценки качества распыления топлива для полного цикла впрыска и характеристик, предназначенных для сравнения вариантов систем топливоподачи, предложено использовать конечные и максимальные значения среднего давления перед соплами

форсунки, а также коэффициент наполнения цикла.

Литература

1. *Маслов А.П.* Формирование информационного пространства по созданию силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий / А.П. Маслов // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 33–36.

2. *Маслов А.П.* Как нам преобразовать тракторное двигателестроение / А.П. Маслов, В.В. Бирюк // Двигателестроение. — 2010. — № 4. — С. 35–38.

3. LMS Imagine.Lab / Web-страница: http://www.plm.automation.siemens.com/ru_ru/ products/lms/imagine-lab/ames-im/.

4. LMS Imagine.Lab AMESim. AMESim Rev 13 Tutorial guide, November 2013. — 152 p.

5. *Каюков С.С.* Одномерное моделирование форсунки Common Rail. В кн.: Методология современной науки: Ч. 2: часть.: тез. докл. междунар. конф. Методология современной науки. — Донецк, 18 апреля 2014. С. 29–32.

6. *Грехов Л.В.* Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. — М. : Изд-во Легион-Автодата, 2004. — 344 с.

7. *Николаев А.Г.* Повышение топливной экономичности судовых дизелей посредством дробящего впрыскивания: дис. ... канд. техн. наук. Новосиб. инст. инж. водн. транспорта, Новосибирск, 1983.

НОВОСТИ ПЕНЗАДИЗЕЛЬМАШ

СОЗДАН НОВЫЙ ЭКОНОМИЧНЫЙ ТУРБОКОМПРЕССОР ДЛЯ ВЫСОКООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

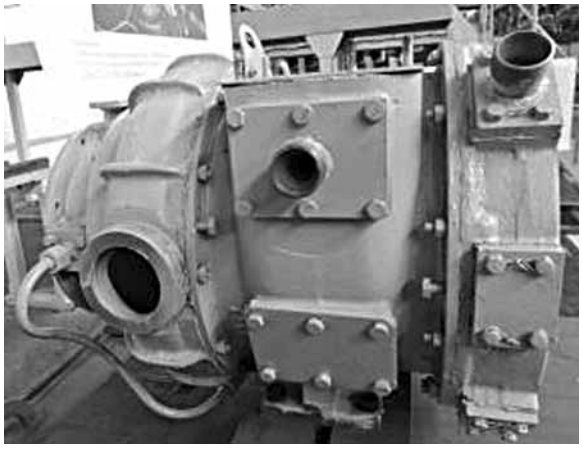
На ОАО «Пензадизельмаш» (ПДМ, входит в состав ЗАО «Трансмашхолдинг») разработан базовый образец турбокомпрессора новой 25-й серии (ТК25-03).

Новый турбокомпрессор предназначен для замены двух турбокомпрессоров TPS48 швейцарского производства, применяемых на высокооборотных дизелях типа 8ЧН21/21 тепловозного назначения. Параметры нового российского турбокомпрессора как минимум на одном уровне с лучшими зарубежными аналогами, а по целому ряду — даже превосходят. При этом новый российский турбокомпрессор существенно дешевле швейцарского аналога.

Внедрение новой разработки позволит исключить зависимость от зарубежных поставок, станет реальным примером импортозамещения в высокотехнологичной области.

Использование нового пензенского турбокомпрессора ТК25-03 способствует улучшению экономичности дизеля. Новая конструкция опорно-упорного подшипника позволяет обеспечить надежную работу ТК25-03 при максимально возможных оборотах в 34 000 об/мин, при том что серийные отечественные турбокомпрессоры аналогичного типоразмера имеют ограничение по этому показателю не выше 30 000 об/мин.

Запас по частоте вращения на контрольном режиме составляет 10 %, что защищает от помпажа и обеспечивает устойчивую работу турбокомпрессора во всем диапазоне работы двигателя.



В ближайшем времени планируется проведение стендовых испытаний на базе ООО «Уральский дизель-моторный завод» (ООО УДМЗ) в составе высокооборотного дизеля 8ЧН21/21, а также в составе маневровых тепловозов ТГМ6Д, ТЭМ9. В дальнейшем на базе ТК 25-03 планируется создание четырех модификаций для всех серийно выпускаемых ООО УДМЗ двигателей мощностью до 1200 кВт.

Конструкция турбокомпрессора полностью адаптирована к технологической и производственной базе предприятия, что дает возможность полного цикла производства турбокомпрессора на ОАО «Пензадизельмаш».

2015-06-22
http://www.pdmz.ru

УДК 621.437

АВТОЭКВИДИСТАНТАЛЬНОЕ РОТОРНО-ПОРШНЕВОЕ УСТРОЙСТВО

А.Ф. Равич, к.ф.-м.н., доц., С.Н. Богданов, д.т.н., проф.
Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет

В статье представлены результаты анализа кинематики и динамики автоэквидистантального (АЭД) роторно-поршневого устройства (РПУ), аналогичного РПУ известного двигателя Ванкеля. Принципиальное отличие АЭДРПУ состоит в том, что герметизирующий контакт между радиальными рабочими поверхностями ротора и статора осуществляется плоскими радиальными пластинами уплотнения, устанавливаемыми в двух диаметрально противолежащих областях на радиальной рабочей поверхности статора по нормали к гладкой, эквидистантной самой себе, радиальной рабочей поверхности ротора. Показано, что АЭДРПУ имеет следующие преимущества по сравнению с РПУ Ванкеля:

➢ исключены избыточные контактные давления и обеспечена достаточная надежность радиальных герметизирующих уплотнений;

➢ при одинаковых рабочих объемах и давлениях крутящий момент АЭДРПУ в полтора раза больше крутящего момента двигателя Ванкеля и в два раза больше крутящего момента обычного поршневого двигателя внутреннего сгорания.

Предлагается альтернатива известному [1] циклоидальному роторно-поршневому устройству двигателя Ванкеля. Стратегически важными для конкурентоспособности этого двигателя считаются проблемы неблагоприятной динамики и недостаточной надежности взаимодействия радиальных пластин уплотнения с радиальной рабочей поверхностью статора [1, 2], приводящие к необходимости применения специальных износостойких материалов и ограничению максимально возможного рабочего давления, и, как следствие, номинальной мощности двигателя. До настоящего времени данные проблемы не имеют удовлетворительного решения.

Предлагаемое [6] автоэквидистантальное (далее АЭД) роторно-поршневое устройство (далее РПУ) представляет собой плоский механизм, включающий корпус-статор, поршень-ротор, механизм герметизирующего уплотнения между статором и ротором и механизм позиционирования ротора относительно статора.

На рис. 1 представлена принципиальная схема предлагаемого устройства.

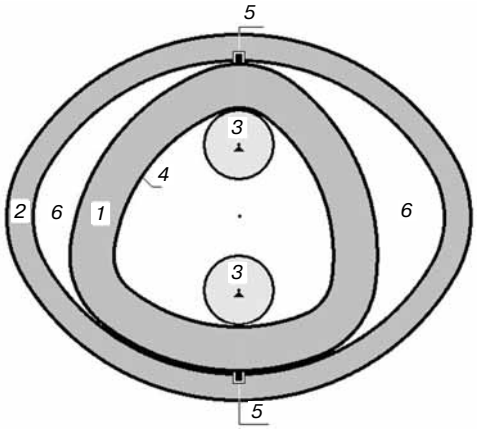


Рис. 1. Принципиальная схема автоэквидистантального РПУ

Функционирование устройства

Ротор *1*, статор *2* и механизм герметизирующего уплотнения *5* обеспечивают кинематический синтез двух замкнутых рабочих полостей *6* с синхронно циклически непрерывно монотонно изменяемыми рабочими объемами при постоянном суммарном объеме, при этом:

➢ рабочие полости ограничены внутренней рабочей поверхностью статора и радиальной внешней рабочей поверхностью ротора;

➢ рабочая поверхность статора включает радиальную поверхность и две торцовые плоские поверхности, параллельные плоскости движения ротора;

➢ рабочие контуры ротора в любом сечении радиальной поверхности плоскостью движения являются автоэквидистантами, т. е. эквидистантными [3] самим себе плоскими кривыми;

➢ радиальная рабочая поверхность статора является кинематической огибающей рабочей поверхности ротора.

Механизм позиционирования *3*, *4* ротора относительно статора включает несущий обод ротора с опорными дорожками и опорные катки, свободно вращающиеся на неподвижных осях; опорные дорожки *4* располагаются на внутренней поверхности обода, рабочие контуры опорных дорожек в любом сечении плоскостью движения эквидистантны вовнутрь рабочему контуру ротора в этой же плоскости; опорные катки *3* устанавливаются попарно в распор изнутри обода ротора касательно сопряженно опорным дорожкам;

неподвижные оси вращения катков располагаются в диаметральной плоскости, проходящей через центральную ось устройства перпендикулярно плоскости движения; позиционирование ротора относительно статора в процессе движения осуществляется путем обкатывания опорных катков опорными дорожками несущего обода; при этом радиусы окружностей рабочих контуров опорных катков должны быть меньше наименьшего радиуса кривизны сопряженного рабочего контура опорной дорожки.

Механизм герметизирующего уплотнения между рабочими поверхностями ротора и статора включает радиальные и торцовые пластины уплотнения, установленные в пазах на рабочих поверхностях ротора и статора; радиальные пластины уплотнения *5* располагаются на статоре перпендикулярно плоскости движения ротора вокруг диаметральной плоскости, проходящей через оси парных опорных катков; торцовые пластины уплотнения располагаются на торцовых плоскостях ротора эквидистантно периметрам радиальной рабочей поверхности ротора.

Способы геометрического синтеза рабочих контуров ротора АЭДРПУ ниже.

Преимущества предлагаемого устройства:

➢ исключение избыточных контактных давлений и обеспечение надежности радиальных пластин герметизирующего уплотнения между рабочими поверхностями статора и ротора;

➢ больший крутящий момент ротора.

Условия, при которых достигаются эти преимущества, определены ниже.

Отметим, что здесь не рассматриваются возможные и оптимальные варианты (которых много) механизмов уравновешивания, отбора мощности и систем газообмена, необходимых для превращения данного устройства в двигатель. Предполагается, что это — тема для последующих публикаций.

Автоэквидистанты. Правильные автоэквидистанты. Правильные автоэквидистанты с непрерывной кривизной. Правильные полиокружности

1. Автоэквидистанта — это плоская простая замкнутая регулярная выпуклая кривая, эквидистантная ([3], с. 53) самой себе.

2. Выбор формы автоэквидистанты в качестве рабочего контура предлагаемого устройства обусловлен определенными требованиями, предъявляемыми к кинематике и динамике ротора. Необходимый выбор обеспечивают правильные автоэквидистанты.

Синтез правильных автоэквидистант осуществляют путем эвольвентной развертки заданной эволюты с определенными ниже свойствами. Возможные варианты, представляющие практический интерес, — правильные автоэквидистанты с непрерывной кривизной и правильные полиокружности.

3. Эволюта правильной автоэквидистанты с непрерывной кривизной имеет вид правильной звезды с нечетным числом вершин, в которой каждая вершина соединена с двумя смежными противолежащими вершинами, при этом форма соединяющих дуг (ветвей) обусловлена тремя факторами:

➢ вогнутостью к геометрическому центру;

➢ соприкасанием в точке схождения (точка возврата эволюты);

➢ конгруэнтная инвариантность звезды при любой (в прямом и обратном порядке) последовательной перенумерации вершин.

Эвольвентную развертку производят, последовательно «обкатывая» ветви эволюты прямым отрезком с длиной D, большей длины ветви d; при этом средняя точка отрезка в процессе «обкатки» должна пройти через срединную точку ветви.

На рис. 2, *а* показан первый шаг построения треугольной «гипоциклоидной» автоэквидистанты; исходная эволюта — гипоциклоида [3] с отношением производящих радиусов $R/r = 3/1$; $D = r + R = r + d + r$, $r > 0$; 1, 2 — результат эвольвентной развертки ветви гипоциклоиды; на рис. 2, *б* показан конечный результат.

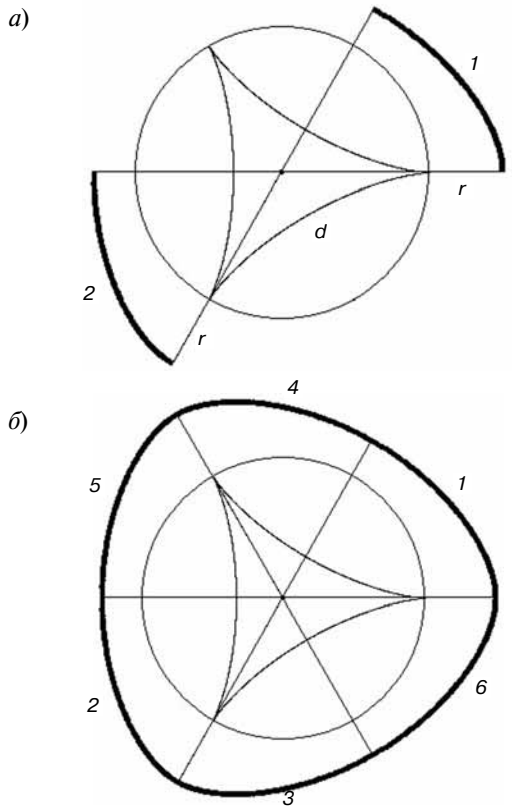


Рис. 2. Синтез треугольной «гипоциклоидной» автоэквидистанты

4. Правильная полиокружность является правильной автоэквидистантой с «вырожденной» эволютой, представленной совокупностью изолированных центров кривизны, расположенных в вершинах правильного многоугольника с нечетным числом сторон. Синтез правильной полиокружности аналогичен вышеописанному синтезу правильной автоэквидистанты с непрерывной функцией кривизны. Результирующая полиокружность представляет собой последовательность четного числа сопряженных дуг окружностей с производящими радиусами r (малый радиус) и R (большой радиус); причем, в этой последовательности радиусы сопряженных составляющих чередуются (r, R, r, R, ...).

Рис. 3, иллюстрируют способ синтеза правильной треугольной полиокружности, обозначения аналогичны обозначениям на рис. 2.

На рис. 4 представлены результаты синтеза пятиугольных автоэквидистант: гипоциклоидной автоэквидистанты (рис. 4, *а*) и полиокружности (рис. 4, *б*).

Анализ кинематики и динамики автоэквидистантального роторно-поршневого устройства

Приведем основные расчетные характеристики устройства: функции мгновенного центра вращения ротора, рабочего объема, крутящего момента; число рабочих тактов за один оборот ротора.

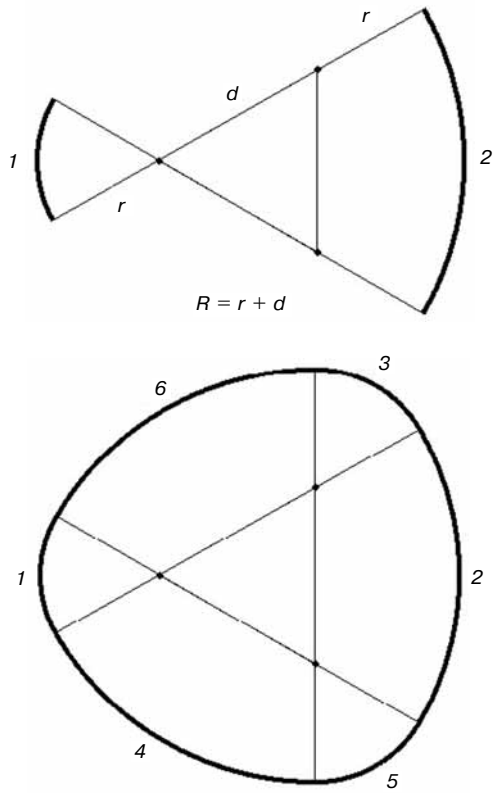


Рис. 3. Синтез треугольной полиокружности

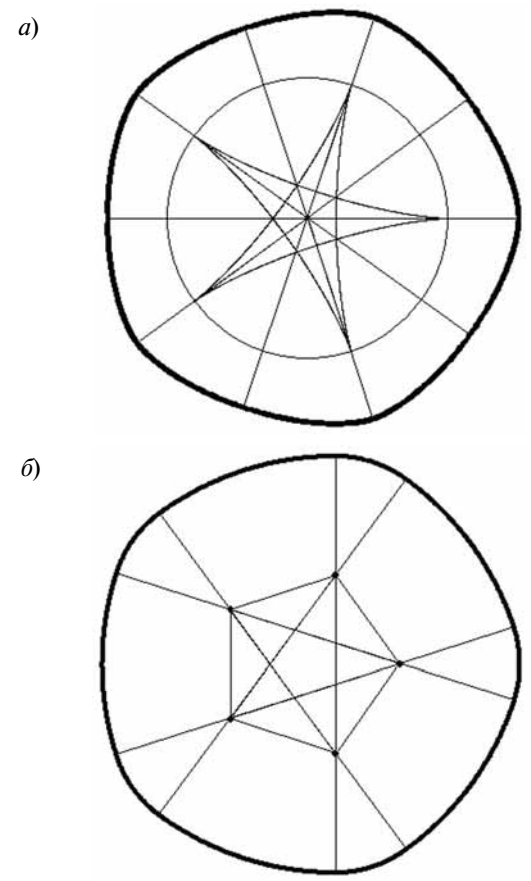


Рис. 4. Синтез пятиугольных автоэквидистант

Данные характеристики рассчитаны для устройств с цилиндрической радиальной рабочей поверхностью ротора и с рабочими контурами — правильными полиокружностями. Кинематико-динамическая схема устройства с деталями расчета показана на рис. 5.

1. Поведение мгновенного центра вращения

На схеме (рис. 5) видно, что мгновенный центр вращения O, совпадающий в данный момент с одним из центров кривизны правильной полиокружности, неподвижен в течение такта изменения рабочего объема и находится на диаметральной линии A_0B_0, соединяющей точки контакта ротора с радиальными пластинами уплотнения, на расстоянии производящего радиуса r от одной из этих точек контакта (в данном случае от точки A_0). Полный такт осуществляется при изменении угла поворота α ротора от 0 до π/k (здесь и далее k — число «углов» полиокружности). При этом объемы двух рабочих полостей изменяются непрерывно монотонно и синхронно в противофазе: один — возрастая от V_{min} до V_{max}, другой — убывая от V_{max} до V_{min}, где V_{min} и V_{max} — минимальный и максимальный рабочие объемы. В следующем такте характер изменения рабочих объемов меняется на противоположный.

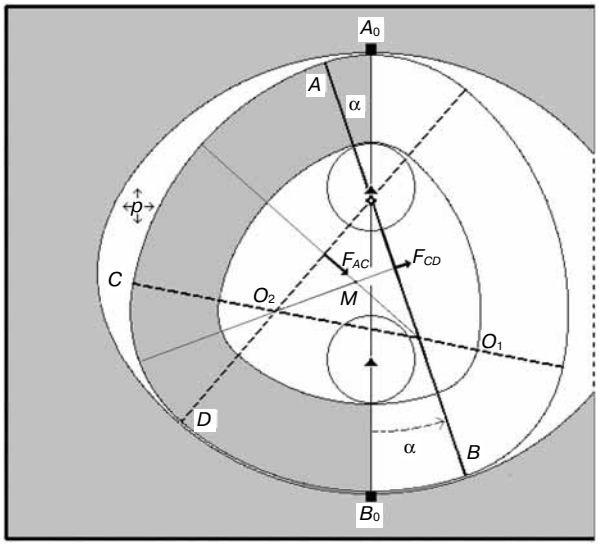


Рис. 5. Анализ кинематики и динамики автоэквидистантального РПУ

В момент завершения такта мгновенный центр вращения ротора «скачком» перемещается в противоположную позицию (в данном случае на диаметральной линии A_0B_0, на расстоянии r от точки B_0).

Такое скачкообразное изменение положения мгновенной оси вращения ротора характерно для предлагаемых устройств, в которых рабочие контуры ротора являются правильными полиокружностями; в устройствах с непрерывной кривизной рабочих контуров ротора мгновенная ось вращения ротора перемещается непрерывно между двумя противоположными позициями на диаметральной линии, соединяющей точки контакта ротора с радиальными пластинами уплотнения.

2. Рабочие объемы

Из схемы на рис. 5 видно, что приращение площади рабочего контура рабочей полости между точками контакта ротора с радиальными пластинами уплотнения при повороте ротора на угол α равно разности площадей секторов B_0OB и A_0OA. Отсюда следует:

а) $V_+ = H \cdot (R^2 - r^2) \cdot \alpha/2$, $V_- = H \cdot (R^2 - r^2) \times \times (\pi/k - \alpha) / 2$,

где V_+ и V_- – возрастающая и убывающая функции рабочего объема при изменении α от 0 до π/k; H — ширина рабочего пространства (между замыкающими торцовыми плоскостями); таким образом, рабочие объемы изменяются пропорционально углу поворота ротора;

б) $V_{max} = V_{min} + H \cdot (R^2 - r^2) \cdot \pi/(2 \cdot k)$.

3. Число тактов за полный оборот ротора определяется угловой длиной π/k одного такта и числом 2 рабочих полостей: $j = 4 \cdot k$:

$k = 3$ $j = 12$, так же как в двигателе Ванкеля с треугольным ротором.

4. Крутящий момент

Из схемы на рис. 5 видно, что величина крутящего момента M ротора относительно центра вращения O равна сумме двух величин крутящих моментов M_{AC} и M_{CD}, создаваемых силами F_{AC} и F_{CD}. Обозначенные силы есть результат действия давления p рабочего тела на соответствующие участки рабочей цилиндрической поверхности ротора, ограниченные образующими в точках A, C, D.

Линия действия силы F_{AC} проходит по биссектрисе угла AO_1C, $| F_{AC} | = p \cdot H \cdot | AC | = = p \cdot H \cdot R \cdot \pi/3$, «плечо» F_{AC} относительно O равно $OO_2/2 = (R - r) / 2 \rightarrow M_{AC} = p \cdot H \cdot (R - r) \cdot R \times \times \pi/6$. Линия действия силы F_{CD} проходит по биссектрисе угла CO_2D, $| F_{CD} | = p \cdot H \cdot | CD | = = p \cdot H \cdot r \cdot \pi/3$, «плечо» F_{CD} относительно O равно $OO_1/2 = (R - r) / 2 \rightarrow M_{CD} = p \cdot H \times \times (R - r) \cdot r \cdot \pi/6$.

Для полноты картины следует отметить, что $M_{AAo} = M_{DBo} = 0$, так как линии действия соответствующих результирующих сил F_{AAo} и F_{DBo} проходят через центр вращения O.

Из предыдущего следует: $M = M_{AC} + M_{CD} = = p \cdot H \cdot (R^2 - r^2) \cdot \pi/6 = p \cdot (V_{max} - V_{min})$.

Полученный результат действителен для всех $k = 3, 5, 7 \ldots$.

Сравнение крутящих моментов АЭДРПУ и прототипов

Далее представлены результаты сравнительного анализа величины крутящего момента (к. м.) исследуемого устройства, обычного поршневого двигателя внутреннего сгорания (ПДВС) с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) отбора мощности и двигателя Ванкеля. При этом предполагается идентичность исходных условий генерации рабочего тела и, в частности, рабочих объемов $V = V_{max} - V_{min}$ и динамики давлений p.

1. Для ПДВС $V = \pi \cdot R^2_П \cdot S$, к. м. $M_П = p \cdot \pi \times \times R^2_П \, r_К \sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$ [4, 5],

где $R_П$ — рабочий радиус поршня; $r_К$ — радиус кривошипа КШМ; S — ход поршня; p — рабочее давление; α и β — углы между линией хода поршня и кривошипом, шатуном.

Из выражений V и $S = 2 \cdot r_К$ следует $МП = p \cdot V \cdot (1/2) \cdot \sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$.

Найдем $\max M_П = p \cdot V \cdot (1/2) \cdot \max \sigma$,

где $\sigma = \sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$; $\max \sigma$ достигается, когда

$$\alpha + \beta = \pi/2, \ \sin(\alpha + \beta) = 1,$$

$$\cos\beta = \sin\alpha = L_Ш / \sqrt{(L^2_Ш + r^2_К)},$$

откуда следует

$$\max \sigma = \sqrt{(L^2_Ш + r^2_К)} / L_Ш = \sqrt{(1 + (r_К/L_Ш)^2)}$$

и

$$\max M_п = p \cdot V \cdot (1/2) \cdot \sqrt{(1 + (r_К/L_Ш)^2)} = = p \cdot V \cdot (1/2) \cdot \sqrt{(1 + (1 + \lambda^2)},$$

где $\lambda = r_К/L_Ш$; $L_Ш$ — длина шатуна.

В современных ПДВС величина λ варьируется в пределах 0,23–0,30 [4, 5] соответственно, $\max M_{\text{П}} \approx p \cdot V \cdot 0{,}51454 \approx p \cdot V \cdot 0{,}52$.

Из вышеизложенного следует $\underline{M}/M_{\text{п}} > 1{,}923 \approx \approx 1{,}9434$.

Таким образом, крутящий момент АЭДРПУ почти в два раза превосходит крутящий момент обычного ПДВС.

2. Для двигателя Ванкеля с треугольным ротором [1, 2]:

$V = \sqrt{3} \cdot a \cdot R \cdot H = \sqrt{3} \cdot c \cdot R^2 \cdot H$, к. м.

$M_{\text{В}} = p \cdot \sqrt{3} \cdot a \cdot H \cdot r \cdot |\sin 2\varphi| = p \cdot \sqrt{3} \cdot c \cdot R \times \times H \text{ r} \cdot |\sin 2\varphi| = p \cdot \sqrt{3} \cdot V \cdot (r/R) \cdot |\sin 2\varphi|$,

где R, r — радиусы, соответственно, обкатывающей, обкатываемой окружностей в процедуре синтеза Эпитрохоиды Рабочего Контура Статора (ЭРКС); c — коэффициент удлинения ЭРКС; $a = c \cdot R$ — производящий радиус ЭРКС; H — ширина (по образующей цилиндра) ротора; φ — угол между линией действия результирующей движущей силы давления рабочего тела и кривошипом эксцентрикового вала.

При этом так как $r/R = 2/3$, то $M_{\text{В}} = = p \cdot V \cdot (2/3) \cdot |\sin 2\varphi|$, откуда следует $\max M_{\text{В}} = = p \cdot V \cdot (2/3)$ и $\underline{M}/M_{\text{В}} = 1{,}5$.

Таким образом, крутящий момент АЭДРПУ в полтора раза превосходит крутящий момент двигателя Ванкеля.

Выводы

На основании вышеизложенного можно сделать следующие выводы, имея ввиду обозначенные во введении проблемы двигателя Ванкеля.

1. Для АЭДРПУ проблемы избыточного контактного давления радиальных пластин уплотнения на радиальную рабочую поверхность статора не существует.

2. Конструкция АЭДРПУ допускает возможность использования многорядных радиальных пластин уплотнения, что существенно повышает надежность герметизации рабочих полостей.

3. Крутящий момент АЭДРПУ существенно больше крутящего момента традиционного поршневого двигателя внутреннего сгорания и двигателя Ванкеля при одинаковых исходных условиях генерации и динамики давлений рабочего тела.

Литература

1. *Алексеев В.П., Воронин В.Ф.* и др. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. — М. : Машиностроение. 1990. — С. 253–260.

2. *Бениович В.С., Гостев В.Б.* К расчету кинематики и рабочих объемов ротопоршневого двигателя // Тракторы и сельхозмашины. — 1961. — № 11.

3. *Шикин Е.В., Франк-Каменецкий М.М.* Кривые на плоскости и в пространстве. — М. : ФАЗИС, 1997.

4. *Шатров М.Г., Алексеев И.В., Богданов С.Н.* и др. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование. — М. : Издательский центр «Академия», 2011.

5. *Колчин А.И., Демидов В.П.* Расчет автомобильных и тракторных двигателей. — М. : Высшая школа, 2008.

6. *Равич А.Ф.* Автоэквидистантальное роторно-поршневое устройство. Патент RU 75 219 U1.

УДК 621.432.3:62-52

МОДЕЛИРОВАНИЕ СКОРОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДВС ДЛЯ РАЗРАБОТКИ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ С ОБРАТНОЙ СВЯЗЬЮ

А.В. Лысунец, к.т.н., доцент, В.В. Медведев ст. преподаватель
Томский государственный архитектурно-строительный университет

Предложена математическая модель двигателя внутреннего сгорания с принудительным воспламенением топлива, основанная на анализе внешней скоростной и частичных характеристик, полученных экспериментально. Модель учитывает влияние степени открытия дроссельной заслонки на развиваемую мощность в зависимости от изменяющейся внешней нагрузки. Модель рекомендуется для имитации двигателя как объекта регулирования при разработке алгоритмов и программ управления с обратной связью.

В современном двигателестроении большое внимание уделяется развитию систем управления двигателем [1]. Изделия с полной автоматизацией пользуются значительным конкурентным преимуществом на рынке. При разработке автоматических систем управления для снижения трудовых и материальных затрат на этапе проектирования необходима отработка алгоритмов управления конкретным двигателем в лабораторных условиях. Это возможно, когда существует достаточно точная и простая математическая модель, описывающая тягово-скоростные характеристики двигателя при различных углах открытия дросселя в зависимости от изменяющейся внешней нагрузке [2]. В связи с тем что физические процессы, происходящие в двигателе, чрезвычайно сложны, то и модели, описывающие эти процессы, тоже сложны. В работе предлагается модель, которая не учитывает сложные физические процессы, происходящие в ДВС, но с высокой степенью достоверности аппроксимирует его скоростные характеристики, полученные экспериментально.

Скоростные характеристики двигателя с принудительным зажиганием делят на внешние и частичные. Внешняя скоростная характеристика соответствует полному открытию дроссельной заслонки, а частичные — частичному открытию дросселя при долевых нагрузках.

Условию работы двигателя с постоянной частотой вращения соответствует равенство мощности на валу двигателя N_e и мощности сопротивления вращению ($N_e = N_{нагр}$).

Эффективная мощность, развиваемая на валу ДВС при полностью открытой дроссельной заслонки, может быть описана известной формулой Лейдермана [3], кВт:

$$N_{ei} = N_{eN}\left(a\left(\frac{n_i}{n_N}\right)+b\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^2 - c\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^3\right),$$

где N_{eN} — номинальная (максимальная) мощность двигателя, кВт; a, b, c — коэффициенты, зависящие от типа и конструкции двигателя (для двигателей с принудительным искровым зажиганием можно принять равными 1 или определить по известным методикам); n_i — текущие обороты двигателя, об/мин; n_N — номинальные обороты двигателя, об/мин.

Известно, что для расчета частичные характеристик с применением формулы Лейдермана необходимо заменить значение максимальной мощности двигателя N_{eN} при полностью открытом дросселе на мощность, развиваемую при дросселе, открытом на угол α. Номинальные обороты n_N заменить на обороты, соответствующие мощности при значении угла открытия дросселя α. Обозначив мощность при угле α как N_{eNi}, а обороты, соответствующие этой мощности — n_{Ni}, получим зависимость эффективной мощности от оборотов при открытии дроссельной заслонки на угол α:

$$N_{ei} = N_{eNi}\left(a\left(\frac{n_i}{n_{N\,i}}\right)+b\left(\frac{n_i}{n_{N\,i}}\right)^2 - c\left(\frac{n_i}{n_{N\,i}}\right)^3\right). \quad (1)$$

Для определения N_{eNi} и n_{Ni} рассмотрим параметры, влияющие на номинальную мощность и обороты ДВС с принудительным искровым зажиганием. Известна формула для определения максимальной мощности двигателя исходя из его конструктивных параметров [3]

$$N_{eN} = \frac{V_л \cdot n_N \cdot H_u}{30 \cdot \tau \cdot \alpha_в \cdot l_0} \cdot \rho_k \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_м,$$

где $V_л$ — литраж двигателя, л; n_N — номинальное число оборотов коленчатого вала, об/мин; H_u — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг; τ —

тактность двигателя; $\alpha_в$ — коэффициент избытка воздуха; l_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг; ρ_k — плотность заряда на впуске, кг/м3; η_v — коэффициент наполнения; η_i — индикаторный КПД; $\eta_м$ — механический КПД. В ДВС с принудительным искровым зажиганием самым распространенным способом регулирования мощности является количественное регулирование, т. е. изменение количества подаваемой смеси. При этом мощность двигателя прямо пропорциональна коэффициенту наполнения η_v, т. е. количеству подаваемой горючей смеси. В свою очередь, количество подаваемой горючей смеси, очевидно, будет зависеть от площади проходного сечения дроссельной заслонки.

Рассмотрим зависимость изменения площади проходного сечения от угла открытия дроссельной заслонки (рис. 1). Дроссельная заслонка представляет собой круглый диск *2* установленный в патрубке *1* круглого сечения внутренним диаметром $d_г$. Для упрощения расчетов сделаем допущение, что диаметр дроссельной заслонки равен $d_г$ и при полном ее закрытии угол $\alpha = 0$. Таким образом, при открытии заслонки проекция ее на плоскость, перпендикулярную патрубку, представляет собой эллипс, который сужается по мере открытия заслонки, а площадь открывающегося щелевого отверстия $S_щ$ можно определить как разность площадей патрубка и эллипса. Обозначим площадь патрубка $S_г$ площадь эллипса $S_э$, постоянную полуось эллипса $a_э$, а меньшую — изменяющуюся $b_э$ получим

$$S_щ = \pi \cdot \frac{d_г^2}{4} - \pi \cdot a_э \cdot b_э.$$

Запишем площадь эллипса через угол поворота дроссельной заслонки, представив меньшую изменяющуюся ось эллипса как косинус угла α

$$\cos(\alpha) = \frac{2 \cdot b_э}{d_г},$$

где $b_э$ — полуось эллипса, определяющаяся проекцией заслонки на плоскость перпендикулярную оси патрубка. Тогда площадь щелевого отверстия, равна

$$S_щ = \pi \cdot \frac{d_г^2}{4}(1 - \cos(\alpha)).$$

В данной формуле не учитывается толщина дроссельной заслонки. Допуская, что коэффициент наполнения, влияющий на максимальную мощность двигателя, изменяется пропорционально изменению площади щелевого отверстия и пренебрегая изменением индикаторного КПД η_i, получим значение мощности N_{eNi}, соответствующее углу открытия заслонки α:

$$N_{eN\,i} = N_{eN}(1 - \cos(\alpha)). \qquad (2)$$

Определение оборотов двигателя, соответствующих значению мощности при частично открытой дроссельной заслонке, — затруднено, однако, анализируя экспериментальные данные испытаний двигателя на частичных нагрузках [2], можно сделать вывод, что изменение оборотов, соответствующих значению мощности, при частично открытой дроссельной заслонке удовлетворительно аппроксимируется уравнением

$$n_{N\,i} = n_N \cdot \sin(\alpha). \qquad (3)$$

Результаты расчета частичных скоростных характеристик по формулам (1)−(3) для двигателя УМЗ-421 номинальной мощностью 72,1 и номинальными оборотами 4000 об/мин представлены на рис. 2.

Формулы (1)−(3) позволяют вычислить мощность двигателя при различных углах поворота дроссельной заслонки, а при известной внешней нагрузке, например, при использовании двигателя для привода электрогенератора [1], подобрать угол положения дроссельной заслонки, который обеспечивает заданные обороты и равномерную частоту вращения.

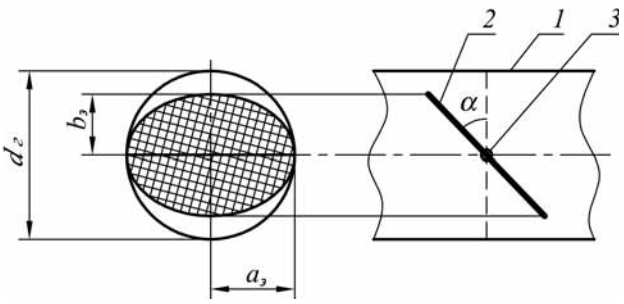


Рис. 1. Схема дроссельной заслонки:
1 — впускной трубопровод; *2* — дроссельная заслонка; *3* — ось дроссельной заслонки

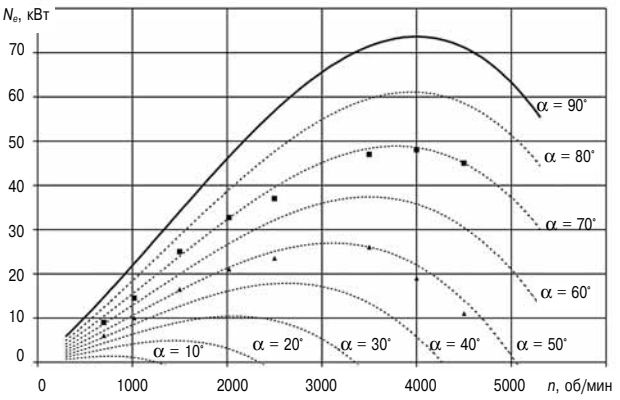


Рис. 2. Скоростные характеристики двигателя УМЗ-421 при различных углах открытия дроссельной заслонки:
■ — экспериментальные данные при угле открытия 70°;
▲ — экспериментальные данные при угле открытия 50°;
----- расчетные кривые частичных характеристик;
—— расчетная кривая внешней скоростной характеристики

При использовании цифровых контроллеров с обратной связью для автоматизации управления работой двигателя применяются датчики и управляющие устройства, опрос датчиков двигателя производится через определенный интервал времени Δt. В этом случае становится актуальной задача определения изменения оборотов за этот промежуток времени с учетом воздействия внешних факторов. Причиной изменения оборотов двигателя является разность мощности, развиваемой двигателем, и мощности внешней нагрузки. Например, при уменьшении внешней нагрузки и неизменном положении дроссельной заслонки избыточная мощность на валу стремится разогнать двигатель $N_{изб} = N_e - N_{нагр} > 0$.

Очевидно, что вся избыточная мощность будет затрачена на разгон коленчатого вала двигателя, т. е. на преодоление момента от сил инерции, который можно определить по уравнению

$$M_z = I_z \cdot \varepsilon,$$

где I_z — момент инерции подвижных элементов, кг·м^2; ε — ускорение коленчатого вала, м/с^2. Тогда, полагая, что вся избыточная мощность затрачивается на преодоление момента от сил инерции

$$N_{изб} = I_z \cdot \varepsilon \cdot \omega_z,$$

где ω_z — угловая скорость коленчатого вала, рад/с.

Отсюда угловое ускорение

$$\varepsilon = \frac{N_{изб}}{I_z \cdot \omega_z}.$$

Представим ускорение как изменение скорости за время Δt:

$$\Delta\omega = \frac{N_{изб} \cdot \Delta t}{I_z \cdot \omega_z}. \quad (4)$$

С помощью формулы (4) можно определить изменение числа оборотов за время Δt. При ее использовании необходимо учитывать, что если двигатель применяется в приводе каких-либо агрегатов, то момент инерции I_z представляет собой

$$I_z = I_{z\,дв} + I_{z1} + I_{z2} + I_{zi} + \ldots,$$

где $I_{zдв}$ — момент инерции ДВС, кг м^2; I_{z1}, I_{z2}, I_{zi} — моменты инерции подвижных элементов, соединенных с двигателем, кг м^2.

Таким образом, выражения (1)–(4) можно использовать при проектировании различных электронных регулирующих устройств, например автоматического поддержания постоянной скорости движения автомобиля или автоматического поддержания постоянных оборотов двигателя в приводе электрогенератора.

Предлагаемая методика не учитывает переходные процессы, возникающие при движении дроссельной заслонки. Расчет производится только для какого-то ее фиксированного положения. При отличии мощности, развиваемой на валу двигателя, и мощности нагрузки — модель учитывает изменение оборотов двигателя за заданный интервал Δt. Расчеты, проведенные с помощью предлагаемой модели, вследствие применения полиномиальных зависимостей могут отличаться от экспериментальных данных, полученных на других двигателях, но, тем не менее, выражения достаточно точно описывают реакцию двигателя на изменение внешней нагрузки и могут быть рекомендованы для отработки программ управления ДВС с принудительным зажиганием. Также следует учесть, что формула (1) имеет граничные условия. Так, ее нельзя применять при $n_i < 700$ об/мин, поэтому для запуска ДВС и вывода его в рабочий режим в математической модели придется использовать звено, имитирующее работу стартера, которое будет разгонять ДВС до скорости $n_i < 700$ об/мин.

Работоспособность модели была проверена в Microsoft Visual Basic for Applications и применялась для решения ряда задач [1], связанных с автоматическим регулированием двигателя.

Литература

1. *Скок А.К., Медведев В.В., Лысунец А.В.* Генераторный газ как топливо для машин и комплексов строительной отрасли // Материалы I Международной научной конференции студентов и молодых ученых [Электрон. текстовые дан.]. — Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2014. – 667 с.

2. *Войтенко В.А.* Математическое моделирование скоростных характеристик двигателя внутреннего сгорания// Электротехнические и компьютерные системы. — 2013. — № 09 (85). — С. 45–49.

3. *Луканин В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания: В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов/ В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Высшая школа, 2005. — 479 с.

УДК 621.43

КОНЦЕПЦИЯ ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ОБЪЕКТОВ МО РФ И ПРОБЛЕМЫ ПОДГОТОВКИ ВОЕННЫХ ИНЖЕНЕРОВ-ЭНЕРГЕТИКОВ

С.Н. Смолинский, Р.Е. Булат, д.п.н., доцент, В.О. Сайданов, д.т.н., профессор
Военный институт (инженерно-технический)
Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии Хрулева А.В.

В соответствии с государственной стратегией развития Арктической зоны РФ разработана концепция децентрализованного энергоснабжения объектов военной инфраструктуры, действующих и создаваемых в условиях Крайнего Севера. Показано, что наиболее эффективными в экстремальных условиях являются объекты с поливалентной структурой, включающие, кроме традиционных дизельных электростанций с утилизацией тепла и котельных установок, нетрадиционные источники энергии (ветрогенераторы, солнечные батареи и т. д).

Сформулированы особенности подготовки военных инженеров-энергетиков и квалифицированного технического персонала, способного к эффективной профессиональной деятельности в экстремальных условиях, а также требования к их личным качествам.

В настоящее время в стране реализуется утвержденная Президентом РФ В.В. Путиным, государственная стратегия развития Арктической зоны Российской Федерации [1]. Одним из приоритетных направлений стратегии является обеспечение военной безопасности, защиты и охраны государственной границы РФ в Арктике.

В рамках данного направления совершенствуются структуры, состав, военно-экономическое и материально-техническое обеспечение Вооруженных Сил РФ, других войск, воинских формирований и органов. Развивается инфраструктура их базирования в Арктической зоне РФ, а также система оперативного оборудования территории в интересах развертывания группировки войск (сил), предназначенной для выполнения задач в Арктике.

В этой связи особую актуальность приобретают вопросы обеспечения автономного энергоснабжения существующих и вновь разворачиваемых группировок Вооруженных Сил РФ в Арктике.

Как известно, в настоящее время по разным оценкам не охвачены централизованным энергоснабжением от 50 до 70 % территории России.



Это практически все побережье Арктических морей, районы Дальнего Востока и Сибири.

На этой территории проживает более 20 млн человек и находятся важные для государства объекты, обеспечивающие обороноспособность страны.

Здесь жизнедеятельность населения и функционирование объектов военной инфраструктуры обеспечиваются системами децентрализованного энергоснабжения (СДЭ).

Функционально каждая такая система состоит из трех частей: электроснабжающей, теплоснабжающей и топливоснабжающей.

Первые две части, по сути дела, являются самостоятельными системами, обеспечивающими потребителей соответствующими видами энергии. В их состав входят автономные источники энергии (АИЭ), устройства для ее транспортирования и распределения (электрические и тепловые сети) и потребители. Подсистема топливоснабжения обеспечивает функционирование АИЭ, использующих углеводородное топливо.

Основными функциональными элементами СДЭ являются АИЭ, условия эксплуатации которых характеризуются следующими особенностями [2].

1. Ограниченная мощность потребителей (как правило, от нескольких десятков кВт до нескольких МВт) предопределяет относительно малое количество АИЭ в составе СДЭ, причем их установленная мощность соизмерима с мощностью потребителей.

2. Функционирование АИЭ с резкопеременными суточными и сезонными электрическими и тепловыми нагрузками согласно графиков потребителей.

3. Преобладание тепловой нагрузки потребителей над электрической обусловливает необходимость установки более мощных источников теплоты в системе.

4. Функционирование подавляющего большинства существующих АИЭ на малых нагрузках в неэкономичных режимах из-за произошедшего в последние десятилетия сокращения потребителей и оставшихся неизменными протяженности существующих сетей.

5. Сложности с доставкой топлива на объекты децентрализованного энергоснабжения (сезонный завоз для районов Крайнего Севера и Дальнего Востока).

В настоящее время в качестве автономных источников электрической энергии (АИЭЭ) в основном используются энергоустановки на базе поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), среди которых преобладают дизельные (ДЭУ). В качестве автономных источников теплоты (АИТ) используются теплогенерирующие установки (ТГУ) — котельные (КУ), которые расположены в центрах тепловых нагрузок и связаны с потребителями теплосетями, как правило, двухтрубного исполнения.

В соответствии с действующим ведомственным нормативным документом [3] концепция децентрализованного энергоснабжения объектов МО РФ предусматривает три варианта построения системы (рис. 1):

➢ вариант 1 — СДЭ с раздельной выработкой электрической энергии и теплоты (рис. 1, *а*);

➢ вариант 2 — комбинированная СДЭ (рис. 1, *б*);

➢ вариант 3 — поливалентная СДЭ (рис. 1, *в*).

Вариант 1 характеризуется наличием ЭУ с ДВС и ТГУ, а также электрических и тепловых сетей при отсутствии связей между ними и режимами их работы.

Вариант 2 также включает в себя электрические и тепловые сети, ТГУ и ЭУ с ДВС, однако последние дооборудованы системой комплексной утилизации теплоты (СКУТ) отработавших газов, охлаждающей жидкости, моторного масла и наддувочного воздуха. Таким образом, ДВС в рассматриваемой системе являются не только автономными источниками электрической энергии, но и источниками теплоты. При этом соотношение электрической мощности, вырабатываемой приводимым генератором, и тепловой, вырабатываемой СКУТ, составляет в среднем 1:1,2.

Как уже было отмечено ранее, для объектов децентрализованного энергоснабжения, расположенных на территории России, всегда имеет место преобладание тепловых нагрузок над электрическими, причем, как показывают результаты энергетических обследований, тепловые нагрузки превышают электрические в 1,5–5 раз. При

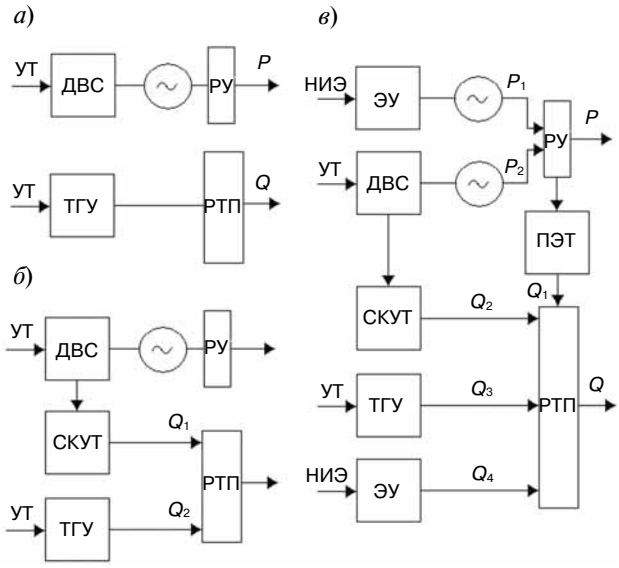


Рис. 1. Варианты построения систем децентрализованного энергоснабжения объектов военной инфраструктуры:
ДВС — двигатель внутреннего сгорания; РУ — распределительное устройство; ТГУ — теплогенерирующая установка; РТП — распределительный тепловой пункт; СКУТ — система комплексной утилизации теплоты ДВС; УТ — углеводородное топливо; НИЭ — нетрадиционный источник энергии; ЭУ — энергетическая установка, преобразующая нетрадиционные источники энергии; ПЭТ — преобразователь «некачественной» электрической энергии в теплоту; P — электрическая энергия; Q — теплота

этом суточные и сезонные максимумы и минимумы теплопотребления по времени не совпадают с соответствующими значениями электропотребления.

Таким образом, только СКУТ ДВС по своему энергетическому потенциалу не в состоянии обеспечить теплоснабжение всех потребителей в соответствии с графиком нагрузок. Более того, следует также учитывать то обстоятельство, что с уменьшением электрической нагрузки (менее 50 % от номинальной) эффективность СКУТ снижается в три–четыре раза из-за снижения температуры отработавших газов (ОГ) и интенсивного загрязнения (при работе на жидком топливе) теплообменных поверхностей котлов-утилизаторов продуктами неполного сгорания. Поэтому в состав комбинированных СДЭ включены два источника теплоты: СКУТ ДВС и ТГУ, которые объединены в общую тепловую схему, а также имеют общую систему управления и регулирования режимов работы.

При этом ЭУ с ДВС и ТГУ могут размещаться стационарно в одном здании (сооружении) либо выполняться в виде отдельных взаимосвязанных транспортабельных энергоблоков контейнерного исполнения. С целью упрощения инфраструктуры топливной системы и сокращения номенклатуры ГСМ (особенно в труднодоступных районах), ДВС

и ТГУ должны работать на едином виде углеводородного топлива. В состав комбинированной СДЭ включена также единая система автоматического управления (САУ) всеми автономными источниками электрической энергии и теплоты, которая позволяет, например, при сокращении электрической нагрузки ниже 50 % от номинальной мощности ЭУ с ДВС отключать СКУТ (или ее часть — утилизатор теплоты ОГ), одновременно пропорционально изменяя теплопроизводительность КУ.

Отличительной особенностью поливалентных СДЭ (вариант 3, рис. 1, *в*) является включение в их состав энергетических установок на базе нетрадиционных источников электрической энергии и теплоты (НИЭ). В качестве последних могут быть рассмотрены энергетические установки (ЭУ), не требующие для своего функционирования углеводородного топлива, а использующие природные энергетические ресурсы (ветер, солнце, вода и т. д.).

Учитывая случайно-детерминированный характер прихода энергии от НИЭ, последние самостоятельно не в состоянии обеспечить надежное энергоснабжение объектов. Поэтому применение ЭУ с НИЭ целесообразно только в сочетании с ЭУ на базе ДВС и ТГУ, работающими на углеводородном топливе.

При этом ЭУ с ДВС и ТГУ являются основными источниками энергии, обеспечивающими надежное энергоснабжение потребителей в любой момент времени и при любых атмосферных условиях, а ЭУ с НИЭ служат дополнительными источниками. Включение НИЭ при возникновении благоприятных атмосферных условиях (скорости ветра, напоре водного потока и т. п.) позволяет вывести из действия все или часть установленных мощностей ЭУ с ДВС и/или ТГУ, что способствует экономии углеводородного топлива и ресурса источников энергии.

При разработке поливалентных систем энергоснабжения следует также учитывать то обстоятельство, что из-за непостоянства параметров возобновляемых источников последние в течение длительного времени вырабатывают «некачественную» электрическую энергию, которая не может быть использована для питания потребителей без включения в схему дорогостоящих преобразовательных устройств (выпрямителей и инверторов). Поэтому имеет смысл использовать эту «некачественную» электроэнергию для нужд теплоснабжения, направляя ее, полностью либо частично, в преобразователи электрической энергии в тепловую (ПЭТ). В качестве ПЭТ могут использоваться водогрейные электрокотлы, которые размещают как на территории электростанции, так и непосредственно у потребителей теплоты.

Эффективность различных вариантов построения СДЭ при отпуске электрической P энергии и теплоты Q за время T оценивается значением коэффициента использования теплоты сгорания топлива в системе (КИТ) — $\eta_{ит}$:

$$\eta_{ИТ} = \frac{P + Q}{B_{ДВС} \cdot T \cdot Q_{ДВС} + B_{ТГУ} \cdot T \cdot Q_{ТГУ}}, \qquad (1)$$

где P — суммарный отпуск электрической энергии потребителям за время T; Q — суммарный отпуск теплоты потребителям за время T; $B_{ДВС}$, $B_{ТГУ}$ — расходы топлива ДВС и ТГУ для схемы; $Q_{ДВС}$, $Q_{ТГУ}$ — низшая теплотворная способность топлива ДВС и ТГУ.

Следует отметить, что СДЭ с раздельной выработкой электрической энергии и теплоты характеризуются наименьшими значениями КИТ по сравнению с комбинированными и поливалентными системами.

В настоящее время единственным надежным автономным источником электрической энергии для объектов МО РФ являются электростанции с дизельными, газопоршневыми и газо-дизельными ДВС.

Специалистами ВИ(ИТ) (до 2011 г. ВИТУ) в кооперации с ведущими отечественными проектно-конструкторскими организациями и предприятиями промышленности для объектов военной инфраструктуры разработан типовой ряд комбинированных энергоустановок (КЭУ) на базе отечественных ДВС электрической мощностью от 60 до 1000 кВт, тепловой мощностью от 80 до 1200 кВт (табл. 1).

В связи с разработкой и постановкой на производство на отечественных дизелестроительных заводах двигателей нового поколения, приведен-

Таблица 1

Типовой ряд энергоустановок с ДВС для объектов военной инфраструктуры

Электрическая мощность, кВт	Тепловая мощность, кВт	Тип станции	Тип двигателя	Предприятие-изготовитель
60	80	АД-60	6Ч13/14	ООО «Президент Нева», Санкт-Петербург
100	120	АД-100	8Ч13/14	
200	230	АД-200	8ЧН14/14	ОАО ЯМЗ, г. Ярославль
			12Ч15/18	ОАО ХК БТМ, г. Барнаул
520	600	ДГР-520	6ЧН21/21	ОАО ВДМ, г. Балаково
630	720	ДГР-630	6ЧН21/21	
1000	1200	АД-1000	8ЧН26/26	«Коломенский завод», г. Коломна
			8ЧН21/21	ОАО УДМЗ, Екатеринбург

Таблица 2

Штатное расписание базовой ДЭУ с ДВС в зависимости от мощности

Должность	Установленная мощность электростанции, кВт			
	до 300	от 300 до 1000	от 1000 до 3000	Более 3000
1. Начальник станции	—	—	1	1
2. Мастер	—	1	—	1
3. Машинист	4/1	4/1	4/1	4/1
4. Помощник машиниста	—	—	4/1	4/1
5. Старший электрик	—	—	4/1	4/1
6. Дежурный прибористэлектрик	4/1	4/1	4/1	4/1
7. Кладовщик по хранению топлива	—	—	—	1
8. Уборщик помещения	—	—	—	1
9. Слесарь-ремонтник	—	—	1	1

Примечание. В числителе — количество персонала в целом по станции, в знаменателе — количество персонала в одной смене.

ный типовой ряд будет расширяться и пересматриваться

Для осуществления технически грамотной эксплуатации энергоустановок типового ряда в экстремальных условиях необходимы квалифицированные инженеры-энергетики и инженерно-технические работники. В табл. 2 представлено типовое штатное расписание для базовых ДЭУ с ДВС при 4-сменном режиме работ персонала [2].

Следует признать, что в настоящее время в связи с нерациональным реформированием высших учебных заведений политехнического профиля возникла проблема с подготовкой специалистов по эксплуатации тепломеханической части ДЭУ с ДВС. Гражданские вузы осуществляют подготовку инженеров-проектировщиков, а не эксплуатационников.

Подготовка квалифицированного эксплуатационного персонала для электростанций с ДВС в настоящее время актуальна еще и потому, что сегодня на архипелагах Новосибирские острова, Новая земля, Северная Земля, Земля Франца-Иосифа и на острове Врангеля продолжается создание современной военной инфраструктуры, включая строительство военных городков замкнутого цикла.

В результате проведения реформы техническую эксплуатацию дизельных и газодизельных электростанций МО РФ осуществляют структуры ОАО «Оборонсервис» по системе аутсорсинга. Практика показала, что в условиях гарнизонов на Арктических островах и других удаленных объектах МО РФ привлечение этих структур к эксплуатации электростанций с ДВС и других АИЭ не целесообразно. Эксплуатировать СДЭ должны специалисты, прошедшие специальное обучение, в том числе овладевшие навыками профессиональной деятельности в экстремальной обстановке, к которой несомненно относятся условия Крайнего Севера. Такая подготовка возможна только в стенах военного вуза.

Начиная с 1939 г., подготовка военных специалистов-энергетиков, способных в числе многих других задач решать и перечисленные выше, осуществлялась в вузе, которым в настоящее время является Военный институт (инженерно-технический) — далее ВИ(ИТ), Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева. Таким образом, еще в 1939 г. была признана недостаточной специализация гражданских вузов для подготовки военных специалистов инженерно-технического профиля, пригодных для профессиональной деятельности в экстремальных условиях, в том числе при переходе с мирного на военное время и в боевых условиях.

В военном вузе для целенаправленного формирования готовности выпускника к профессиональной работе военных энергетиков используется весь потенциал уклада повседневной деятельности курсантов. Педагогические условия, средства и методы специальной подготовки курсанта в военном вузе несравнимо шире. Служебные, общественные, общие и специальные обязанности военнослужащих могут намного эффективнее использоваться при формировании у обучающихся требуемых специфических способностей к решению профессиональных задач в экстремальных условиях.

Исследования последних пятнадцати лет, проводимые в ВИ(ИТ), включали анализ профессиональной деятельности выпускников в вооруженных конфликтах [4].

В ходе исследований было доказано, что профессиональная деятельность военных специалистов инженерно-технического профиля характеризуется высоким психоэмоциональным напряжением и требует предельных резервов функциональной адаптации. В результате специфика их воинского труда выявила противоречие между высокими требованиями к психофизиологическим механизмам их жизнедеятельности и биологией человека, по-прежнему остающейся относительно устойчивым консервативным началом.

Формирование готовности выпускников военного вуза технического профиля к профессиональной деятельности в экстремальных условиях заключается в поэтапном развитии у обучаемых специфических свойств личности. Для этого на каждом из этапов педагогического процесса была обеспечена взаимосвязь учебных

дисциплин с практическим выполнением курсантами задач, требующих системы действий, которые по своей психологической структуре отражают реальную профессиональную деятельностью в экстремальных условиях.

Для формирования требуемых профессиональных навыком военных инженеров-энергетиков ВИ(ИТ) имеет развитую учебно-материальную базу, которая включает несколько учебных лабораторий и отделений, оснащенных стационарными и передвижными действующими дизель-электрическими установками мощностью от 12 до 630 кВт, в том числе стационарная электростанция, установленной мощностью 1630 кВт.

Все это позволяет осуществлять подготовку специалистов — военных инженеров-энергетиков (по программам ФГОС ВПО) и техников (по программам ФГОС СПО).

В 2013 г. с целью повышения эффективности эксплуатации объектов военной и социальной инфраструктур ВС РФ был создан Департамент эксплуатационного содержания и обеспечения коммунальными услугами воинских частей и организаций МО РФ, а далее — соответствующие управления во всех военных округах.

Актуальность и своевременность этих преобразований подтвердили результаты командно-штабных тренировок, ежегодно проводимых в Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева. Так, при моделировании действий Управления эксплуатационного содержания и обеспечения коммунальными услугами воинских частей и организаций Западного ВО выполнялись задачи в условиях перехода с мирного на военное время. В процессе решения задач передачи казарменно-жилищного фонда и обеспечения потребностей войск округа были вскрыты как недостаточная способность частных организаций выполнять ранее реализуемые системой Главного квартирно-эксплуатационного управления (ГлавКЭУ) МО РФ функции, так и необходимость развития существующей модели эксплуатационного содержания и обеспечения коммунальными услугами воинских частей и организаций МО РФ.

В этой связи целесообразно проведение работы по обоснованию новых штатных структур энергетических эксплуатационных подразделений МО РФ для объектов децентрализованного энергоснабжения.

Подготовка кадров для эксплуатации электростанций гарнизонов на Арктических островах может быть организована в ВИ (ИТ) ВА МТО, который на сегодняшний день имеет лицензию, учебно-материальную базу, научно-педагогический состав и многолетний опыт подготовки специалистов по следующим военно-учетным специальностям (ВУС):

➢ ВУС 620500 Монтаж, эксплуатация и ремонт теплосилового оборудования объектов военной инфраструктуры.

➢ ВУС 620600 Монтаж, эксплуатация и ремонт электромеханических установок объектов инфраструктуры флота.

Литература

1. Стратегия развития Арктической зоны Российской Федерации и обеспечения национальной безопасности на период до 2020 года. (утв. Президентом РФ 20.02.2013 г.).

2. Системы малой энергетики. Современное состояние и перспективы развития / В.К. Аверьянов, А.М. Карасевич, В.О. Сайданов и др.; под ред. В. К. Аверьянова. — М. : ИД «Страховое ревю», 2008.— Т. 2. — 568 с.

3. Система ведомственных нормативных документов по проектированию, строительству и эксплуатации объектов МО РФ. Ведомственный свод правил ВСП 43-02-05/МО РФ: Правила проектирования стационарных электростанций с двигателями внутреннего сгорания объектов военной инфраструктуры. — М. : Изд-во Минобороны, 2006. — 93 с.

4. *Булат Р.Е.* Унификация управления качеством профессиональной подготовки в военно-технических вузах. — ВИТУ: — СПб., 2008. — 244 с. ISBN 5-94287-075-6

УДК 621.443

ПРЕДЕЛЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВС

В.Л. Ерофеев, д.т.н., проф., Н.Б. Ганин, к.т.н, доцент, А.С. Пряхин к.т.н, проф.,
ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова

В качестве гипотезы предлагается теоретическое обоснование пределов термодинамического КПД идеального цикла теплового двигателя. Предложен гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением и изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении до атмосферного давления в утилизационной газовой турбине. Работа предлагаемого гипотетического цикла в 1,5–2 раза выше известных циклов тепловых двигателей. Повышение энергетической эффективности теплоэнергетических установок с использованием предложенного цикла возможно как за счет повышения индикаторного КПД, так и за счет когенерации и тригенерации.



Термодинамический метод исследования, как известно, является основой изучения процессов преобразования энергии в ДВС. Развитие теории ДВС и многообразие новых конструкций вызывает необходимость более четкого определения термодинамических понятий и особенностей организации процессов преобразования энергии в конкретных устройствах.

Приоритет практики перед теорией иногда не позволяет понять, почему глубоко разрабатывая узкий вопрос, получают результат, оказывающийся в пределах точности эксперимента. В современных условиях развития двигателестроения приоритет теории несомненен, например, идеальный цикл Карно остается предельно эффективным, но технически неосуществим.

Среди множества реальных циклов идеальных немного. Их комбинации в бинарные циклы дают возможность выполнить анализ теоретических пределов реальных достижений. Одними из таких идеальных циклов является предлагаемый гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением и изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении до атмосферного давления в утилизационной газовой турбине.

В отечественной учебной и научно-технической литературе даются подробные описания теории и практики двигателестроения, однако научные статьи последнего периода, как правило, не содержат теоретического обоснования практических результатов и анализа протекания термодинамических процессов и пределов их совершенства.

Целью данной статьи является обоснование теоретических пределов энергетического совершенства рабочего цикла ДВС и разработка направлений для его реализации. Научной базой исследования является концепция предельно эффективной (ПЭТ) и реально достижимой технологий топливоиспользования (РДТ).

Предельная эффективность использования энергоресурсов (топлива) в двигателях может быть описана идеальными термодинамическими соотношениями процессов передачи и преобразования энергии [1, 2]. Реально достижимая технология топливоиспользования может быть оценена реально получаемым коэффициентом полезного действия (КПД) двигателя. Связь между различными КПД устанавливается следующими зависимостями:

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi};$$
$$\eta_i^{\text{пэт}} = \eta_t^{\text{пэт}} \cdot \eta_{oi}^{\text{пэт}};\ \eta_i^{\text{рдт}} = \eta_t^{\text{рдт}} \cdot \eta_{oi}^{\text{рдт}}, \quad (1)$$

где η_i, $\eta_i^{\text{пэт}}$, $\eta_i^{\text{рдт}}$ — индикаторные (внутренние) КПД реальных циклов; η_t, $\eta_t^{\text{пэт}}$, $\eta_t^{\text{рдт}}$ — термические (теоретические) КПД идеальных циклов; η_{oi}, $\eta_{oi}^{\text{пэт}}$, $\eta_{oi}^{\text{рдт}}$ — относительные индикаторные (относительные внутренние) КПД, учитывающие отличие протекания реальных процессов от идеальных.

Все особенности процессов указанных реальных циклов с той или иной полнотой укладываются во внутренний относительный КПД, а потеря работоспособности вследствие необратимости реальных процессов оценивается энтропийным или эксергетическим методами. Именно такое разнообразие подходов и вызывает появ-

ление множества отдельных коэффициентов полезного действия, что зачастую приводит к путанице и подмене понятий. Например, цикл Миллера, по мнению авторов [8, 9], вряд ли стоит рассматривать как самостоятельный цикл, а скорее как разновидность уже существующих термодинамических циклов. Здесь следует уточнить, что цикл Миллера не является термодинамическим (обратимым) циклом, поскольку описывает способ организации рабочего процесса и представляет особый рабочий цикл. Поэтому использование западными авторами таких терминов, как цикл Отто–Миллера и цикл Дизеля–Миллера справедливо только для рабочих циклов, но не для обратимых теоретических циклов.

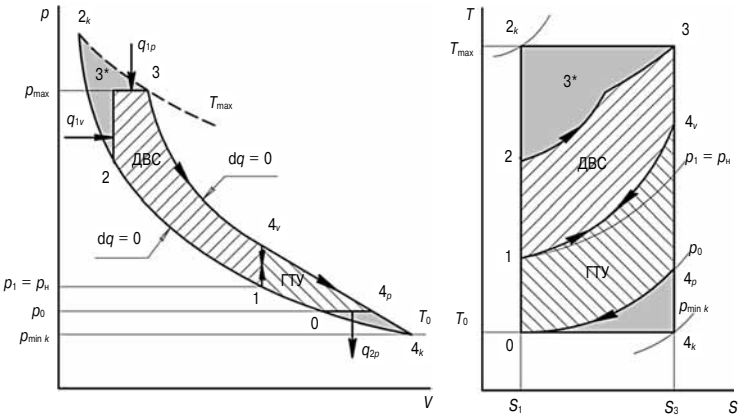


Рис. 1. Комбинированный цикл турбопоршневого двигателя

Авторам неоднократно приходилось рассматривать предложения, которые оказывались, в конечном итоге, предложением Вечного двигателя второго рода искренне заблуждавшихся людей. Свежим примером служит статья [14] в Международном научно-техническом журнале, включенном в перечень ВАК, где из-за неточности определения понятий к термодинамическим циклам и оценке их эффективности относят «промежуточные циклы» и «акустический эффект». Формулируется тезис «*... идеальные циклы Стирлинга и Эриксона при сравнительно более простой реализации имеет такой же КПД, как и у идеального цикла Карно:* $\eta_{Карно} = \eta_{Стирлинга} = \eta_{Эриксона} = 1$...».

Эта формула приравнивает названные циклы двигателей к Вечному двигателю второго рода. И если это не элементарная опечатка, то грубая ошибка отрицания второго и третьего начала термодинамики.

Общепринятых обратимых теоретических циклов немного. Это циклы: Карно, идеальные циклы реальных двигателей — Стирлинга, Отто, Дизеля, Тринклера–Сабатэ, газотурбинных установок с изобарным и изохорным подводом теплоты, а также цикл пароэнергетических установок Ренкина и их комбинации в бинарных установках. Все иные термодинамические циклы могут быть составлены из комбинации различных равновесных процессов.

Рассмотрим в качестве примера комбинированный цикл турбопоршневого двигателя, используя для этого рабочую и тепловую диаграммы рис. 1.

Цикл двигателя представлен процессами с характерными точками 1-2-3*-3-4*v*, а цикл газотурбинной установки с изохорным подводом теплоты — процессами с точками 0-1-4*v*-4*p*. Термодинамический предел энергетического совершенства теплового двигателя в том же интервале температур представлен циклом Карно — (0-2*k*-3-4*k*). Однако отношение максимального и минимального давлений в цикле Карно оказывается очень большим. Так, например, в адиабатных процессах сжатия 0-2*k* и расширения 3-4*k* получаем:

$$\frac{p_{2k}}{p_{4k}} = \left(\frac{T_{\max}}{T_0}\right)^{\frac{2k}{k-1}} \cdot \frac{p_0}{p_{\max}}. \qquad (2)$$

При максимальной температуре цикла 2000 °С и максимальном давлении сгорания 15 МПа при стандартных параметрах давления и температуры окружающей среды это отношение составит величину порядка 10^4, причем для получения $p_{4к}$ требуется вакуум, следовательно, реализовать цикл Карно чрезвычайно трудно и экономически нецелесообразно. Этот цикл остается термодинамическим пределом энергетического совершенства идеальных циклов в заданном интервале температур, а его КПД — теоретический показатель предельной эффективности топливоиспользования.

Осуществляя реальные циклы, следует всегда стремиться приблизить действительные процессы сжатия и расширения к изотермическим. В реальных условиях такое приближение осуществляется применением многоступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением и многоступенчатого расширения газа с промежуточным подводом теплоты.

В соответствии с методами совершенствования термодинамических циклов [4–6] повысить термический КПД цикла можно не только повышая пределы температур и давлений, но и за счет охлаждения наддувочного воздуха в процессе сжатия и дополнительного подвода теплоты в процессе расширения[5]. Однако наибольший эффект дает комбинирование циклов, надстройка одного цикла над другим, позволяющим использовать теплоту, отводимую от верхнего цикла в нижний, когда нижний цикл по отношению к

верхнему становится утилизационным, а весь комбинированный цикл становится бинарным.

Рассмотрим бинарный идеальный цикл ДВС с утилизационной газовой турбиной с учетом максимально возможного подвода теплоты в цилиндре.

Реально достижимые показатели топливоиспользования следует определять не только в диапазоне предельно достижимых температур, но и в диапазоне предельно достижимых давлений.

Попытаемся обосновать теоретические пределы реально достижимых технологий топливоиспользования в бинарном цикле турбопоршневого двигателя, составив его идеальный цикл из равновесных (обратимых) процессов, которые с определенными допущениями можно осуществить в реальных циклах.

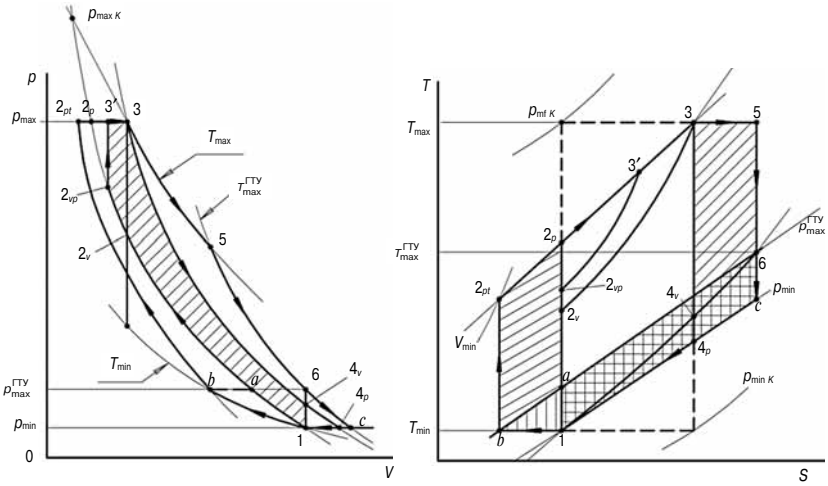


Рис. 2. Идеальный гипотетический цикл турбопоршневого ДВС с изотермическим охлаждением, дополнительным изотермическим подводом теплоты и продолженным расширением

Зададимся некоторыми предельными параметрами:

T_{min}, p_{min} — параметры окружающей среды;

T_{max}, p_{max} — абсолютные максимальные температуры и давление цикла;

$T_{max}^{ГТУ}$ — максимальная абсолютная температура газа на входе в турбину ДВС с газотурбинным наддувом;

$p_{max}^{ГТУ}$ — соответствующее этой температуре давление наддува.

Предлагаемый идеальный гипотетический цикл представим в координатах $p-v$ и $T-s$ на рис. 2.

Цикл складывается из следующих процессов:

(a–1–b) — изотермический процесс охлаждения надувочного воздуха (рабочего тела);

(b–2pt) — адиабатное сжатие в цилиндре до максимально допустимого давления в ДВС;

(2pt–3) — изобарный подвод теплоты до T_{max};

(3–5) — изотермический подвод теплоты при максимально допустимой абсолютной температуре газа T_{max} в поршневой части ДВС;

(5–6) — адиабатное расширение рабочего тела в поршневой части ДВС до температуры, максимально допустимой в газотурбинной установке, $T_{max}^{ГТУ}$;

(6–c) — продолженное адиабатное расширение в газотурбинной части (в утилизационной газовой турбине) до минимального давления (давление окружающей среды);

(c–1) — изобарный отвод теплоты при минимальном давлении.

Для предлагаемого идеального гипотетического обратимого цикла (с изобарным и изотермическим подводом теплоты) справедливы следующие соотношения:

— степень предварительного изотермического сжатия (в компрессоре наддува)

$$\varepsilon_{pt}^{t} = \frac{v_1}{v_b} = \frac{p_b}{p_1} = \frac{p_{max}^{ГТУ}}{p_{min}}; \qquad (3)$$

— степень окончательного сжатия (в цилиндре ДВС)

$$\varepsilon_{pt}^{ад} = \frac{v_b}{v_{2pt}} = \left(\frac{p_{max}}{p_{max}^{ГТУ}}\right)^{\frac{1}{k}}; \qquad (4)$$

— степень предварительного (изобарного) расширения

$$\rho_{pt}^{p} = \frac{v_3}{v_{2pt}} = \frac{T_3}{T_{2pt}} = \frac{T_{max}}{T_{min}}\left(\frac{p_{max}^{ГТУ}}{p_{max}}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \qquad (5)$$

— степень промежуточного (изотермического) расширения (в цилиндре ДВС)

$$\rho_{pt}^{t} = \frac{v_5}{v_3} = \frac{p_3}{p_5} = \frac{p_{max}}{p_5}; \qquad (6)$$

— степень окончательного (адиабатного) расширения (в цилиндре ДВС)

$$\rho_{pt}^{ад} = \frac{v_6}{v_5} = \left(\frac{p_5}{p_6}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_5}{p_{max}^{ГТУ}}\right)^{\frac{1}{k}}; \qquad (7)$$

— степень продолженного (адиабатного) расширения в турбине бинарного цикла (утилизационной газовой турбине — УГТ)

$$\rho_{pt}^{турб} = \frac{v_c}{v_6} = \left(\frac{p_6}{p_c}\right)^{\frac{1}{k}} = \left(\frac{p_{max}^{ГТУ}}{p_{min}}\right)^{\frac{1}{k}}. \qquad (8)$$

Между степенями сжатия и расширения существует следующая зависимость:

$$\varepsilon_{pt}^{t}\varepsilon_{pt}^{\text{ад}} = \rho_{pt}^{p}\rho_{pt}^{t}\rho_{pt}^{\text{ад}}. \qquad (9)$$

В этот гипотетический цикл вписываются все идеальные циклы ДВС с различными способами подвода и отвода теплоты.

Используя традиционные методы термодинамики, можно вывести формулу для термического КПД реально достижимых технологий гипотетического цикла $\eta_t^{\text{РДТ}}$ через указанные степени сжатия и расширения

$$\eta_t^{\text{РДТ}} = 1 - \frac{(\rho_{pt}^{\text{турб}} - 1) + \dfrac{k-1}{k}\ln\varepsilon_{pt}^{t}}{(\varepsilon_{pt}^{\text{ад}})^{k-1}\left[(\rho_{pt}^{p} - 1) + \dfrac{k-1}{k}\ln\rho_{pt}^{t}\right]}. \qquad (10)$$

Для количественной оценки идеальных циклов — термического КПД и работы — используем соотношения для термодинамических идеальных процессов, считая рабочим телом воздух, c_p = = 1,00 кДж/(кг·К), c_v = 0,72 кДж/(кг·К), R = = 0,287 кДж/(кг·К), показатель адиабаты k = 1,4, начальные параметры: $T_{\min}$ = 300 К, $p_{\min}$ = 0,1 МПа, а максимальная температура газов перед утилизационной турбиной $T_{\min}^{\text{ГТУ}}$ К.

В соответствии с опубликованными в 2011 г. результатами европейской программы «Геркулес» [13] предельные параметры цикла современного судового дизеля достигли величин максимального давления сгорания $p_{\max}$ = 30 МПа и максимальной температуры $T_{\max}$ = 2273 К.

Результаты расчетов термического КПД и работы цикла при предельных значениях рабочих параметров циклов Отто и Дизеля представлены на рис. 3–6.

Анализ результатов расчетов позволил установить следующее.

Если с увеличением $T_{\max}$ термический КПД в циклах Отто и Дизеля с разными темпами снижаются, причем использование продолженного расширения в УТГ тормозит темп падения КПД, то для гипотетического цикла термический КПД растет.

Одновременно во всех этих циклах изменяется величина работы, которая для циклов Отто и Дизеля уменьшается (при $T_{\max}$ = const) при возрастании максимального давления, а для гипотетического цикла, наоборот, работа возрастает с возрастанием $p_{\max}$.

Динамика увеличения работы гипотетического цикла при всех условиях существенно опережает возрастание работы в циклах Отто и Дизеля.

Реальные процессы по сравнению с идеальными всегда сопровождаются потерей эффек-

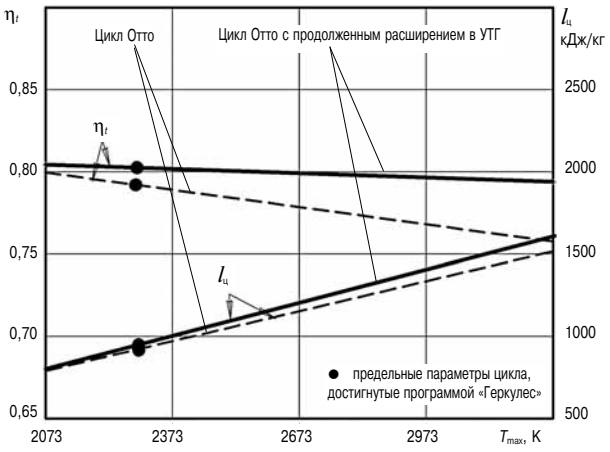


Рис. 3. Зависимости термических КПД и работы цикла Отто от максимальной температуры цикла при $p_{\max}$ = 30 МПа

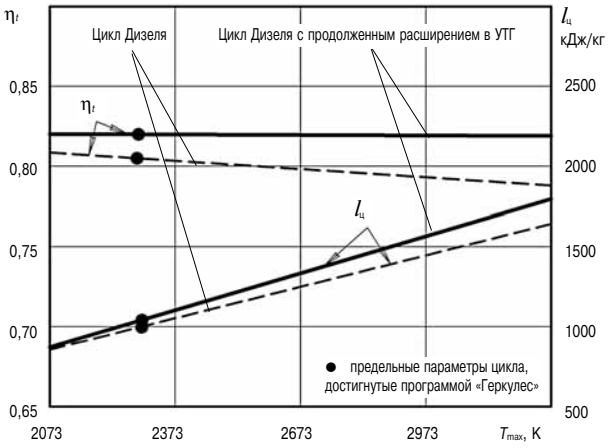


Рис. 4. Зависимости термических КПД и работы цикла Дизеля от максимальной температуры цикла при $p_{\max}$ = 30 МПа

тивности. Наибольшая из них — потеря эксергии от необратимости реального процесса сгорания топлива — может несколько снижаться при повышении максимальной температуры горения, что негативно влияет на рост другого показателя — образования оксидов азота.

Процессы сжатия и расширения сопровождаются проявлением трения, теплообмена в реальных необратимых адиабатных процессах и прочими факторами.

По экспериментальным данным [12] максимальное значение относительного индикаторного КПД дизелей редко превышает η_{oi} = 0,85. И если $\eta_t^{\text{РДТ}}$ = 0,73÷0,80, а значение индикаторного КПД находится в пределах $\eta_i = \eta_t^{\text{РДТ}} = \eta_{oi} =$ = (0,73÷0,80)·0,85 = 0,65÷0,68, то пределы совершенствования энергетической эффективности теплового двигателя за счет увеличения его индикаторного и эффективного КПД невелики. Сравнение показателей различных циклов при $p_{\max}$ = const (рис. 6) показывает, что теоретический

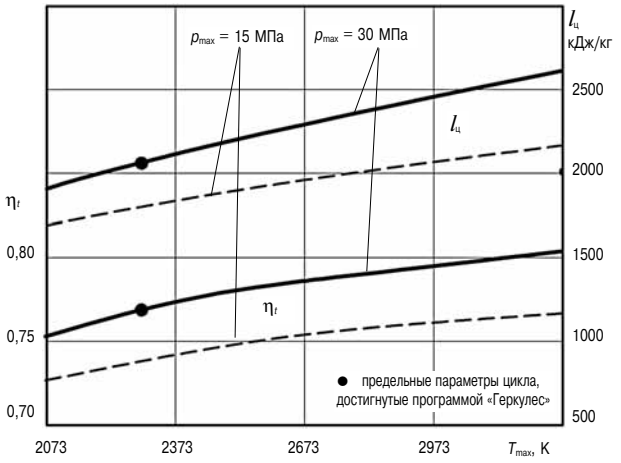


Рис. 5. Зависимости термических КПД и работы гипотетического цикла от максимальных значений температуры и давлений

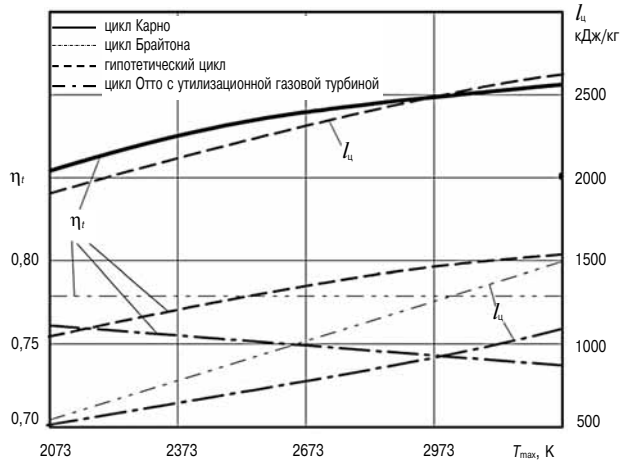


Рис. 6. Сравнение значений термических КПД и работы отдельных циклов при p_{max} = 30 МПа

КПД реально достижимых технологий как при изменении T_{max} для одного цикла, так и для всех сопоставляемых циклов меняется незначительно (~ на 3–5 %), однако работа гипотетического цикла в 1,5–2 раза превышает работу иных циклов. Показатели цикла Тринклера–Сабатэ находятся между показателями циклов Отто и Дизеля и не могут изменить окончательных выводов.

Требования к тепловому двигателю разнообразны и подчас противоречивы. Анализ идеальных циклов, их некоторых характеристик позволяет указать некоторые направления совершенствования тепловых двигателей в целом.

Попыткой гармонизации противоречивых требований является гипотетический цикл, в котором можно попытаться за счет изотермического охлаждения наддувочного воздуха снизить T_{max} (и тем самым уменьшить образование оксидов азота) с незначительным изменением термического КПД, а массово-габаритные характеристики двигателя с конкретной мощностью уменьшить за счет изобарного сгорания топлива и дополнительного изотермического подвода теплоты и продолженного расширения в утилизационной газовой турбине.

Таким образом, пределы совершенствования энергетической эффективности теплового двигателя путем увеличения его эффективного КПД установлены, направления действий — известны. Предложенный гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением и изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении до атмосферного давления в утилизационной газовой турбине может быть использован в качестве основы для создания низкотемпературного рабочего процесса [13]. Указанный гипотетический термодинамический цикл в совокупности с интеллектуальной (компьютерной) системой управления топливоподачей может быть использован для дальнейшего совершенствования ДВС.

Энергетическое совершенствование теплоэнергетических установок с ДВС следует также продолжать за счет процессов когенерации и тригенерации, повышая энергетический (экономический) КПД двигателя (называемый иногда КПД топливоиспользования), считая результатом работы теплового двигателя не только производство механической энергии, но и теплоты и «холода» за счет глубокой утилизации вторичных энергетических ресурсов (теплоты отходящих газов, системы охлаждения и проч.).

В этом случае энергетический (экономический) КПД двигателя определится как

$$\eta_э = \eta_i \eta_{мех} + \sum \eta_{ВЭР_i}, \qquad (11)$$

где $\eta_{мех}$ — механический КПД двигателя; $\eta_{ВЭР}$ — КПД использования вторичных энергетических ресурсов двигателя.

КПД использования вторичных энергетических ресурсов могут быть определены из соотношений теплового баланса двигателя как

$$\eta_{ВЭР}^{газ} = q_{газ}\xi_{газ}; \qquad (12)$$

$$\eta_{ВЭР}^{охл} = q_{охл}\xi_{охл}; \qquad (13)$$

$$q_{газ} = \frac{Q_{газ}}{B_ч Q_р^н}; \qquad (14)$$

$$q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{B_ч Q_р^н}, \qquad (15)$$

где $Q_{газ}$, $Q_{охл}$ — количество теплоты, уходящей с отработавшими газами и охлаждающей водой, кДж/кг; $B_ч$ — часовой расход топлива, кг/ч;

$Q_р^н$ рабочая низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\xi_{газ}$, $\xi_{охл}$ — коэффициенты возможного использования ВЭР.

Значения величин вторичных энергоресурсов (доли теплоты, уносимой с отработавшими газами и охлаждающими жидкостями) количественно соизмеримы с полезно использованной энергией в цилиндре двигателя, поэтому при использовании ВЭР можно получить более заметный результат, чем при реализации какого-либо отдельного процесса в реальном цикле теплового двигателя. Расчетное значение энергетического КПД двигателя показывает возможность более полного использования первичного источника энергии — топлива, но для его количественной оценки требуется проведение дополнительного анализа.

Выводы

Следование четкому разделению циклов на идеальные (обратимые) и реальные (необратимые) обеспечивает устранение неточностей в определениях и терминологии, что позволит исключить появление предложений, в конечном итоге представляющих вечные двигатели второго рода.

Предельная эффективность топливоиспользования определяется в заданном интервале температур показателем КПД идеального цикла Карно, осуществить который практически очень сложно и экономически нецелесообразно, а теоретический предел энергетической эффективности реально существующих технологий топливоиспользования следует определять в диапазоне не только реально достижимых температур, но и реально достижимых давлений.

Предложен гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением наддувочного воздуха, изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении рабочего тела до атмосферного давления в утилизационной турбине. Анализ формулы термического КПД такого идеального цикла позволяет установить теоретические пределы повышения энергетической эффективности топливоиспользования, а также количественно оценить влияние определенных факторов на КПД.

Работа предлагаемого гипотетического цикла в 1,5–2 раза выше известных циклов тепловых двигателей, что позволит улучшить удельные массогабаритные параметры двигателя, работающего по предлагаемому циклу.

Теоретически обоснована возможность создания цикла с «низкотемпературным» рабочим процессом, цель которого — снижение выбросов оксидов азота при достаточно высоком КПД двигателя.

Дальнейшее повышение энергетической эффективности теплоэнергетических установок возможно как за счет повышения индикаторного КПД ДВС, так и путем когенерации и тригенерации.

Литература

1. Эффективность энергетических технологий: Термодинамика, экономика, прогнозы/ Б.М. Каганович, С.П. Филиппов, Е.Г. Анциферов. — Новосибирск: Наука. Сиб. отд., 1990. — 256 с.

2. *Ерофеев В.Л., Фомин Н.Н.* Эксергетический метод оценки энергетической эффективности топливоиспользования: учебное пособие. — СПб. : СПГУВК, 2010. — 57 с.

3. *Ерофеев В.Л., Пряхин А.С.* Термодинамические пределы энергоэффективности теплоэнергетических установок. Журнал университета водных коммуникаций. Вып. 2 (18). — ГУМРФ им. адмирала С.О. Макарова, 2013. — С. 33–38.

4. *Вукалович М.П., Новиков И.И.* Техническая термодинамика. — М. : Энергия, 1968 — 496 с.

5. *Андрющенко А.И.* Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. — М. : Высшая школа, 1968. — 288 с.

6. *Маслов В.В.* Утилизация теплоты судовых дизелей. — М. : Транспорт, 1990. — 144 с.

7. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.; под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. АН УССР. Ин-т технической теплофизики. — Киев: Наукова думка, 1991. —300 с.

8. *Белоусов Г.В., Чернявский В.В.* Цикл Миллера и его реализация в судовых дизельных двигателях // Двигатели внутреннего сгорания. — 2010. — № 1. — С. 127–132 (Всеукраинский научно-технический журнал).

9. *Дьяченко В.Г.* Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением / Всеукраинский научно-технический журнал // Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 1.— С. 25–29.

10. *Дьяченко В.Г.* Двигатель с искровым зажиганием и продолженным расширением / Всеукраинский научно-технический журнал // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2 — С. 81–84.

11. *Горожанкин С.А., Чугреев А.С.* Газогенераторные установки с двигателями Стирлинга / Всеукраинский научно-технический журнал // Двигатели внутреннего сгорания. — 2007. — № 2. — С. 10–14.

12. Дизели: справочник / Под редакцией В.А. Ваншейдта/ — М. : 1977. — 480 с.

13. Kyrtatos N., Hellberg L. and Poensgen C. "HERCULES-B: Ten Years After: Results from the Major Programme HERCULES A-B-C on Marine Engine R&D, PAPER №. 18, 27th CIMAC Congress, Shanghai, 2013.

14. *Карагусов В.И.* Систематизация анаэробных силовых энергоустановок // Транспорт на альтернативном топливе. — 2014. — № 5 (41). — С. 49–53.

УДК 621.43

ДВУХТОПЛИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ (материалы конгресса CIMAC 2013)

Вниманию читателей этого выпуска предлагаются два доклада конгресса CIMAC 2013, посвященные вопросам исследования и проектирования двухтопливных двигателей, называемых также газодизелями или GI-двигателями. Преимущества таких машин — низкий уровень вредных выбросов и возможность выбора основного топлива для работы (жидкого или газообразного). Последнее, однако, означает необходимость компромисса, поскольку оптимизировать параметры рабочего процесса одновременно для «газового» и «дизельного» режимов практически невозможно.

В докладе группы специалистов университета Кюсю (Япония) приводятся результаты исследования рабочего процесса на действующем макете (одноцилиндровом отсеке) газодизеля. Процессы впрыска и горения топлива фиксировались с помощью скоростной съемки с использованием современных лазерных технологий, оценивалась динамика развития факелов газа и пилотного топлива, определялось содержание сажи и вредных выбросов в отработавших газах. Эксперимент позволил выявить влияние ряда конструктивных параметров на показатели рабочего процесса двухтопливных двигателей.

В докладе инженеров фирмы «MAN Diesel and Turbo» описаны основные конструктивные решения и предварительные результаты испытаний опытного образца газодизеля MAN35/44DF, созданного на основе серийного дизеля MAN32/44CR-T2. Этот двигатель с цилиндровой мощностью 530 кВт проектировался как базовый для нового ряда машин судового назначения в диапазоне мощности от 3,2 до 10,6 МВт. Важным качеством новой машины является возможность модернизации модели 32/44CR-T2 Tier 2 до 35/44 DF прямо на борту судна.

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВПРЫСКА ПРИРОДНОГО ГАЗА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (GI) НА МАШИНЕ БЫСТРОГО СЖАТИЯ–РАСШИРЕНИЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К СУДОВОМУ ДИЗЕЛЮ

Dino Imhof, Daisuke Tsuru, Hiroshi Tajima, Koji Takasaki,

Kyushu University, Япония

Реферат

Использование природного газа в качестве топлива для судовых двигателей является одной из наиболее перспективных технологий, позволяющих выполнить требования перспективных стандартов по выбросам CO_2, SO_x, NO_x и сажи. В двухтопливных двигателях с впрыском газа (типа GI) диффузионное сгорание топлива происходит без детонации и пропуска вспышек. Благодаря высокой степени сжатия GI-двигатели по эффективному КПД приближаются к дизелям. Однако в отличие от газовых двигателей, для выполнения требований IMO Tier 3 по выбросам NO_x необходимо использовать дополнительные системы, такие как EGR или SCR. Для исследования процессов сгорания топлива в GI-двигателях в университете Кюсю (Kyushu University) была создана машина быстрого сжатия и расширения (RCEM — Rapid Compression Expansion Machine), размерность которой типична для главных судовых дизелей. Система впрыска газа высокого давления с электронным управлением обеспечивает давление впрыска до 50 МПа. Для воспламенения смеси используются запальные свечи, а в режиме двухтопливного двигателя (газодизеля) — струи пилотного топлива. В момент впрыска газа давление в цилиндре составляет 10 МПа, а температура — около 550 °С, что типично для существующих двигателей GI. В первой серии экспериментов для визуализации горения топливного факела использовалась крышка цилиндра со свободным объемом кубической формы со смотровым окном шириной 200 мм и высотой 50 мм. В опытах использовался чистый метан как основной компонент природного газа.

Процесс горения топлива в GI-двигателе сравнивался с горением факела дизельного топлива. Как оказалось, скорость тепловыделения в дизеле и GI-двигателе примерно одинакова, но вредные выбросы в последнем случае ниже. Результаты съемки со скоростью 20 000 кадров в секунду позволили выявить некоторые различия в кинетике горения факелов дизельного топлива и газа. Эти различия подробно исследовались оптическими методами с помощью регистрации собственного излучения пламени «лазерным проектором» и методом просвечивания при помощи лазера с обратной диффузией (BDL — Back Diffused Laser). Чтобы обеспечить выполнение требований IMO Tier 3 по выбросам NO_x, снижалось содержание кислорода во всасываемом воздухе до 17 % для моделирования действия системы рециркуляции отработавших газов (EGR). При этом яркость пламени уменьшилась, а снижение содержания NO_x составило 75 %. Во второй серии опытов была использована крышка цилиндра со свободным объемом цилиндрической формы, позволяющая менять скорость завихрения потока. Смотровое окно расположено по периметру крышки (внутренним диаметром 240 мм), а система бокового впрыска воспроизводит рабочий процесс двухтактного двигателя. Были

испытаны газовые форсунки с разным количеством сопловых отверстий при различных значениях давления газа.

Введение

В двухтопливных двигателях типа GI обеспечивается непосредственная подача газа в цилиндры двигателя под высоким давлением. В GI-двигателе газ под давлением 25–30 МПа подается через форсунки в крышке цилиндра в конце такта сжатия, а воспламенение газа осуществляется струей жидкого пилотного топлива. При этом рабочий процесс в двигателе GI коренным образом отличается от того, что называется «горением обедненной смеси» в газовом двигателе.

Начиная с 1980 гг., многие производители малооборотных дизелей приступили к разработке и испытаниям газодизелей в качестве главных двигателей газовозов, что позволило использовать в качестве топлива испаряющийся в танках газ.

Первый 12-цилиндровый GI-двигатель типа 12K80MC-GI-S мощностью 40 МВт с диаметром цилиндра 800 мм был построен компанией MES («Mitsui Engineering and Shipbuilding Co., Ltd.») [1]. С 1994 по 2003 г. он проработал 20 000 часов в составе дизель-генератора, обеспечивающего электричеством судоверфь «Chiba». Разработанные в данном проекте технологии были впоследствии использованы при создании двигателей ME-GI.

Компания «MAN Diesel & Turbo AS» на базе опытной машины 4T50ME-X (число цилиндров 4, диаметр втулки 500 мм, ход поршня 2200 мм, максимальная длительная мощность 7080 кВт при частоте вращения 123 об/мин) построила двигатель GI, прошедший обширный цикл испытаний для различных условий использования [2].

Фундаментальных исследований рабочего процесса двигателей GI было предпринято не так уж много. Для исследования процесса сгорания газа в двигателе GI в целях снижения выбросов NO_x при одновременном повышении КПД была разработана машина быстрого сжатия и расширения (RCEM), позволяющая визуализировать процесс сгорания. Это необходимо для уточнения кинетики образования вредных выбросов и для анализа тех аспектов сгорания, которые до настоящего времени не моделировались.

Оборудование стенда и методика экспериментов

Машина быстрого сжатия и расширения (RCEM)

Для проведения исследований рабочего процесса GI-двигателя одноцилиндровый отсек был реконструирован в машину быстрого сжатия и расширения. На рис. 1 показан поперечный разрез машины с форсункой, а ее основные характеристики представлены в табл. 1. Кубическая камера сгорания со стеклянными окнами с обеих сторон дает возможность наблюдать развитие процесса сгорания газа.

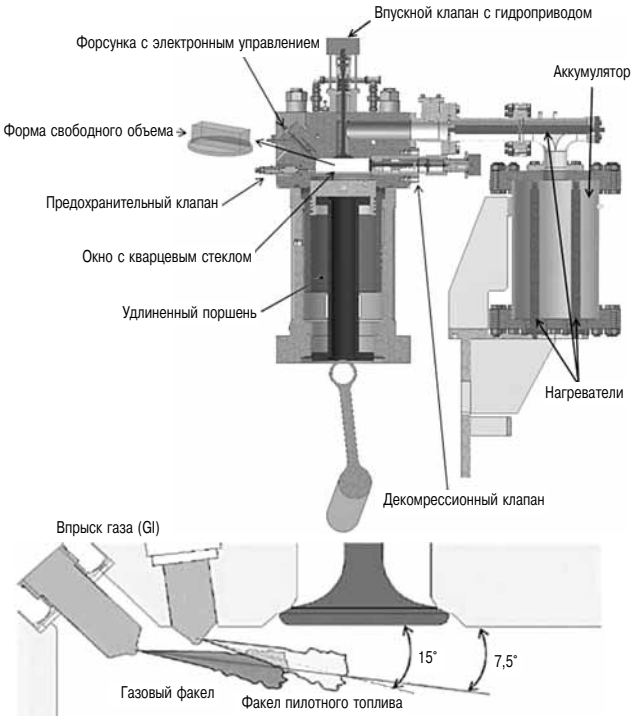


Рис. 1. Машина быстрого сжатия и расширения (RCEM)

Таблица 1

Основные характеристики RCEM

Ход поршня, мм	260
Степень сжатия	9,5; 8,2
Свободный объем, мм	200×66×80
Частота вращения двигателя, об/мин	300
Возможности наблюдения	2 окна из кварцевого стекла 100 (толщина)×200×50 мм

Машина работает следующим образом. Воздушный заряд предварительно подогревается и сжимается в аккумуляторе большого объема. Двухступенчатое сжатие позволяет обеспечить достаточно высокие значения давления (p_c) и температуры (T_c) сжатия даже при низкой степени сжатия, когда свободный объем достаточно велик. К тому же p_c и T_c можно легко менять в зависимости от условий эксперимента.

RCEM работает как машина однократного действия. Электродвигатель раскручивает RCEM до 300 об/мин, при этом впускной клапан срабатывает лишь один раз, пропуская газ из аккумулятора в цилиндр. После этого выполняются два такта реального цикла — сжатие и сгорание–расширение.

Отсек оборудован двумя электронными системами впрыска (EFI), одна из которых управляет впрыском газа, а другая впрыском пилотного дизельного топлива. Преимущество такой системы состоит в том, что она позволяет регулировать как углы, так и давление впрыска. Газовый бустер позволяет сжимать метан до давления 50 МПа.



Рис. 2. Газовая форсунка и аккумулятор

Газовая форсунка с аккумулятором, который компенсирует падение давления газа во время впрыска показана на рис. 2.

Оптическая система: устройство и принцип действия

Прецизионный визуальный контроль обеспечивается двумя скоростными камерами для прямой съемки и лазерной системой с обратной диффузией (BDL) для наблюдения за фрагментами сажи в пламени. Кроме того, с помощью системы BDL обеспечивается визуализация процессов горения и отвода газов. Схема оптической системы с BDL и лазерным проектором показана на рис. 3.

В заключительной стадии горения открывается клапан декомпрессии во время хода поршня вниз, и продукты сгорания отводятся в анализатор отработавших газов (CO, HC и NO_x).

Цилиндрическая камера сгорания

Крышка цилиндра с цилиндрической камерой (рис. 4) обеспечивает возможность наблюдения по всему периметру втулки (∅240 мм) и визуализации развития факела в воздушном вихре, что имитирует рабочий процесс двухтактного двигателя

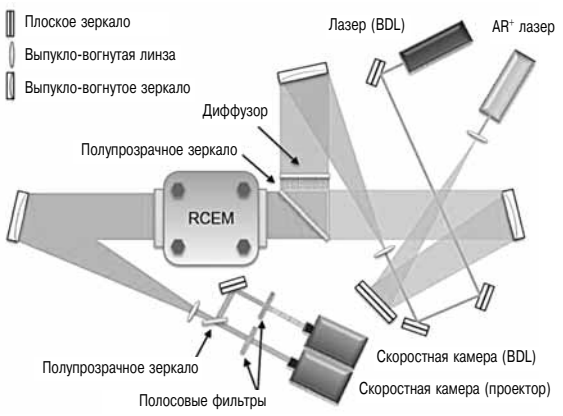


Рис. 3. Оптическая схема расположения проектора и BDL

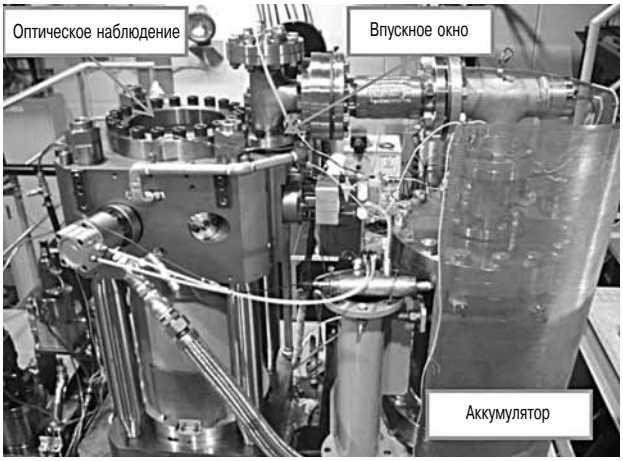


Рис. 4. RCEM с цилиндрической камерой сгорания

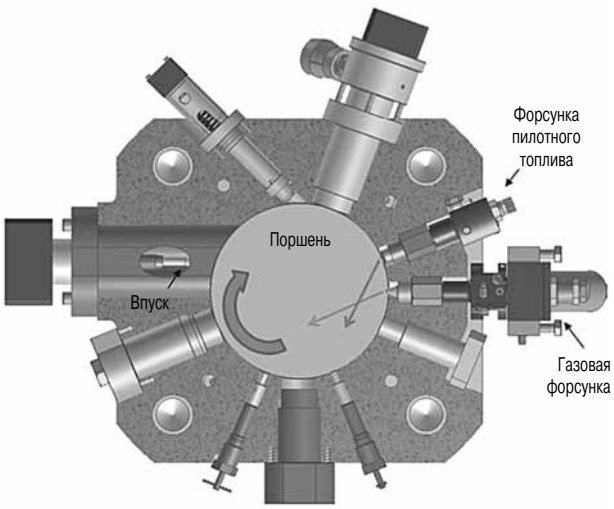


Рис. 5. Цилиндрическая камера сгорания в разрезе

GI. Расположение впускного воздушного клапана, обеспечивающего завихрение потока воздуха, показано на рис. 5. Узел впускного клапана был изготовлен в четырех вариантах, с различными углами отклонения потока, для исследования влияния интенсивности завихрения.

Результаты экспериментов с одним газовым факелом

Сравнение процессов горения в дизеле и в двигателе GI

Первый этап экспериментального исследования предусматривал сравнение процессов горения в двигателе GI с горением факела дизельного топлива. В настоящем эксперименте давление газа в аккумуляторе составляло 30 МПа. Газ подавался через одно сопло диаметром 1,2 мм. Параметры воздуха в камере сгорания в момент впрыска газа: p_c = 10 МПа; $T_c \approx 550$ °C — что соответствует параметрам реального двигателя GI.

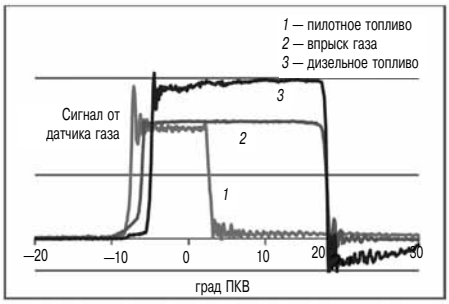
Давление пилотного впрыска дизельного топлива составило 60 МПа, диаметр соплового отверстия форсунки — 0,16 мм. Впрыск пилотного топлива, как правило, начинается до начала

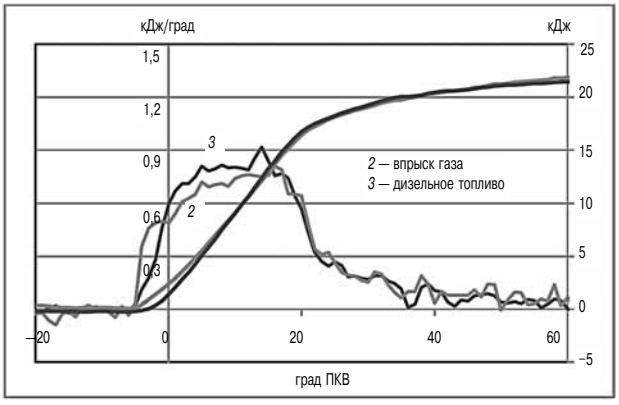
впрыска газа. Доля пилотного топлива в балансе тепловыделения составляет 3–4 %.

На рис. 6 приведены интегральные и дифференциальные характеристики тепловыделения (ROHR — rates of heat release) и фотографии факела при работе на газе и на дизельном топливе.

На рис. 6 показано, как в GI-двигателе (слева) происходит зажигание газовой струи факелом пилотного топлива (светлое пятно). Затем газовый факел выходит за пределы факела пилотного топлива и перемещается в правый угол камеры сгорания.

По сравнению с факелом дизельного топлива (фото справа) газовый факел светится менее ярко, что объясняется меньшей величиной соотношения C/H для метана, при этом ширина газового факела больше, чем факела дизельного





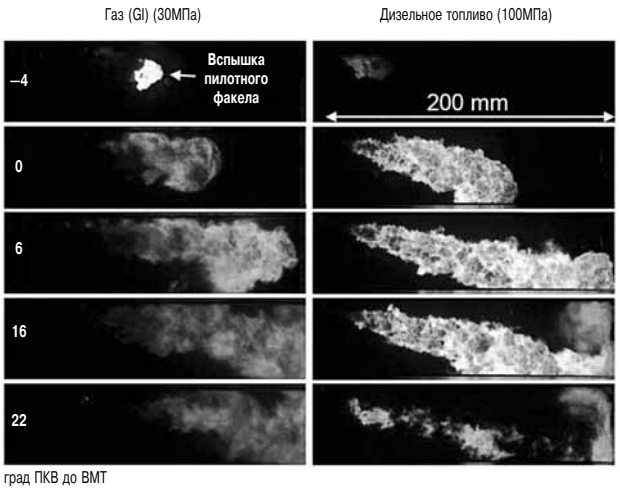


Рис. 6. Сравнение процессов горения в дизеле и в двигателе GI

Таблица 2

Сравнительные значения вредных выбросов

Топливо	GI	Дизельное
CO, ppm	8~10	44
HC, ppm	69~87	21
NO_x, ppm	346~393	531

топлива. Хотя давление впрыска газа (30 МПа) значительно ниже давления впрыска дизельного топлива (60 МПа), по дальнобойности оба факела аналогичны. Отличительным признаком GI-процесса в данном случае является то, что во время и после впрыска видимое изображение факела не достигает сопла форсунки.

Несмотря на отмеченные выше различия процессов горения газа и дизельного топлива, скорость тепловыделения (см. рис. 6) в обоих случаях почти одинакова. Можно отметить, что в GI-процессе тепловыделение нарастает несколько быстрее, возможно, под влиянием горения пилотного топлива. Однако максимальная скорость тепловыделения в GI-процессе несколько ниже.

Из табл. 2 видно, что выбросы CO в GI-процессе по сравнению с дизелем значительно ниже, при этом выбросы HC выше. Количество несгоревшего метана в этом эксперименте составляет не более 0,5 % от всего поступающего газа, что гораздо меньше, чем при сгорании обедненной газовой смеси в газовом двигателе, где количество несгоревшего топлива обычно составляет порядка 2–3 %.

Яркость пламени при сгорании газа ниже по сравнению с яркостью факела дизельного топлива, что соответствует (по мнению авторов) более низкой температуре сгорания. Выбросы NO_x (см. табл. 2), в GI-двигателе снижаются на 25 % по сравнению с выбросами дизеля. Однако радикальное снижение выбросов NO_x, скажем, на 80 %, здесь невозможно, и в этом состоит существенное отличие GI-процесса от горения гомогенной обедненной смеси в газовом двигателе.

Чтобы оценить полноту процесса сгорания углерода в двигателе GI, была выполнена съемка пламени с использованием метода BDL. При этом было проведено два последовательных эксперимента. В первом случае зажигание выполнялось с помощью пилотного топлива, во втором — с помощью запальной свечи.

На рис. 7 показаны изображения факела GI, полученные с помощью проектора «Shadowgraph» и лазера BDL. На фото, полученных с помощью проектора, темные участки соответствуют области горения; на фото, полученных с помощью BDL, темные участки соответствуют концентрации сажи в пламени.

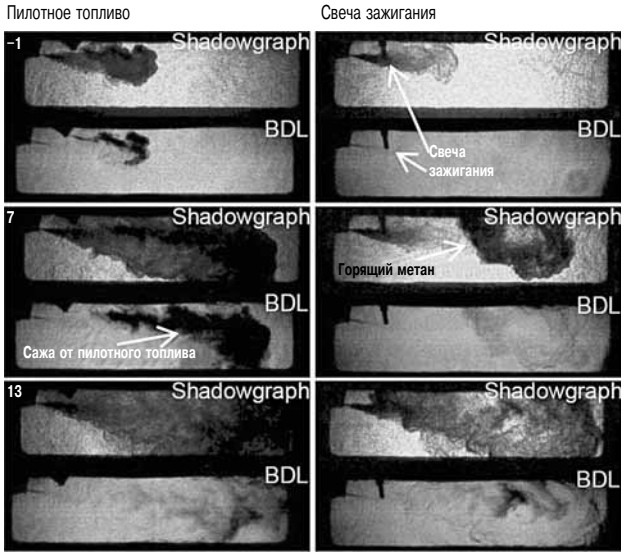


Рис. 7. Процессы сгорания в GI-двигателе с пилотным топливом и со свечой зажигания. Снимки сделаны теневым лазерным проектором (Shadograph) и лазером с обратной диффузией (BDL)

На фото BDL в момент −1° до ВМТ видно, что факел пилотного топлива образует высокую концентрацию сажи, а при 7° после ВМТ сажа вытесняется газовой струей к фронту пламени. В тот же момент (7° после ВМТ) при использовании свечи зажигания черная зона на снимке BDL очень мала, хотя фото, сделанное проектором «Shadowgraph», подтверждает факт горения газа. Это означает, что при воспламенении от свечи горение газа почти не образует сажи.

При 13° после ВМТ газовый факел отчетливо виден во всем поле зрения, причем как в случае с пилотным топливом, так и со свечой зажигания. При воспламенении газа от свечи образуется лишь незначительное облачко сажи по сравнению с воспламенением от пилотного топлива.

Влияние условий впрыска пилотного топлива на GI-процесс

Предыдущим экспериментом было показано, что основным источником сажи в GI-двигателе является факел пилотного топлива. Это подтверждается данными на рис. 8 (BDL), которые демонстрируют изменение характера горения в зависимости от количества пилотного топлива (от 3 до 7 % по относительному тепловыделению). Как и следовало ожидать, количество сажи тем меньше, чем меньше доля пилотного топлива.

Следующая серия экспериментов позволила понять, как влияет угол впрыска пилотного топлива на процесс сгорания газа. Это необходимо для оценки влияния условий впрыска пилотного топлива на GI-процесс. Условия эксперимента представлены в табл. 3. На рис. 9 приведены характеристики изменения давления и тепловыделения для трех различных углов опережения впрыска пилотного топлива. Углы опережения впрыска газа при этом оставались неизменными.

Результат эксперимента показал, что увеличение угла опережения впрыска пилотного топлива (линия *3*) не влияет на скорость тепловыделения (ROHR) при сгорании газа, которая фактически остается той же, что и при номинальном значении угла (линия *1*).

С другой стороны, уменьшение угла опережения впрыска пилотного топлива (линия *2*) приводит к появлению резкого пика ROHR, напоминающего по его характеру процесс детонации. Обращаясь к данным табл. 4, можно убедиться в том, что с уменьшением угла опережения впрыска пилотного топлива возрастает содержание выбросов NO_x и HC, тогда как увеличение этого угла на изменение выбросов почти не сказывается.

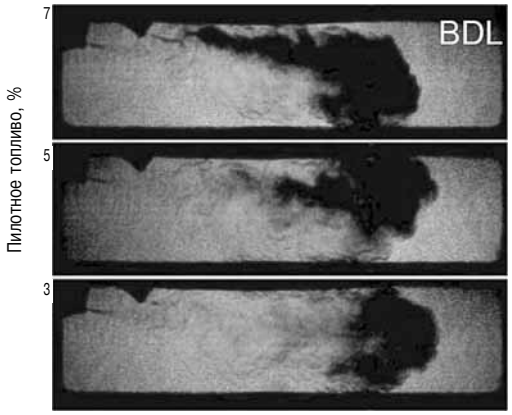


Рис. 8. Образование сажи в факеле пилотного топлива (4 град до ВМТ)

Таблица 3

Диапазон измененния углов опережения впрыска пилотного топлива

	Угол опережения впрыска		
	Увеличенный	Номинальный	Уменьшенный
Диаметр соплового отверстия, мм	0,16		
Давление впрыска, МПа	50		
Начало впрыска, град до ВМТ	−8,0	−6,0	−4,4
Конец впрыска, град до ВМТ	−4,8	−1,7	0,2
Параметры впрыска газа			
Диаметр соплового отверстия, мм	1,0		
Давление впрыска, МПа	27,5		
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	−4,0/16,0		

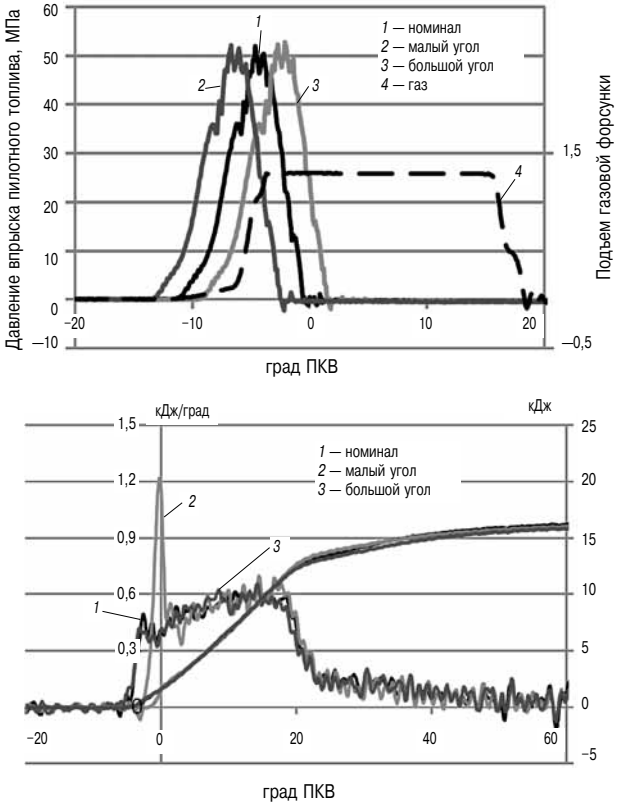


Рис. 9. Зависимость давления впрыска и ROHR от угла опережения впрыска

Таблица 4

Зависимость содержания вредных выбросов от угла опережения впрыска

	Угол опережения впрыска		
	Увеличенный	Номинальный	Уменьшенный
CO, ppm	12	18	21
HC, ppm	85	78	100
NO_x, ppm	223	216	280

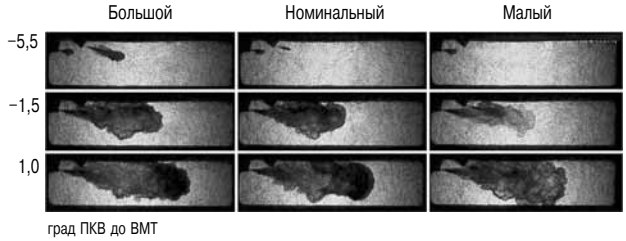


Рис. 10. Процессы в цилиндре при различных значениях угла опережения впрыска

Визуализация процесса горения подтверждает упомянутую закономерность (подобие детонации) при уменьшении угла опережения впрыска. Фотографии, сделанные теневым лазерным проектором, показаны на рис. 10. При значении угла поворота −5,5 град до ВМТ струя газа видна на всех трех фото. Наблюдение велось и за струей пилотного топлива при номинальном и увеличенном значениях угла опережения впрыска. В обоих указанных случаях струя газа догоняет факел пилотного топлива и постепенно воспламеняется. Это хорошо видно при значении угла −1,5 град до ВМТ.

При уменьшенном значении угла опережения впрыска пилотное топливо внедряется в газовую струю. Возможно, при этом имеет место обволакивание струи пилотного топлива метаном, что в начальный период замедляет его горение. Затем происходит почти мгновенное воспламенение воздушно-топливной смеси пилотным топливом, о чем можно судить по чрезмерно быстрому расширению топливного факела, как это видно на рис. 10 при значении 1 град до ВМТ. По-видимому, это и является причиной появления пика тепловыделения.

Процесс сгорания GI при имитации EGR

Одной из технологий снижения выбросов NO_x до уровня, соответствующего требованиям IMO Tier 3, является рециркуляция отработавших газов (EGR). В настоящем исследовании имитация влияния EGR на рабочий процесс осуществлялась путем снижения содержания кислорода во всасываемом воздухе до 17,5 %.

Были апробированы два способа снижения содержания кислорода. Один из них состоял в том, что воздух со сниженным содержанием кислорода подавался на всасывание при том же давлении, что и обычный воздух. В другом случае давление воздуха со сниженным содержанием кислорода повышалось таким образом, чтобы общее количество кислорода для сгорания оставалось неизменным.

Результаты эксперимента приведены на рис. 11, из которых следует, что уменьшение содержания кислорода ведет к снижению максимального значения ROHR (в диапазоне 10−20 град до ВМТ), а также к увеличению количества топлива, догорающего на линии выпуска, в результате чего растут выбросы HC (табл. 5).

Характеристике ROHR при повышенном давлении воздушного заряда на рис. 11 соответствует линия *2*. Вопреки ожиданиям, максимальное значение ROHR при этом все равно остается ниже, чем при нормальном давлении воздуха. Сравнение значения выбросов NO_x при пониженном содержании кислорода (см. табл. 5) показывает, что повышение давления воздуха на выбросы не влияет, несмотря на то что масса кислорода в данном случае восстановлена до уровня, соответствующего нормальному воздуху.

На рис. 11 показаны фотографии факела при содержании кислорода 17,5 % (как упоминалось выше) и характеристика тепловыделения при содержании кислорода 17,5 и 21 % (т. е. как в

Таблица 5

Значения вредных выбросов при имитации EGR

Содержание кислорода в воздухе на всасывании, %	21	17,5	17,5
Давление воздуха на всасывании, МПа	0,7	0,7	0,87
CO, ppm	14–16	25	13
HC, ppm	70–87	132	136
NO_x, ppm	459–464	114	120

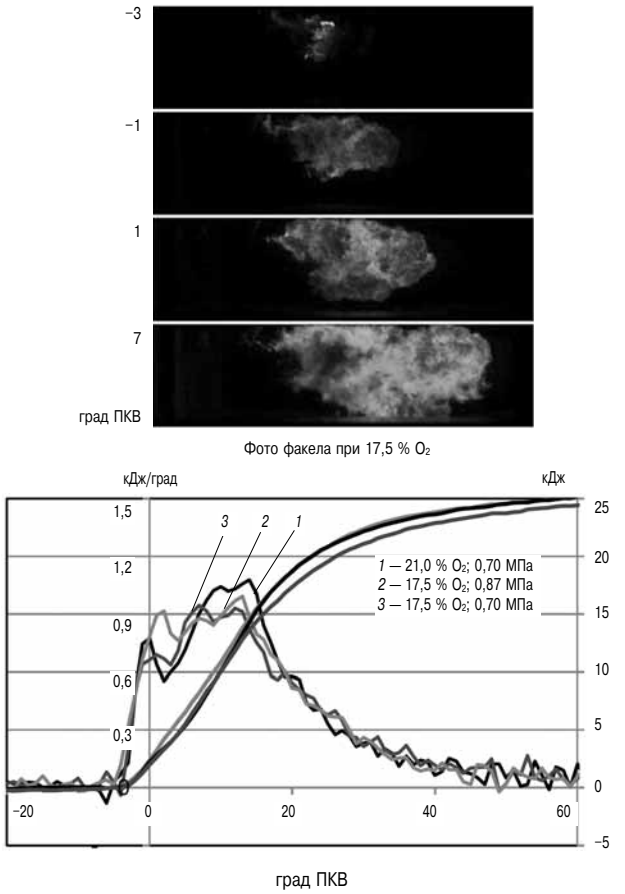


Рис. 11. Результаты экспериментов с имитацией действия EGR

обычном воздухе). Если сравнить эти изображения с фотографиями факела, приведенными на рис. 6 (содержание кислорода 21 %), то можно убедиться, что снижение содержания кислорода (см. рис. 11) дает меньшую яркость изображения, что соответствует более низкой температуре сгорания, в результате чего выбросы NO_x снижаются почти на 3/4 (см. табл. 5).

Влияние давления впрыска газа

В этом эксперименте использовался обычный воздух с содержанием кислорода 21 %, при этом давление впрыска газа последовательно увеличивалось сначала на 40, а затем на 60 %. Цель эксперимента состояла в определении влияния давления на дальнобойность газового факела и ROHR. Условия эксперимента представлены в табл. 6. Давление впрыска газа было увеличено с 27,5 до 47,5 МПа, при этом диаметр отверстия распылителя не менялся.

На рис. 12, *а* приведены фотографии, сделанные теневым проектором, на которых изображены

Таблица 6

Условия эксперимента с одним факелом и повышенным давлением впрыска газа

Давление впрыска, МПа	27,5	37,5	47,5
Параметры воздуха в момент начала впрыска			
Давление сжатия, МПа	7,5		
Параметры впрыска газа			
Диаметр соплового отверстия, мм	1,0		
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	−3,1/18,3	−3,3/17,3	−2,0/17,9

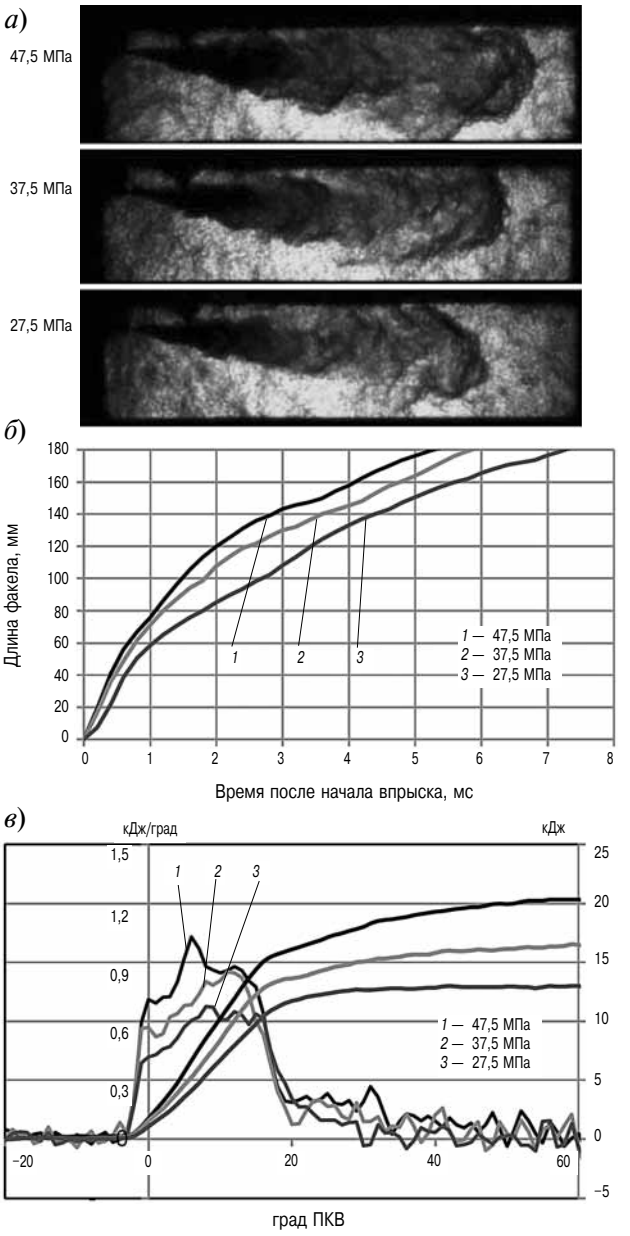


Рис. 12. Характеристики тепловыделения в эксперименте с одним факелом и повышенным давлением впрыска газа

струи несгоревшего газа, впрыснутого в атмосферу чистого азота. При этом измерялась дальнобойность факела для различных значений угла опережения впрыска (рис. 12, *б*), которая увеличивалась пропорционально давлению впрыска. Это говорит о том, что теория момента движения применима к газовой струе так же, как и к струе дизельного топлива [3].

Характеристики тепловыделения для трех упомянутых случаев приведены на рис. 12, *в*, из которых следует, что чем выше давление впрыска, тем больше цикловая подача топлива и скорость тепловыделения.

Влияние давления впрыска газа на рабочий процесс при постоянной цикловой подаче

Недостатком GI-двигателя, в сравнении с газовым двигателем, работающим на бедной смеси, является невозможность непосредственного использования испаряющегося в танках газа в качестве топлива. Для его использования приходится затрачивать достаточно много энергии на сжатие газа до необходимого давления впрыска порядка 30 МПа. При этом мощность, затрачиваемая на сжатие газа, может достигать 3–5 % полезной мощности двигателя. Следовательно, необходимо найти условия, обеспечивающие удовлетворительное качество сгорания при более низком давлении впрыска.

Для этой цели были проведены эксперименты, в которых изменялось давление впрыска при постоянной цикловой подаче газа. В этих экспериментах диаметр сопловых отверстий менялся в зависимости от давления впрыска таким образом, чтобы длительность впрыска оставалась постоянной. При этом, естественно, цикловая подача газа также оставалась постоянной. Условия эксперимента представлены в табл. 7. В данном случае давление газа было снижено с 27,5 до 16,5 МПа.

В результате были получены характеристики тепловыделения, приведенные на рис. 13, *б*. Было установлено, что чем ниже давление впрыска, тем меньше максимальное значение скорости тепловыделения и тем больше доля несгоревшего

Таблица 7

Условия эксперимента с одним факелом при пониженном давлении впрыска газа

Давление впрыска, МПа	27,5	20,0	16,5
Параметры воздуха в момент начала впрыска			
Давление сжатия, МПа	7,5		
Концентрация кислорода, %	21,0		
Параметры впрыска газа			
Диаметр соплового отверстия, мм	1,0	1,2	1,4
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	−3,1/18,3	−2,4/17,7	−2,8/18,0

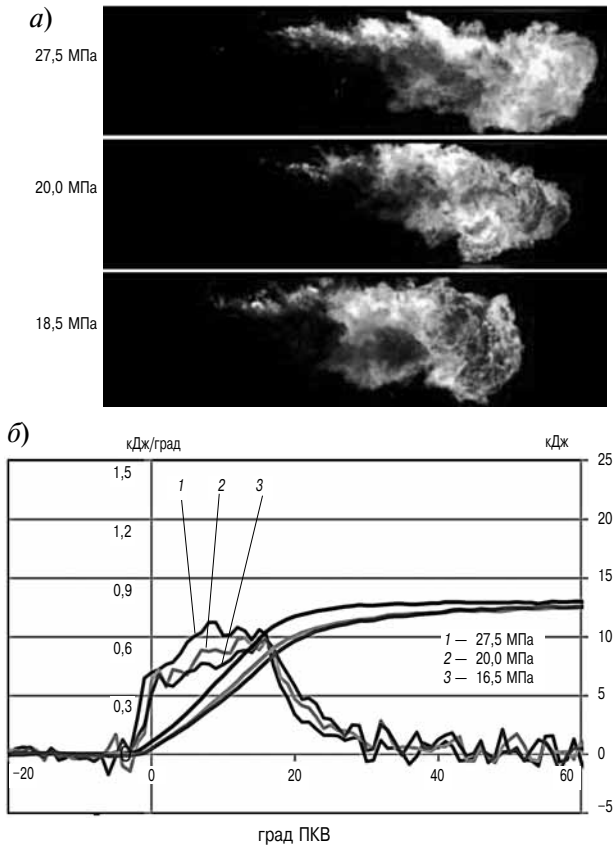


Рис. 13. Характеристики тепловыделения в эксперименте с пониженным давлением впрыска газа

Таблица 8

Вредные выбросы в эксперименте с одним факелом при пониженном давлении впрыска газа

Давление впрыска, МПа	27,5	20,0	16,5
CO, ppm	9	11	13
HC, ppm	72	101	120
NO_x, ppm	376	270	249

топлива. Это означает, что скорость горения при снижении давления впрыска уменьшается. Если судить по фотографиям газового факела, показанным на рис. 13, *а* , то одной из причин ухудшения процесса сгорания может быть меньшая скорость истечения струи и развития газового факела. В данном эксперименте для снижения давления впрыска использовался распылитель с увеличенным диаметром соплового отверстия. Однако компенсировать за счет этого замедление развитие газового факела не удалось.

Результаты измерения вредных выбросов представлены в табл. 8. При снижении давления впрыска выбросы HC растут из-за снижения скорости горения и качества рабочего процесса, что приводит к увеличению доли несгоревшего газа. В то же время при снижении давления впрыска выбросы NO_x ожидаемо снижаются.

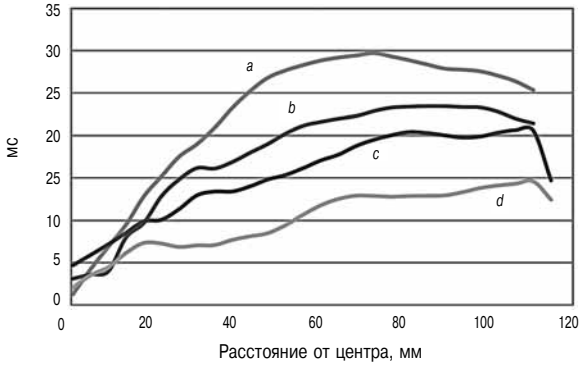


Рис. 14. Распределение скорости завихрения (среднее значение для ВМТ ± 20 град ПКВ)

Эксперименты с многодырчатым распылителем и с закруткой потока

Интенсивность закручивания потока

Для имитации GI-процесса в камере сгорания реального двигателя была использована новая крышка цилиндра с цилиндрической камерой сгорания, оборудованной стеклянным смотровым окном по всему периметру камеры сгорания (диаметром 240 мм).

На рис. 14 показаны четыре характеристики изменения скорости завихрения потока в цилиндрической камере сгорания вблизи ВМТ, сформированные различными профилями на впуске. Скорость завихрения потока измерялась методом анемометрии по изображениям частиц (PIV — Particle Image Velocimetry).

В данной серии опытов проверялись три профиля, формирующие скорости завихрения воздуха — *a*, *b* и *d*. Выяснилось, что профиль *a* дает слишком сильное завихрение и слишком большое искривление (отклонение) факела. Профиль *d* показал лучшие результаты в сравнении с профилем *b*, поэтому он был выбран для последующих экспериментов.

Однодырчатый и многодырчатый распылители

При завихрении потока на впуске с применением профиля *d* впрыск пилотного топлива и газа производился сбоку от оси камеры сгорания (см. рис. 5 в разделе 2). В эксперименте были использованы распылители двух типов, первый — с одним отверстием диаметром 1,6 мм, второй — с четырьмя отверстиями диаметром 0,8 мм каждое (табл. 9). Суммарное проходное сечение сопловых отверстий в обоих вариантах было одинаковым. Давление впрыска не изменялось и составляло 27,5 МПа, давление сжатия p_c — 7,5 МПа.

Сравнивая скорости тепловыделения для условий впрыска через оба распылителя (рис. 15), можно заметить, что в варианте с однодырчатым распылителем скорость во второй половине процесса сгорания несколько выше, чем в случае с многодырчатым распылителем. Однако это различие оказалось не столь значительным, как ожидалось.

Таблица 9

Условия эксперимента с одним факелом и повышенным давлением впрыска газа

Эксперимент	Одно-дырчатый распылитель	Четырех-дырчатый распылитель
Параметры воздуха в момент начала впрыска		
Давление сжатия, МПа	7,5	
Температура сжатия, К	773	
Параметры впрыска пилотного топлива		
Диаметр соплового отверстия, мм	0,2	
Давление впрыска, МПа	65	
Начало/конец впрыска, град до ВМТ	−8,5/−2,0	
Параметры впрыска газа		
Диаметр соплового отверстия, мм	1,6×1	0,8×4
Давление впрыска, МПа	27,5	
Начало/конец впрыска, град до ВМТ]	−3,5/11,5	

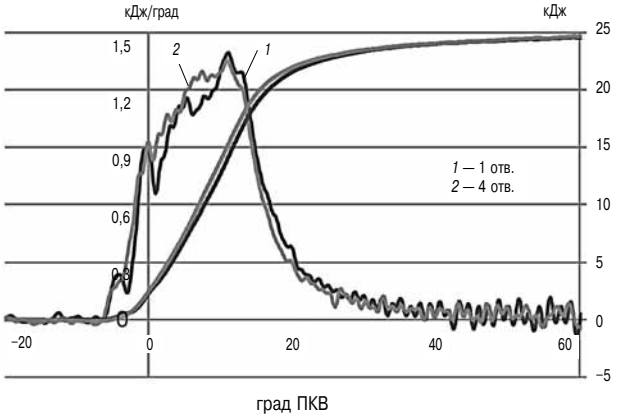


Рис. 15. Характеристики тепловыделения в экспериментах с однодырчатым и многодырчатым распылителями

При использовании дизельного топлива данное различие было бы гораздо заметнее, поскольку при снижении диаметра соплового отверстия качество распыла жидкого топлива улучшается. В GI-двигателе диаметр соплового отверстия газовой форсунки на процесс смешения топлива и воздуха практически не оказывает влияния.

Влияние завихрения потока на скорость тепловыделения можно оценить, сравнив кривую *1* (для однодырчатого распылителя) на рис. 15 с кривой *1* на рис. 11. В обоих случаях общее количество выделившегося тепла составляет 25 кДж. Результат сравнения показывает, что в случае завихрения потока (кривая *1* на рис. 15) скорость тепловыделения имеет значительно более резкий и высокий пик по сравнению с невозмущенным зарядом, а доля несгоревшего топлива при этом ниже.

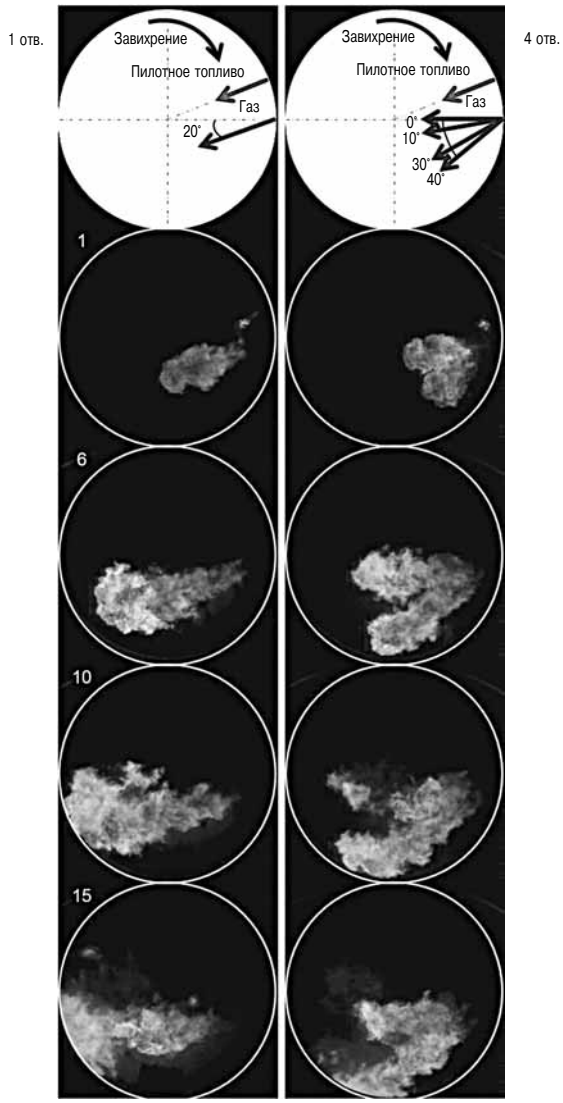


Рис. 16. Фотографии факела в экспериментах с однодырчатым и многодырчатым распылителями

Таблица 10

Содержание вредных выбросов при впрыске газа через различные распылители

Эксперимент	Однодырчатый	Четырехдырчатый
CO, ppm	30	21
HC, ppm	158	127
NO_x, ppm	264	328

На рис. 16 показаны фотографии сравниваемых процессов, из которых следует, что однодырчатый распылитель формирует достаточно длинный факел, который лучше распределяется по объему камеры вследствие тангенциальной составляющей движения воздуха, которая возникает благодаря завихрению потока (при углах 10 и 15 град ПКВ). Это является наиболее вероятной причиной того, что процесс сгорания в данном случае протекает более интенсивно по сравнению с впрыском через многодырчатый распылитель. Это подтверждается данными табл. 10, которые показывают, что снижаются выбросы CO и HC, а выбросы NO_x при этом несколько возрастают.

Выводы

Применение машины быстрого сжатия и расширения (RCEM) позволило детально исследовать процесс сгорания в двухтопливном GI-двигателе. Результаты экспериментов показали, что по скорости тепловыделения процесс GI-двигателя мало отличается от дизеля, однако выбросы NO_x и сажи в нем значительно ниже.

Выбросы NO_x GI-двигателя пока превышают лимиты, установленные стандартом IMO Tier 3, поэтому необходимы дополнительные меры, например, использование системы рециркуляции отработавших газов (EGR).

Имитация действия EGR осуществлялась за счет снижения содержания кислорода во впускном воздухе до 17,5 %, при этом, как и ожидалось, выбросы NO_x резко уменьшились.

Машина RCEM оказалась весьма удобным средством для экспериментальной проверки влияния на процесс сгорания таких факторов, как давление впрыска газа, дальнобойность факела и интенсивность завихрения потока. Однако оптимизация рабочего процесса для двигателя GI оказалась более сложной задачей, чем для дизеля, ввиду недостатка подобного опыта в мировой практике.

Изучив источники образования NO_x и PM, можно приступить к задаче минимизации количества пилотного топлива, а также проверить некоторые новые идеи, например использование мощного лазера для зажигания газа.

Подобие процессов тепловыделения в двухтопливном GI-двигателе и в дизеле дает основание надеяться, что газовый двигатель сможет приблизиться к дизелю по КПД. Основная проблема состоит в том, что сжатие природного газа до 25–30 МПа требует порядка 3–5 % от всей полезной мощности двигателя. Решение этой проблемы видится в создании системы сжатия сжиженного природного газа (LNG) до 25–30 МПа и его испарения при указанном давлении.

Литература

1. *T. Fukuda, M. Ohtsu, M. Hanafusa, P. S. Pedersen, O. Grone and O. Schnohr.* «Development of the World's First Large-Bore Gas-Injection Engine» in 21st CIMAC Interlaken, 1995, Paper №. D51.

2. *L. Juliussen, M. Kryger and A. Andreasen.* «MAN B&W ME-GI Engines. Recent Research and Results» in International Symposium on Marine Engineering (ISME), Kobe, 2011.

3. *M. Miyake, T. Biwa, Y. Endoh, M. Shimotsu, S. Murakami and T. Komoda.* «The development of high output, highly efficient gas burning diesel engines» in 15th CIMAC Paris, 1983. — P.1193–1216.

НОВЫЙ ДВУХТОПЛИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ MAN DIESEL & TURBO SE ТИПА 35/44DF

Alexandre Menage, MAN Diesel and Turbo SE, Германия
Anthony Gruand, MAN Diesel and Turbo SAS, Франция
Pierre Berg, MAN Diesel and Turbo SAS, Франция
Rainer Golloch, MAN Diesel and Turbo SE, Германия

Реферат

Работы по созданию четырехтактных среднеоборотных двигателей 35/44DF, проводимые «MAN Diesel & Turbo», продолжают программу развития двухтопливных двигателей на основе технологии common rail. В настоящем докладе рассматриваются основные конструктивные особенности 35/44DF, а также передовые технологии, способные обеспечить соответствие изделия будущим требованиям рынка. Новый четырехтактный двигатель был создан в рекордно короткий срок — всего за 18 месяцев. Целью данной разработки было создание двигателя с высокими значениями КПД и удельной мощности, низким уровнем выбросов (IMO Tier 2 при работе на дизельном топливе и IMO Tier 3 при работе на газе). При этом обеспечена возможность широкого выбора топлива (HFO, MDO, MGO и природный газ). Новое семейство машин с цилиндровой мощностью 530 кВт покрывает мощностной диапазон от 3,2 до 10,6 МВт. Двигатель 35/44DF, обладающий наибольшей мощностью в своем сегменте, дополнит мощностной диапазон существующего семейства 51/60DF. В качестве прототипа принята модель 32/44CR-T2, отличающаяся высокой степенью взаимозаменяемости компонентов, что обеспечит возможность модернизации 32/44CR-T2 до 35/44DF. Опытный образец двигателя прошел процесс испытаний и аттестации на стенде «MAN Diesel & Turbo» в Аугсбурге, по итогам которых двигатель получил сертификаты ведущих классификационных обществ.

Введение

К основным факторам, определяющим тенденции развития двигателей, относятся рост энергопотребления в мире, ведущий к повышению цен на топливо (рис. 1), а также растущая озабоченность общества экологическими проблемами.

Международная морская организация (IMO) приняла жесткие нормы предельно допустимых выбросов NO_x и содержания серы в топливе в зонах контролируемых выбросов (ECA — Emission Control Areas [1]). В течение нескольких последних лет эти нормы последовательно снижались (рис. 2).

Все это заставляет судостроителей, судовладельцев и классификационные общества находить новые решения, которые бы позволили выполнить требования законодательства с учетом соображений экономической целесообразности.

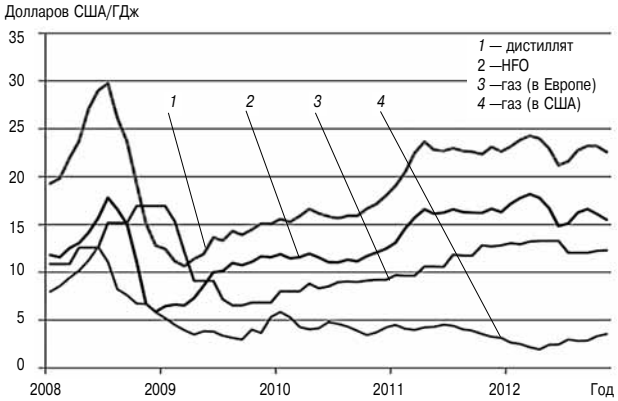


Рис. 1. Изменение цен на топливо (по данным [2])

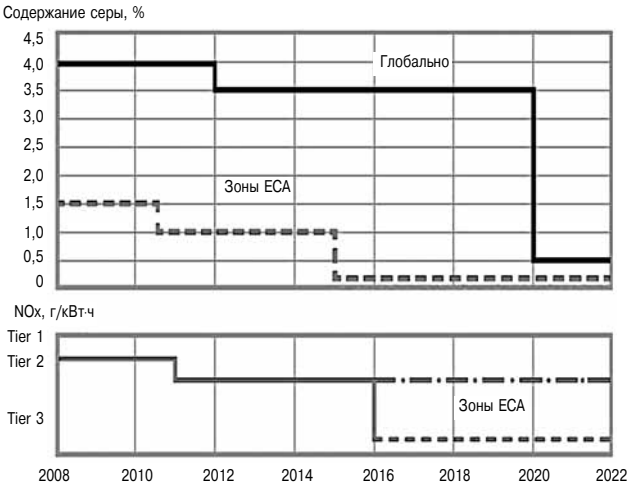


Рис. 2. Предельно допустимые значения вредных выбросов, установленные IMO — график ввода в действие (по данным [2])

Новый четырехтактный среднеоборотный двухтопливный двигатель «MAN Diesel & Turbo» SE типа 35/44DF был разработан с целью удовлетворить упомянутые выше требования рынка.

С этой точки зрения двухтопливный двигатель (газодизель) представляется весьма привлекательным решением, поскольку дает возможность выбора между несколькими видами топлива (тяжелое топливо, дистилляты и природный газ), что особенно важно в условиях постоянно меняющихся цен и большого разнообразия инфраструктуры логистики в мировых портах. Двухтопливные двигатели не только облегчают выполнение требований IMO по ограничению вредных выбросов, но и позволяют в любой момент перейти на жидкое топливо при возникновении каких-либо проблем с работой на газе.

Двигатель 35/44DF был создан на базе современной и надежной модели 32/44CR, обеспечивающей показатели выбросов IMO Tier 2. Разработчики выполнили новый проект на основе серийной машины с использованием в максимально возможной степени ее компонентов,

что позволило модернизировать 32/44CR Tier 2 до 35/44DF прямо на борту судна.

Термодинамика и рабочий процесс

«Многотопливность» двигателя означает возможность работы на нескольких видах топлива. При работе на жидком топливе существует широкий выбор его видов. Это могут быть судовое маловязкое топливо (MGO), флотский мазут (MDO) или тяжелый мазут (HFO). В этом случае рабочий процесс соответствует работе двигателя 32/44CR Tier 2 в «дизельном» режиме.

При работе в «газовом» режиме также возможно использование различных видов газообразного топлива, отличающихся значениями метанового числа. Рабочий процесс в «газовом» режиме характеризуется тем, что до начала воспламенения камера сгорания заполняется обедненной гомогенной смесью газового топлива и воздуха. Для зажигания смеси используется впрыск пилотного топлива [5, 6].

Для обеспечения работы на различных видах топлива была спроектирована камера сгорания, конструкция которой предлагает разумный компромисс между различными типами рабочих процессов. При создании камеры сгорания широко использовались методы компьютерного моделирования гидродинамики (CFD). В результате были разработаны две конфигурации днища поршня, испытанные на действующем макете (опытном двигателе) для трех разных значений степени сжатия.

В обеих конфигурациях была использована чашеобразная камера в поршне разной глубины. В конфигурации для жидкого топлива использовалась глубокая чаша, для газообразного топлива — относительно плоская чаша (рис. 3). Варьируя величиной степени сжатия и формой камеры сгорания, предстояло подобрать оптимальный вариант для «газового» и «дизельного» режимов работы с точки зрения КПД и других показателей качества.

Работа в «газовом» режиме на обедненной смеси основана на использовании отдельной системы common rail для впрыска пилотного топлива ([5, 6]). Конструкция крышки цилиндра 32/44CR Tier 2 в новом двигателе также была сохранена. Положение «креста» клапанов и форсунки пилотного топлива подобрано таким образом, чтобы был обеспечен оптимальный компромисс с точки зрения простоты конструкции, эффективности охлаждения и максимального термодинамического КПД (рис. 4).

Особое внимание при этом было уделено профилированию входного и выходного каналов в крышке цилиндра. Гидродинамические расчеты позволили выбрать оптимальный, с точки зрения гидравлических потерь и топливной экономичности, вариант (рис. 5). Впоследствии этот выбор был подтвержден с помощью физического моделирования.

Впуск газообразного топлива низкого давления производится индивидуально в каждый цилиндр с помощью дозирующего клапана и подводящей трубки. Главные преимущества такого способа — точное поддержание соотношения воздух–топливо и получение более однородной рабочей смеси. Это достигается не только возможностью оптимизации варьируемых параметров, таких как момент начала впрыска газа, длительность и давление впрыска, но за счет правильного выбора



Рис. 3. Две конфигурации камеры сгорания двигателя 35/44DF

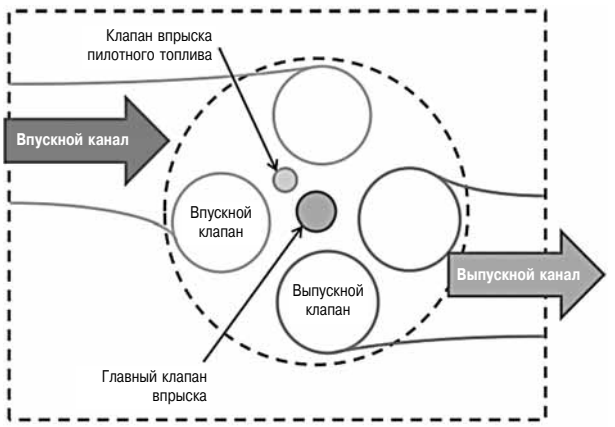


Рис. 4. Расположение клапанов, форсунок главного и пилотного топлива (схема)

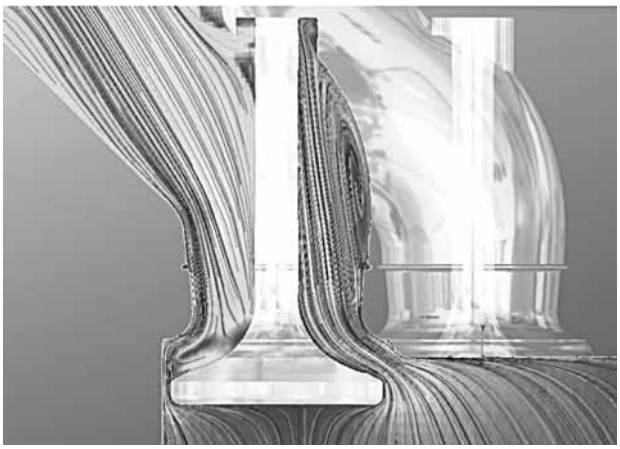


Рис. 5. Воздушный поток через впускной клапан двигателя 35/44DF (по результатам компьютерного моделирования)

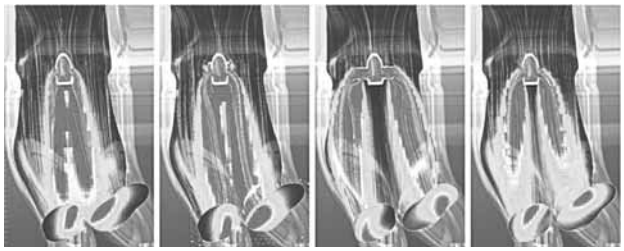


Рис. 6. CFD-моделирование образования газовоздушной смеси во впускном тракте 35/44DF

положения и геометрии подводящих каналов [3]. С целью оптимизации работы двигателя в «газовом» режиме с помощью CFD-моделирования был исследован процесс образования газовоздушной смеси во впускном тракте (рис. 6). Это исследование является чрезвычайно важным для определения оптимального положения и формы подводящей газ трубки с точки зрения наиболее полного сгорания и минимизации выбросов.

В результате моделирования была разработана конфигурация рабочего процесса двигателя с высокой геометрической степенью сжатия в сочетании с циклом Миллера. Применение турбокомпрессора с высокой степенью повышения давления, заимствованного от прототипа 32/44CR Tier 2, в сочетании с оптимизацией (расчетными методами) геометрии камеры сгорания позволили отказаться от системы регулирования углов газораспределения. Двигатель способен работать в широком диапазоне режимов без детонации и пропусков вспышек, что гарантирует низкий уровень выбросов NO_x и максимальный КПД.

Размеры и технические характеристики

При разработке двигателя 35/44DF предполагалось использовать его для привода оборудования самого различного назначения, включая механические агрегаты и генераторные установки. Рядная компоновка наиболее удобна для главных судовых двигателей, хотя вполне подходит и для генераторов. В V-образном исполнении, обеспечивается диапазон мощности от 6,4 до 10,6 МВт. Таким образом, дополняется серия 51/60DF, что в итоге дает мощностной ряд двухтопливных двигателей «MAN Diesel & Turbo SE», представленный на рис. 7.

В табл. 1 и 2 приведены основные технические характеристики и габариты нового семейства двигателей 35/44DF

Цилиндровая мощность двигателя составила 530 кВт, что превосходит аналогичные показатели всех остальных двигателей в данном сегменте. Турбокомпрессор может быть установлен как со стороны маховика, так и со стороны свободного конца двигателя, направление вращение может быть правым или левым. Фильтры и устройства управления устанавливаются непосредственно на

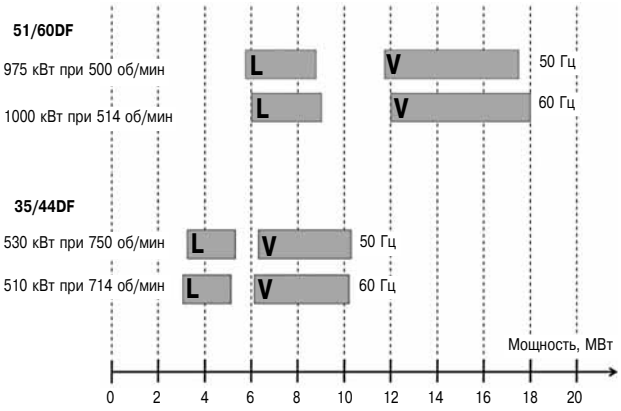


Рис. 7. Мощностной ряд двухтопливных двигателей «MAN Diesel & Turbo SE»

Таблица 1

Основные технические параметры двигателя 35/44DF

Параметр	50Гц	60Гц
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	350/440	
Рабочий объем, л/цил	42,3	
Число цилиндров	6–10/12–20	
Скорость, об/мин	750	720
Цилиндровая мощность, кВт/цил	530	510
BMEP, бар	20	
Диапазон мощности, кВт$_{мех}$	3060–10 600	
КПД, %$_{мех}$ D: IMO Tier 2 G: Tier 3 *MN* = 80, 100 % нагрузки 5% допуск, условия по ИСО (25 °C, 1 бар), с приводными насосами. G: с учетом пилотного топлива	Газовый режим: 46,7 Дизельный режим: 45,1	

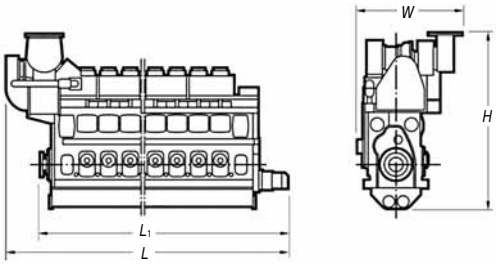


Таблица 2

Весогабаритные показатели рядного двигателя 35/44DF

Число цилиндров	6	7	8	9	10
Длина *L*, мм	6485	7015	7545	8075	8605
Длина L_1, мм	5265	5877	6407	6937	7556
Ширина *W*, мм	2539	2678	2678	2678	2678
Высота *H*, мм	4163	4369	4369	4369	4369
Сухая масса, кг	40 500	45 600	50 700	55 000	59 700

двигателе. Подвод и отвод рабочих сред (масло, охлаждающая вода, воздух и т. п.) осуществляется со стороны свободного конца двигателя. В итоге получилась компактная конструкция с полностью интегрированными компонентами и интерфейсами, сконцентрированными в одном месте,

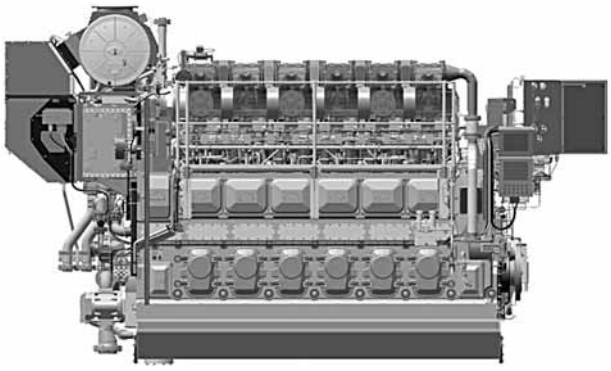


Рис. 8. 6L35/44DF — вид сбоку

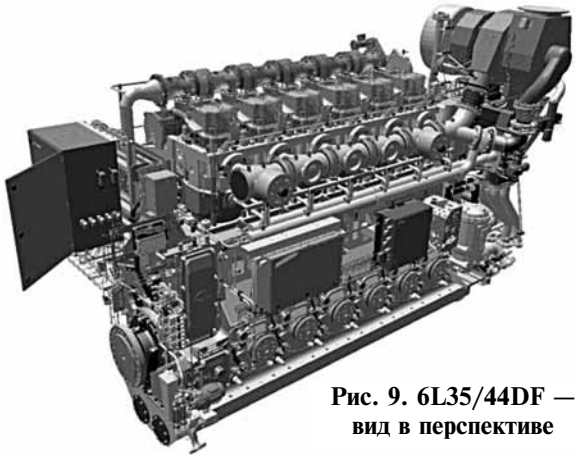


Рис. 9. 6L35/44DF — вид в перспективе

что значительно упрощает стыковку с внешними устройствами.

На рис. 8 и 9 показаны продольное и боковое изображения 6-цилиндрового рядного варианта 35/44DF с турбокомпрессором, установленным на свободном конце двигателя, а на рис. 10 показан поперечный разрез этого двигателя.

Одним из главных условий при создании нового двигателя было требование, чтобы его конструкция базировалась на серийной модели 32/44CR Tier 2 с системой впрыска топлива типа common rail. При этом проектанты исходили из того, что в ходе работы будут спроектированы все новые компоненты, необходимые для работы на природном газе, но в то же время максимально возможное число компонентов будет использовано от 32/44CR Tier 2, чтобы для работы на дизельном топливе были реализованы хорошо отработанные технологии. Подобный подход позволил не только сократить время и усилия, затрачиваемые на разработку, но и в максимальной степени использовать взаимозаменяемость компонентов, что может дать существенную экономию средств на обслуживание и ремонт.

Взаимозаменяемость компонентов — одно из условий, обеспечивающих возможность модернизации 32/44CR Tier 2 до 35/44DF непосредственно на борту судна.

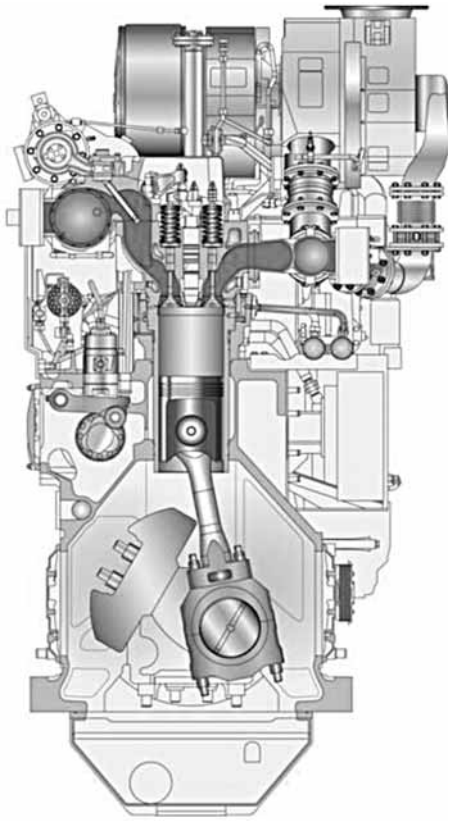


Рис. 10. Поперечный разрез рядного варианта 35/44DF

32/44CR Tier II - прототип нового двигателя

32/44CR Tier 2 — мощный, надежный и долговечный двигатель с системой топливоподачи типа common rail. Его цилиндровая мощность составляет 560 кВт, что делает его одним из наиболее мощных дизелей в данном сегменте.

В судовом исполнении двигателя он отличается низким удельным расходом топлива (SFOC), при этом его вредные выбросы находятся в пределах, соответствующих нормам IMO Tier 2. Еще одним преимуществом данного двигателя является сочетание турбокомпрессора MAN серии TCR с системой управления газораспределением, что позволяет сохранить эффект Миллера на частичных нагрузках и способствует повышению температуры сгорания и, следовательно, снижению сажеобразования (рис. 11).

Система впрыска двигателя 32/44CR Tier 2 основана на принципе common rail. Она работает следующим образом (рис. 12). Для создания необходимого давления топлива в аккумуляторе используется механический насос *1*, приводимый от кулачкового вала. Через специальные трубки с двойными стенками *2* топливо поступает в аккумуляторы *3*, где поддерживается высокое давление. Все топливные аккумуляторы соединены между собой и образуют систему common rail. Топливо под высоким давлением поступает к электронно-управляемым форсункам *4*.

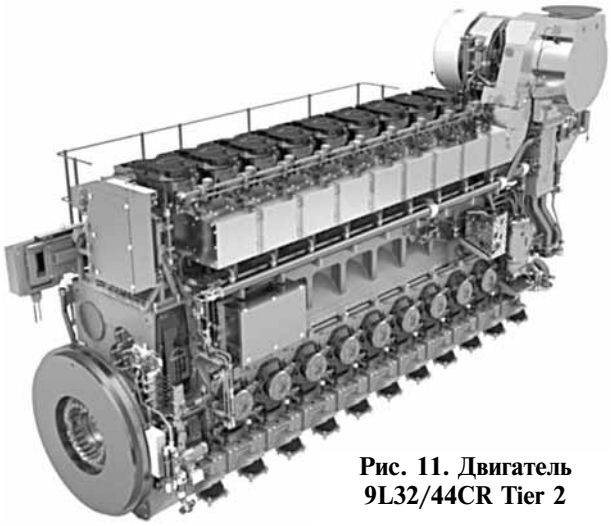


Рис. 11. Двигатель 9L32/44CR Tier 2

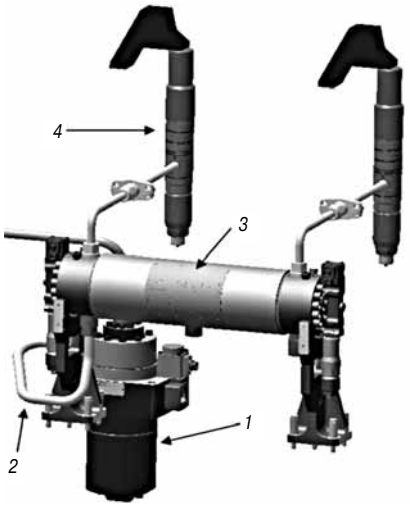


Рис. 12. Система впрыска топлива двигателя 32/44CR Tier 2 типа common rail

Система типа common rail обеспечивает большую гибкость управления параметрами впрыска, позволяя менять углы, давление и длительность впрыска независимо в каждом цилиндре, с целью оптимизации расхода топлива и выбросов NO_x во всем рабочем диапазоне нагрузок. При проектировании системы учитывались стандарты безопасности [7], предусматривающие резервирование отдельных цепей и устройств. Система впрыска, заимствованная от прототипа, действует только при работе на жидком топливе.

Дизель типа 32/44CR Tier II имеет электронную систему управления и контроля SaCoSone (Safety and Control System on Engine), разработанную и выпускаемую «MAN Diesel & Turbo». Эта система обеспечивает безопасность и надежность установки за счет функций резервирования, действующих даже при работе двигателя в автономном режиме.

Новые технологии и элементы конструкции

Как отмечалось выше, одним из основных требований при создании нового двигателя была возможность работы на жидком и газообразном топливах. Это стало возможным благодаря использованию в его конструкции множества деталей и узлов прототипа.

Таблица 3

Относительное количество заимствованных, вновь спроектированных и модифицированных узлов двигателя L35/44DF

Доля заимствованных узлов	45 %
Доля переделанных узлов	25 %
Доля модифицированных узлов	20 %
Доля вновь спроектированных газовых узлов	10 %

Количество заимствованных, вновь спроектированных и модифицированных узлов нового двигателя приведено в табл. 3.

Когда один и тот же двигатель должен работать попеременно то на жидком, то на газообразном топливах, его среднее эффективное давление должно быть снижено по сравнению с дизельным вариантом. Следовательно, при неизменном рабочем объеме выходная мощность двигателя также снизится. Чтобы избежать снижения мощности, диаметр цилиндра был увеличен с 32 до 35 см. Это означает, что модернизация прототипа до газодизеля включает расточку блока цилиндров, которая без труда может быть выполнена на борту судна. Таким образом, исходная мощность двигателя сохраняется.

Возможность модернизации, которая планировалась с самого начала разработки двигателя 35/44DF, позволяет заказчику улучшить показатель конструктивной энергоэффективности EEDI за счет увеличения возможного ассортимента топлив и гарантии соответствия перспективным экологическим нормативам.

Основные компоненты, не вошедшие в список заимствованных узлов 32/44CR, которые пришлось проектировать заново:

- ➢ система подачи газа;
- ➢ система впрыска пилотного топлива;
- ➢ система контроля (соотношения воздух–топливо).

Подача газа для работы в «газовом» режиме осуществляется через газовую трубку, установленную на двигателе. В ходе проектирования было апробировано несколько вариантов разных конструктивных решений в попытках найти оптимальный вариант при соблюдении условия соответствия правилам классификационных обществ и действующим директивам ЕС. Система подачи газа представлена на рис. 13.

Система разделена на две части. Первая из них (см. рис. 13) смонтирована в верхней части двигателя. Она состоит из литых впускных патрубков

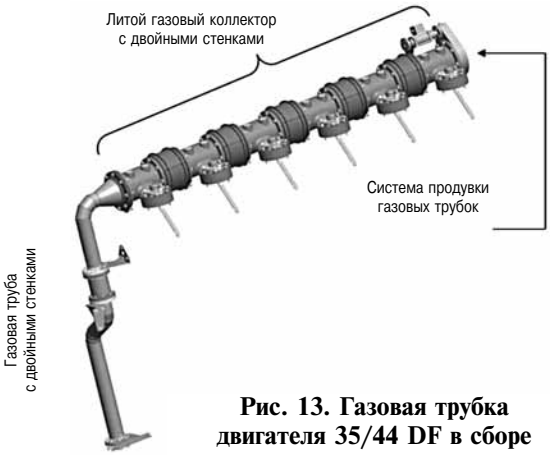


Рис. 13. Газовая трубка двигателя 35/44 DF в сборе

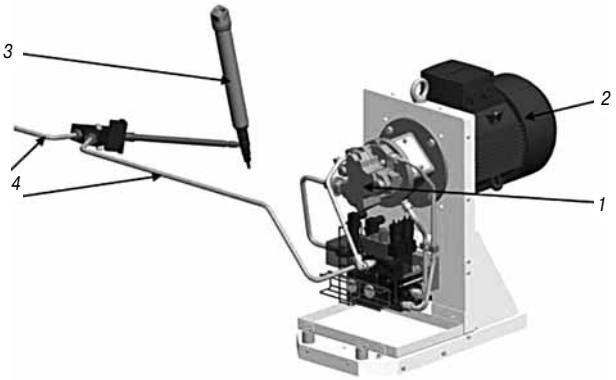


Рис. 15. Система впрыска пилотного топлива двигателя 35/44DF

(по одному на каждый цилиндр), соединенных между собой с помощью компенсаторов. В каждый впускной патрубок встроен дозирующий газовый клапан.

Вторая часть данной системы образует общий впускной ресивер, к которому подключена трубка подачи газа. Эта часть системы состоит из сварных гнутых стальных трубок. Такое решение предотвращает коррозию трубок в условиях работы на объекте. Система включает компенсаторы, устраняющие влияние допусков и возможных неточностей при сборке.

Для повышения надежности трубки имеют двойные стенки, образующие буферный объем между газом и атмосферой. При работе на газе включается система вакуумирования и воздушной продувки буферного объема. Там же установлены специальные датчики для обнаружения утечек газа из газовой магистрали, а вакуумирование предотвращает попадание утечек в атмосферу. С целью повышения уровня безопасности подобная буферная система двойных стенок окружает дозирующий газовый клапан.

На рис. 14 показана схема подачи газа из главной магистрали через дозирующий клапан во впускной канал крышки цилиндра. Регулирование

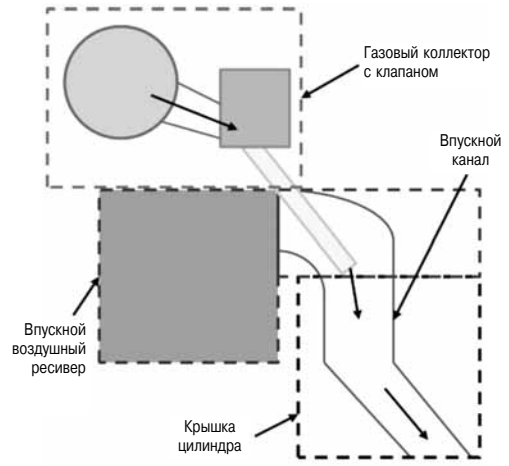


Рис. 14. Схема подачи газа во входные патрубки

подачи газа осуществляется электронной системой управления SaCoSone. Система обеспечивает точное поддержание соотношения воздух–топливо и однородный состав поступающей в цилиндры рабочей смеси. Это позволяет осуществить надежное зажигание смеси минимальным количеством пилотного топлива.

Система впрыска пилотного топлива типа common rail показана на рис. 15. Основным компонентами системы являются топливный насос высокого давления *1* с приводом от электродвигателя *2*. Топливо от электронасоса высокого давления *1* поступает к форсункам пилотного топлива *3* через трубки *4*. Трубки *4* соединены между собой и выполняют роль аккумулятора топлива под давлением. Электронное управление форсунками обеспечивает возможность изменения цикловой подачи и углов впрыска.

При работе на газе особую важность приобретает точное задание и поддержание соотношения воздух–топливо (λ). Во-первых, это позволяет достичь максимума КПД во всем диапазоне рабочих режимов. Во-вторых — снижает вероятность приближения к границам детонации.

На рис. 16 показан турбокомпрессор двигателя 35/44DF.

Система λ-контроля непосредственным образом влияет на давление воздушного заряда, что позволяет оптимизировать параметры работы двигателя во всем диапазоне нагрузок за счет регулирования λ. В ходе исследований были разработаны и испытаны на опытном двигателе несколько вариантов системы λ-контроля.

Одним из бесспорных преимуществ двигателя 35/44DF является использование известной и испытанной временем системы электронного управления SaCoSone. Это фирменная система «MAN Diesel & Turbo», дополненная функциями управления впрыском пилотного топлива и подачей газа. Система управления построена по модульному принципу. Она устанавливается непосредственно на двигателе, что позволяет



Рис. 16. Турбокомпрессор двигателя 35/44DF

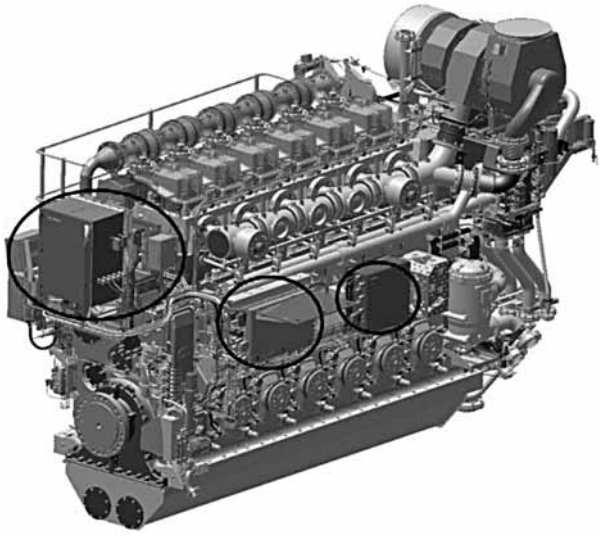


Рис. 17. Расположение модулей системы SaCoSone на двигателе 35/44DF

сократить количество внешних соединений с одновременной децентрализацией функций. Все модули системы SaCoSone обладают значительной степенью автономности за счет резервирования коммуникаций, что повышает эксплуатационную надежность системы. Для удобства оператора предусмотрен сенсорный TFT-экран, устанавливаемый на двигателе.

Наличие двух возможных режимов работы двигателя 35/44DF (на дизельном топливе и на газе) привело к определенному функциональному усложнению системы управления, и, соответственно, к появлению дополнительных датчиков, кабелей, узлов и соединения по сравнению с двигателем, работающем на топливе одного вида.

Система управления выполняет все необходимые функции и генерирует все необходимые данные для безопасной и надежной работы [3, 5] двигателя 35/44DF за счет установки следующих модулей SaCoSone:

- ➢ модуль впрыска;
- ➢ модуль расширения функциональности;
- ➢ модуль контроля детонации;
- ➢ модуль управления (система управления и защиты двигателя);
- ➢ модуль ATEX (модуль мониторинга состояния главного подшипника);
- ➢ пульт местного управления с резервным дисплеем.

Система дополнена рядом компонентов (например, датчиками и исполнительными устройствами), соответствующими требованиям стандарта ATEX, которые обеспечивают безопасность во взрывоопасной атмосфере. Расположение указанных компонентов на двигателе представлено на рис. 17.

Концепция безопасности

Поскольку рядный двигатель 35/44DF предназначается, главным образом, для использования на судах, его функции безопасности должны удовлетворять требованиям классификационных обществ, IMO и действующих директив ЕС.

Исходя из правил классификационных обществ и директив ЕС, меры обеспечения безопасности обычно делятся на две категории: активные и пассивные.

Активные меры направлены на исключение источников возгорания. В качестве таковых двигатель, как правило, оборудуется детектором разбрызгивания масла, системой мониторинга главного подшипника и детектором масляного тумана. При первых признаках неполного сгорания топлива вследствие пропуска вспышек модуль аварийно-предупредительной сигнализации и защиты системы SaCoSone оперативно реагирует на эти сигналы при помощи установленной на двигателе системы контроля детонации. Кроме того, газовая трубка на всем ее протяжении, включая впускной газовый клапан, имеет двойную стенку (рис. 18), причем в пространстве между стенками поддерживается вакуум. Датчики HC, установленные на газовой трубке, мгновенно



Рис. 18. Фрагмент газовой трубки двигателя 35/44DF с двойными стенками

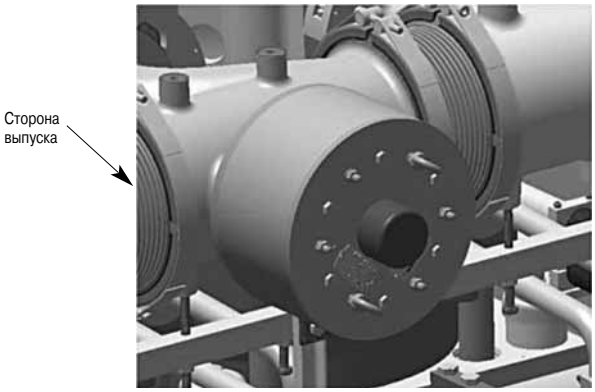


Рис. 19. Предохранительные клапаны на выпускной трубе двигателя 35/44DF

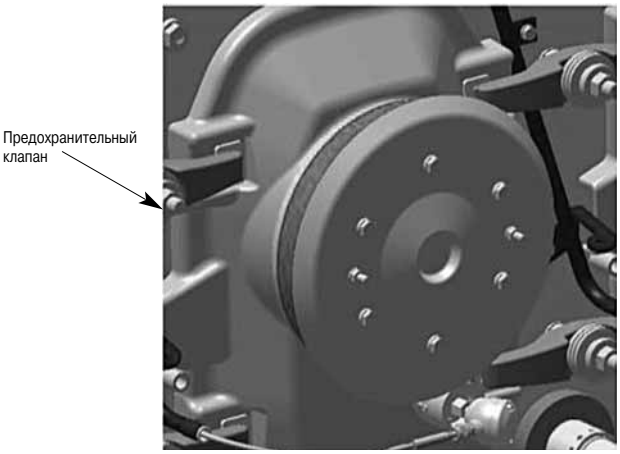


Рис. 20. Предохранительные клапаны на крышке окна картера

улавливают любую утечку газа из внутренней газовой трубки. При этом модуль аварийно-предупредительной сигнализации и защиты переводит двигатель в дизельный режим, а газовая трубка на всем ее протяжении продувается азотом. Пуск и останов двигателя 35/44DF осуществляется только в дизельном режиме, а при любом переходе из газового режима в дизельный алгоритм управления предусматривает обязательную продувку азотом. Таким образом, при обнаружении газа там, где его не должно быть, двигатель переводится из газового режима в дизельный, а газовая трубка продувается инертным газом [3, 5].

Пассивные меры безопасности сводятся к установке предохранительных устройств, срабатывающих после того как взрыв или возгорание уже произошли. Взрывоопасными объектами являются область выпускной трубы и картер, поэтому труба оборудуется предохранительными клапанами (рис. 19), которые выдерживают давление перегрузки до 8 бар, а открываются при давлении порядка 5 бар, при этом рабочее давление (на выходе) составляет от 3 до 4 бар. Предохранительный клапан оборудован пламегасителем, поэтому при взрыве наружу выбрасываются только горячие газы, но не пламя. Картер тоже оборудован сертифицированными предохранительными клапанами с пламегасителями, устанавливаемыми на крышках окон картера. Этот элемент также заимствован от прототипа 32/44CR Tier 2 (рис. 20).

Испытания и аттестация

В июле 2012 г. опытный образец двигателя 6L35/44DF прошел испытания на стенде «MAN Diesel & Turbo SE» в Аугсбурге, Германия (рис. 21). Испытания проводились с целью проверки и аттестации новых компонентов, а также настройки систем управления двигателем. При этом определялись рабочие параметры двигателя в газовом и дизельном режимах работы для всех предполагаемых применений.

Задача испытаний состояла не только в адаптации двигателя для работы на газе, но и в том, чтобы обеспечить оптимальные показатели и максимальную надежность в условиях, когда двигатель используется для работы на двух принципиально различных видах топлива.

Необходимо было обеспечить возможность переключения двигателя под нагрузкой с дизельного топлива на газ и обратно, хотя такая возможность наиболее критична именно в экстренных ситуациях при работе на газе. В последнем случае необходимо обеспечить соответствие требованиям классификационных обществ, а также ISO 8528 в части допустимых отклонений скорости в переходных процессах при резких изменениях нагрузки. Процедура аттестации включала измерения температуры, напряжений и вибраций в различных точках вновь спроектированных и некоторых заимствованных ключевых компонентов, таких как, например, крышка цилиндра. Цель таких измерений — сравнить полученные результаты с результатами моделирования, чтобы убедиться в правильности использованных методов моделирования.

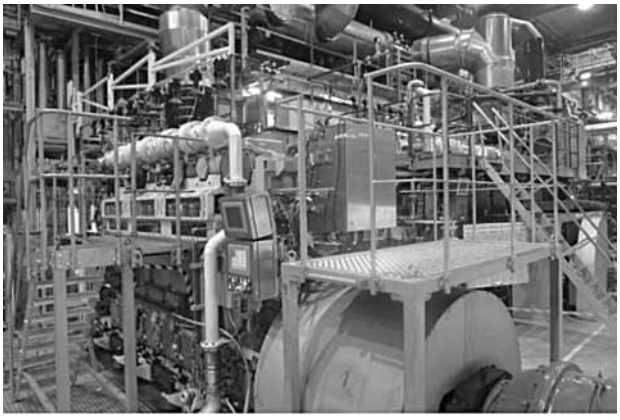


Рис. 21. Опытный экземпляр двигателя 6L35/44DF на заводском стенде в Аугсбурге, Германия

Программа испытаний и этап аттестации завершены типовыми испытаниями и сертификацией в присутствии представителей не менее десяти классификационных обществ.

Можно констатировать, что опытный двигатель 6L35/44DF показал превосходные результаты по всем показателям, что позволяет надеяться на будущие рыночные успехи этой модели.

Выводы

Двухтопливный двигатель 35/44DF был создан на основе изучения текущих и перспективных запросов рынка судовых и стационарных двигателей.

Семейство двигателей перекрывает диапазон мощности от 3,2 до 10,6 МВт и дополняет серию 51/60DF. Это свидетельствует о том, что номенклатура «MAN Diesel & Turbo» пополнилась еще одним актуальным и конкурентоспособным продуктом.

Важнейшим преимуществом нового двигателя является то, что по выбросам NO_x он удовлетворяет действующим требованиям IMO Tier 2 при работе на жидком топливе и перспективным требованиям IMO Tier 3 при работе на газообразном топливе, без какой-либо дополнительной очистки отработавших газов. Двигатель способен обеспечить работу на самых различных видах топлива (HFO, MDO, MGO и природный газ), сохраняя при этом наилучший для двигателей данного класса КПД. Для владельцев судов, оборудованных двигателями 32/44CR Tier 2, чрезвычайно существенным обстоятельством является возможность модернизации этих двигателей до 35/44DF прямо на борту судна, что обеспечивает выполнение требований экологического законодательства на ближайшие годы, и таким образом позволяет продлить срок эксплуатации судов.

Помимо надежности и долговечности, свойственных всем изделиям «MAN Diesel & Turbo», новый двигатель продемонстрировал высокую степень безопасности и эксплуатационной готовности благодаря использованию современных систем управления, аварийно-предупредительной сигнализации и защиты.

Использованные обозначения и сокращения

CFD — трехмерная вычислительная гидродинамика
CO_2 — двуокись углерода
CR — common rail
DF — двухтопливный
ECA — область контролируемых выбросов
EEDI — показатель планируемой энергоэффективности
FMEA — анализ видов и результатов отказов
HFO — тяжелый мазут
IMO — Международная Морская Организация
ISO — Международная Организация по Стандартизации
MDT — MAN Diesel & Turbo SE
MDO — флотский мазут
MGO — судовое маловязкое топливо
NO_x — окислы азота
SFOC — удельный расход топлива
SO_x — окислы серы
TCR — радиальный турбокомпрессор
TFT — Thin-Film Transistor

Литература

1. IMO — International Maritime Organization (2009): Revised MARPOL Annex VI Regulations for the prevention of air pollution from ships. London, England.

2. *Kunkel, S., et. al.* (2013): The new Gas and Dual Fuel Engines by MDT for maritime and stationary applications. WTZ Gas Engine Conference, Dessau, Germany.

3. *Golloch, R., et. al.* (2012): The new 10.6 MW Gas Engine from MAN Diesel & Turbo SE. Power-Gen Europe 2012 in Koln, Deutschland.

4. MAN Diesel & Turbo SE (Ed.) (2012): 35/44 DF Medium-speed four-stroke dual-fuel engine. Brochure from MAN Diesel & Turbo SE, Augsburg, Germany.

5 *Bockhoff, N., et. al.* (2010): Operational experience of the 51/60 DF from MAN Diesel & Turbo SE. CIMAC Congress, Bergen, Norway.

6. *Bockhoff, N., et. al.* (2007): The 51/60 DF from MAN Diesel SE - The most powerful 4-stroke Dual Fuel Engine on the Market. WTZ Gas Engine Conference, Dessau, Germany.

7. MAN Diesel & Turbo SE (Ed.) (2012): 32/44 CR Medium-speed four-stroke diesel engine. Brochure from MAN Diesel & Turbo SE, Augsburg, Germany.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.43.018

Тер-Мкртичьян Г.Г. Двигатели с продолженным расширением рабочего тела // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 3–9.

Ключевые слова: рабочее тело, продолженное расширение, цикл Аткинсона, цикл Миллера, топливная экономичность, траверсный преобразующий механизм, разделенные такты, спандерный режим.

Рассмотрены особенности циклов Аткинсона и Миллера с продолженным расширением рабочего тела с целью повышения топливной экономичности. Приведено описание траверсного преобразующего механизма НАМИ, обеспечивающего продолженное расширение рабочего тела за счет управления движением поршней. На примере двигателя ВАЗ показана возможность реализации рабочего цикла с продолженным расширением в эспандерных цилиндрах.

Табл. 2. Ил. 12. Библ. 8.

УДК. 621.436

Дмитриевский Е.В. Распределение давления газов в межкольцевых пространствах поршня малооборотного двухтактного двигателя // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 10–14.

Ключевые слова: малооборотный двухтактный двигатель, поршневые кольца, межкольцевое пространство, давление и расход газов, износ втулки цилиндров.

Показано влияние характера распределения давления и расхода газов в межкольцевых пространствах поршня двухтактного малооборотного дизеля на износ втулки цилиндра. Выполнены расчеты и измерения давления и расхода газов в межкольцевых пространствах поршня, показана взаимосвязь этих параметров с конструкцией поршневого кольца и условий его работы. Разработана и экспериментально проверена методика и программа расчета на ЭЦВМ параметров течения газов через поршневые кольца при работе двигателя.

Ил. 5. Библ. 14.

УДК 621.436

Бирюк В.В., Каюков С.С., Белоусов А.В., Галлямов Р.Э. Методика прогнозирования качества распыливания топлива форсункой на основе CALS/ИПИ технологий // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 15–19.

Ключевые слова: дизельный двигатель, система топливоподачи, система впрыска топлива common rail, качество распыливания, регрессионная модель, моделирование.

Показана возможность оценки качества распыливания топлива форсункой на основании результатов расчета динамики элементов системы топливоподачи дизельного ДВС в специализированном пакете прикладных программ LMS Imagine.Lab AMESim. Предложены инструменты анализа для сравнения качества распыливания топлива в различных вариантах систем топливоподачи методами построения регрессионных моделей. Предложена структура и методика построения блока предварительного анализа качества распыления топлива. Ил. 7. Библ. 7.

УДК 621.437

Равич А.Ф., Богданов С.Н. Автоэквидистантальное роторно-поршневое устройство // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 20–24.

Ключевые слова: роторно-поршневое устройство, эквидистанта, автоэквидистанта, кинематика и динамика движения ротора.

Представлены результаты анализа кинематики и динамики автоэквидистантального роторно-поршневого устройства, аналогичного устройству двигателя Ванкеля. Показано, что по сравнению с устройством двигателя Ванкеля предлагаемое устройство обеспечивает более высокую надежность радиальных герметизирующих уплотнений и развивает существенно больший крутящий момент. Ил. 5. Библ. 6.

УДК 621.432.3:62-52

Лысунец А.В., Медведев В.В.

Моделирование скоростных характеристик ДВС для разработки автоматических систем управления с обратной связью // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 25–27.

Ключевые слова: двигатель с принудительным воспламенением смеси, скоростные характеристики, угол открытия дросселя, регрессионная модель, система управления.

Предложена математическая модель двигателя внутреннего сгорания с принудительным воспламенением топливной смеси, полученная методом аппроксимации экспериментальных скоростных характеристик. Модель определяет значение угла открытия дроссельной заслонки в зависимости от внешней нагрузки и скоростного режима двигателя. Модель рекомендуется в качестве имитатора ДВС при разработке алгоритмов и программ управления автоматическими системами с обратной связью. Ил. 2. Библ. 3.

УДК 621.43

Смолинский С.Н., Булат Р.Е., Сайданов В.О. Концепция децентрализованного энергоснабжения объектов МО РФ и проблемы подготовки военных инженеров-энергетиков // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 28–32.

Ключевые слова: объекты военной инфраструктуры, системы децентрализованного энергоснабжения, экстремальные условия эксплуатации, когенерация, нетрадиционные источники энергии, военные инженеры-энергетики, квалификационные требования.

Разработана концепция децентрализованного энергоснабжения объектов военной инфраструктуры, действующих в условиях Крайнего Севера. Показано, что наиболее эффективны в этих условиях объекты с поливалентной структурой, включающие как традиционные источники электроэнергии и тепла, так и нетрадиционные (ветрогенераторы, солнечные батареи и т. д). Сформулированы требования к особенностям подготовки военных инженеров-энергетиков осуществляющих профессиональную деятельность в экстремальных условиях.

Табл. 2. Ил. 1. Библ. 4.

УДК 621.443

Ерофеев В.Л., Ганин Н.Б., Пряхин А.С. Пределы повышения энергетической эффективности топливоиспользования поршневого ДВС // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 33–38.

Ключевые слова: поршневые ДВС, термодинамический КПД, идеальный гипотетический рабочий цикл, изотермический способ подвода и отвода теплоты, технологии топливоиспользования, работа цикла, когенерация, тригенерация.

В качестве гипотезы предлагается теоретическое обоснование предельных значений термодинамического КПД поршневого двигателя. Предложен гипотетический цикл ДВС с изотермическим охлаждением и изобарно-изотермическим подводом теплоты при продолженном расширении в утилизационной газовой турбине. Показано, что работа предлагаемого гипотетического цикла выше известных циклов тепловых двигателей. Дальнейшее повышение энергетической эффективности теплоэнергетических установок достигается за счет когенерации и тригенерации. Ил. 6. Библ. 14.

УДК 621.43

Двухтопливные двигатели (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2015. — № 2. — С. 39–57.

Ключевые слова: машина быстрого сжатия, визуализация процесса горения, лазерные технологии регистрации, системы впрыска газового топлива, системы впрыска пилотного топлива, экспериментальный двухтопливный судовой двигатель.

Приводятся результаты исследования, выполненного специалистами университета Кюсю (Япония), на действующем макете (одноцилиндровом отсеке) с прозрачными окнами, процессов горения газа, впрыснутого в цилиндр двухтопливного двигателя при его воспламенении факелом пилотного топлива. Процессы горения фиксировались с использованием скоростных лазерных технологий. Оценивалась динамика развития и горения факелов впрыснутого газа и пилотного топлива, с определением содержания сажи и выбросов NO_x. Фирмой «MAN Diesel & Turbo» разработан опытный образец судового двухтопливного двигателя MAN 35/44DF с цилиндровой мощностью 530 кВт. Приводятся результаты испытаний при работе на дизельном и двойном топливе. Показана возможность снижения выбросов NO_x до уровня нормативов стандарта IMO Tier 3 без очистки газов.

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

Табл. 13. Ил. 37. Библ. 10.

UDC 621.43.018

Ter-Mkrtychyan G.G. Engines Featuring Extended Expansion Phase // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 2. — P. 3—9.

Keywords: actuating medium, extended expansion phase, Atkinson cycle, Miller cycle, fuel efficiency, cross-arm transmission mechanism, separate strokes, medium expansion mode.

The article discusses specifics of Atkinson and Miller cycles featuring extended expansion phase in order to enhance fuel efficiency. Described is proprietary cross-arm transmission mechanism NAMI, which provides extended actuating medium expansion due to a toggle jointed linkage. One possible realisation of such a cycle making use of dedicated expansion cylinders is shown by the example of VAZ engine.
2 tables, 12 ill., 8 ref.

UDC. 621.436

Dmitrievsky E.V. Gas Pressure Distribution Within Inter-Ring Space of Low-Speed Two-Stroke Engine Piston // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 2. — P. 10—14.

Keywords: low-speed two-stroke engine, piston rings, inter-ring space, gas pressure, gas flow, cylinder sleeve wear.

The authors consider influence of gas pressure and flow distribution within inter-ring space of low-speed two-stroke engine piston on cylinder sleeve wear characteristics. Gas pressure and flow distribution within inter-ring space were calculated and measured. Said parameters are shown to depend on piston ring geometry and its operating conditions Algorithm and code for numerical analysis of gas flow through piston rings during engine operation were elaborated and validated.
5 ill., 14 ref.

UDC 621.436

Biryuk V.V., Kayukov S.S., Belousov A.V., Gallyamov R.E. CALS-Based Technologies as a Method to Predict of Diesel Fuel Atomization Quality // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 2. — P. 15—19.

Keywords: diesel engine. fuel system, common rail system, fuel atomization quality, regression model, simulation.

Possibility is shown to evaluate fuel atomization quality based on dynamic analysis of fuel system components using dedicated software package LMS Imagine.Lab AMESim. Instruments are offered for comparative analysis of fuel atomization quality for a variety of fuel supply system configurations based on regression models. Also offered is a method to elaborate algorithm for preliminary evaluation of fuel atomization quality. 7 ill., 7 ref.

UDC 621.437

Ravich A.F., Bogdanov S.N. Autoequidistant Rotary Machine // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 2. — P. 20—24.

Keywords: rotary-piston device, equidistance, autoequidistance, rotor movement kinematics and dynamics.

The result are presented of kinematic and dynamic analyses of autoequidistant rotary machine similar to Wankel engine. Said machine is shown as having more reliable radial seals and providing much higher torque as compared with Wankel engine. 5 ill., 6 ref.

UDC 621.432.3:62-52

Lysunets A.V., Medvedev V.V. Modelling of Engine Velocity Characteristics for Closed-Loop Speed Control System // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 2. — P. 25—27.

Keywords: positive ignition engine, speed characteristics, throttle opening angle, regression model, control system.

Mathematical model for positive ignition engine is discussed, based on approximation of experimental speed characteristics. Output of the model is throttle opening angle as a function of engine load and speed. The model is recommended as internal combustion engine simulator to be used in development and debugging of function algorithms for closed-loop speed control systems. 2 ill., 3 ref.

UDC 621.43

Smolinsky S.N., Bulat R.E., Saidanov V.O. Distributed Power Supply Concept for RF Defence Ministry Facilities, and Issues of Military Electric Engineers Education // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 2. — P. 28—32.

Keywords: military infrastructure facilities, distributed power supply systems, extreme external environment, cogeneration, non-conventional energy sources, military electric engineers, qualifying requirements.

The article describes the authors' concept of distributed power supply for RF Defence Ministry facilities located in Arctic climatic zone. Polyvalent power facilities are shown as most efficient ones for polar climatic conditions. Such facilities combine conventional power & heat sources with non-conventional ones (e.g., wind-powered generators, solar cells, etc.) Training requirements are formulated for military electric engineers working in extreme environmental conditions.
2 tables, 1 ill., 4 ref.

UDC 621.443

Yerofeyev V.L., Ganin N.B., Pryakhin A.S. Fuel Efficiency Enhancement Resources // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 2. — P. 33—38.

Keywords: reciprocating internal combustion engine, thermodynamic efficiency, ideal cycle, isothermic heat delivery and removal, fuel utilization technologies, cycle work, cogeneration, trigeneration.

The authors offer theoretical justification of fuel efficiency enhancement limits. Also offered is hypothetic combustion cycle that includes isothermic cooling and isobaric- isothermic heat delivery, while gas expansion continues in a heat-recovery gas turbine. The cycle in question is shown as exceeding known thermodynamic cycles in terms of cycle work. Further enhancement of engine fuel efficiency may be achieved through the use of cogeneration and trigeneration.
6 ill., 14 ref.

UDC 621.43

Dual-fuel engines (based on review of CIMAC-2013 papers) // Dvigatelestroyeniye. — 2015. — № 2. — P. 39—57.

Keywords: rapid compression expansion machine, combustion visualization, laser visualization methods, fuel gas injection systems, experimental dual-fuel marine engine.

One of the papers reviewed discusses the results of investigation carried out by scientists of Kyushu University (Japan) on specially-developed one-cylinder test engine («rapid compression expansion machine») with glass windows. Test instruments enabled to observe combustion of gas injected in engine cylinder and ignited with diesel pilot oil jet. Combustion process images were recorded using high-speed laser technologies. Such an approach enabled visualization of dynamic combustion behaviour of gas and pilot fuel flames, and evaluation of soot formation & NO_x emission.

MAN Diesel & Turbo developed dual fuel marine engine type MAN 35/44DF with an output of 530 kW/cylinder. Results are presented of engine tests in diesel and dual fuel operation modes. The tests revealed the resource of lowering NO_x emission to IMO Tier 3 level without any after-treatment system. The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD.
13 tables, 37 ill., 10 ref.

Вниманию авторов

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

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

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала