ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 1 (255)
январь–март 2014

Санкт-Петербург

140 ЛЕТ ОАО «РУМО»

Лимонов А.К.
ОАО «РУМО» — путь в 140 лет 3

JSC RUMO CELEBRATES 140th ANNIVERSARY

Limonov A.K.
JSC RUMO — a History 140 years-long 3

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Рыжов В.А., Печенин В.В.
Совершенствование дизелей 16Д49 дизель-дизельных агрегатов 1ДДА12000 кораблей корвет проекта 20380 12

Ryzhov V.A. and Pechenin V.V.
Improvements in Type 16Д49 Diesel Engines Powering Type 1ДДА12000 Two-Engine Propulsion Unit Used in Series 20380 Corvette 12

Румб В.К.
Аналитическое определение минимально допустимого коэффициента запаса прочности при расчете деталей ДВС на выносливость 20

Rumb V.K.
Minimum Permissible Safety Factor in Structural Analysis of Diesel Engine Parts: Theoretical Approach 20

Ларцев А.М.
Оценка эффективных показателей двигателя воздушного охлаждения В-400 при его форсировании 26

Lartsev A.M.
Performance of Forced Air-Cooled Engine Type B-400 26

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Тер-Мкртичьян Г.Г., Мазинг М.В.
Современное состояние и перспективы развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей 30

Ter-Mkrtychyan G.G. and Mazing M.V.
Fuel Injection Systems of Car-and-Tractor Diesel Engines: Current Status and Projection 30

ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

CALS TECHNOLOGIES

Задорожная Е.А., Маслов А.П.
Разработка элементов дизельного двигателя повышенной мощности на основе применения системы виртуальных испытаний 36

Zadorozhnaya E.A and Maslov A.P.
Virtual Tests as a Means to Design High-Powered Diesel Engine 36

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

CONSTRUCTION MATERIALS

Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Красный В.А.
Формирование отливок из высокохромистого чугуна в металлической водоохлаждаемой форме 41

Marukovich E.I., Bevza V.F., Grusha V.G., and Krasny V.A.
Moulding of High-Chromium Cast Iron in Metallic Water-Cooled Moulds 41

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

ENGINE BUILDING NEWS

Масааки Окубо, Такуя Кавахара, Масаши Каваи, Томоюки Куроки, Кеиичиро Йошида, Кеничи Ханамото, Казутоши Сато
Комплексная технология очистки выбросов судового дизеля с использованием холодной плазмы (материалы конгресса CIMAC 2013) 46

Masaaki Okubo, Takuya Kuwahara, Masashi Kawai, Tomoyuki Kuroki, Keiichiro Yoshida, Kenichi Hanamoto, Kazutoshi Sato
Total Marine Diesel Emission Control Technology Using Nonthermal Plasma Hybrid Process (Proceedings of CIMAC-2013) 46

Новости IMO 57

IMO news 57

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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	*зав. кафедрой 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*
С.П. Косырев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*
А.В. Разуваев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный 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 (2005–2014 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 03.03.2014
Подписано в печать 20.03.14
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 35. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

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

Тел.: (812) 719-73-30
Факс: (812) 719-73-16

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». 2014. № 1 (255)

УДК 621.431

ОАО «РУМО» — ПУТЬ В 140 ЛЕТ

А.К. Лимонов, главный конструктор, ОАО «РУМО»

Основанный в 1874 г. в Риге машиностроительный завод «Фельзер и К°», в 1903 г. приобрел лицензию фирмы MAN на производство двигателя Дизеля. Вскоре, после выпуска первого дизеля в 1905 г., двигатели различных модификаций стали основным видом продукции завода.

После эвакуации завода в 1915 г. в Нижний Новгород его работа вновь была остановлена до окончания гражданской войны. В 1922 г. завод был переименован в «Двигатель революции» и восстановил производство, став одним из первых создателей дизеля собственной конструкции. Позже было освоено производство газовых двигателей, газомотокомпрессоров, котлов и других изделий тяжелого машиностроения.

Сегодня завод, известный заказчикам как ОАО «РУМО», не только сохранил производство двигателей собственной конструкции, но и успешно освоил выпуск лицензионных двигателей MAN.

Техническое перевооружение и внедрение нового технологического оборудования обеспечили заводу лидирующие позиции в отечественном двигателестроении и позволили успешно включиться в международную кооперацию.

ОАО «РУМО» — одно из старейших российских машиностроительных предприятий — было основано в 1874 г. в Риге инженерами Фельзером и Ловисом. В начале завод выпускал паровые машины мощностью 2500 л. с., гидравлические ковочные прессы давлением 4 тыс. т, водонапорные резервуары емкостью 160 тыс. ведер и т. п.

В 1905 г. завод выпустил первый дизель, а в 1914 г. дизели составляли 40 % всей продукции завода. Дизелями с маркой «Фельзер» оснащались промышленные предприятия, электростанции, суда речного и морского флота.

В 1915 г. после начала Первой мировой войны завод «Фельзер и К°» был эвакуирован в Нижний Новгород. Специализацией завода на нижегородской земле стали дизельные двигатели и различного вида станки. Так, в 1923 г. завод выпускал 20 типов различных дизелей мощностью от 25 до 500 л. с. и 18 видов станков. Позднее в 1928 г. станкостроение выделилось в отдельное производство.

В 1922 г. завод был переименован в «Двигатель революции», а в 1993 г. в рамках государственной программы приватизации завод был преобразован в ОАО «РУМО» (Русские моторы).

Все выпускаемые после революции дизели были разработаны иностранными фирмами, в основном немецкими, поэтому перед конструкторами была поставлена задача создания отечественного двигателя. В 1927 г. напряженная работа коллектива конструкторов завода увенчалась успехом. Под руководством главного конструктора Отто Николаевича Штеблера был создан первый отечественный бескомпрессорный двигатель марки БК-38 (Ч26/38). Выпускался он в одно-, двух-, трех- и четырехцилиндровом исполнениях при 300 об/мин. Двигатели развивали мощность от 35 до 140 л. с. Технический уровень двигателя Штеблера соответствовал уровню зарубежных машин аналогичного класса. В те годы завод «Двигатель революции» был единственным в стране заводом, освоившим выпуск двигателей внутреннего сгорания собственной конструкции, без применения импортных материалов и деталей. На заводе «Двигатель революции» был создан и первый отечественный сварной двигатель 4БК-38.

За первые десять лет советской власти завод выпустил 200 двигателей. Эти двигатели были установлены на электростанциях страны, железнодорожном транспорте, речных судах.

В середине 30-х годов завод начинает специализироваться на выпуске судовых реверсивных дизельных двигателей мощностью 350—400 л. с. при 375 об/мин.

Во время Великой Отечественной войны завод без остановки выпуска двигателей освоил производство 120-мм минометов, мин, реактивных снарядов для «катюш», авиабомб, деталей и узлов для танков Т-34.

После войны завод возвратился к производству двигателей для народного хозяйства, при этом были созданы новые более совершенные модели с учетом последних достижений науки и техники.

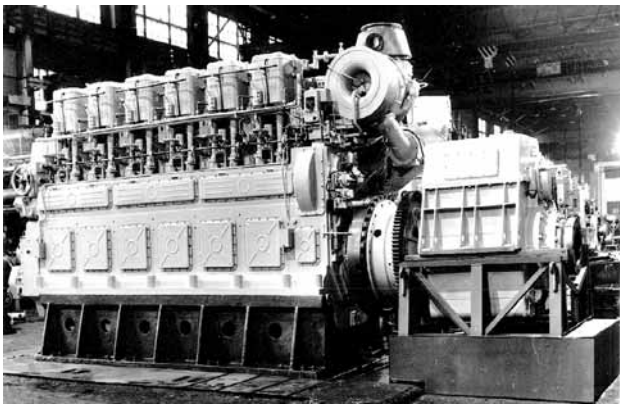
В сотрудничестве с ЦНИДИ были созданы быстроходные шести- и восьмицилиндровые дизели Ч23/30 мощностью 330 и 450 л. с. при частоте вращения 750 и 1000 об/мин. Они предназначались для судовых электростанций, использовались в качестве главных судовых двигателей.

Одновременно на заводе были созданы и поставлены на производство дизельные двигатели типа 6Ч36/45 (заводские обозначения Г65, Г66) с частотой вращения 375 об/мин, которые предназначались для работы в составе электростанций

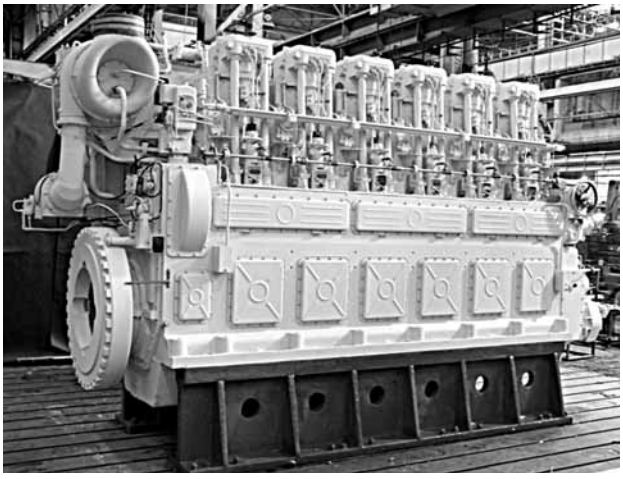
для электрификации отдаленных поселков, промышленных и сельскохозяйственных предприятий. Эти машины надежно и эффективно служили на предприятиях народного хозяйства, экспортировались в десятки стран мира.

В шестидесятые годы завод провел конструкторско-технологическую подготовку для освоения производства более совершенных двигателей с наддувом типа 6ЧН36/45. Стационарные дизели Г72 (880 кВт), Г99 (1100 кВт), судовые дизели Г60, Г70, Г74 (662–1100 кВт) надолго вошли в производственную программу завода. Дизели Г72, Г99 применялись для привода синхронных генераторов на электростанциях, дизели Г60, Г70 устанавливались в качестве главных судовых на речных судах, дизели Г74 — на морских судах. Все эти двигатели имеют высокую экономичность и надежность, длительный ресурс работы. В процессе эксплуатации некоторые силовые агрегаты ДГ72 проработали на электростанциях более 140 000 ч, дизели Г60, установленные на судах, имели наработку более 110 000 ч без проведения капитального ремонта.

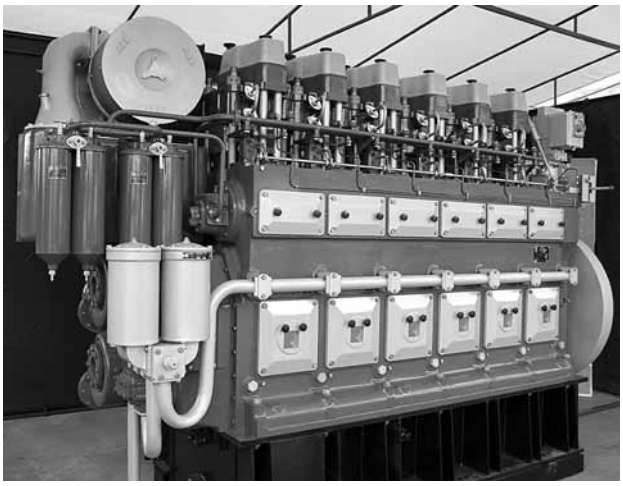
В настоящее время на заводе освоено производство двигателей нового поколения ряда



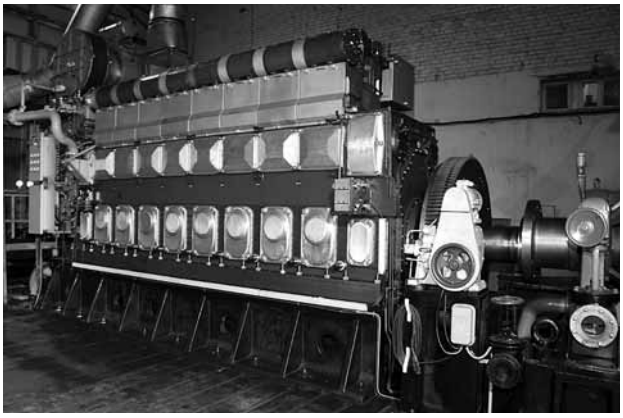
Дизель-редукторный агрегат Г74



Дизель Г70



Дизельный двигатель 6ЧН22/28



Дизель 8ЧН32/40 на стенде завода

ЧН22/28 мощностью 600–1100 кВт при частоте вращения 750 и 1000 об/мин и ЧН32/40 мощностью от 2880 до 3840 кВт при частоте вращения 750 об/мин. Это современные двигатели, в конструкции которых нашли применение самые последние достижения отрасли двигателестроения.

Дизельные двигатели ЧН22/28 выпускаются в шести- и восьмицилиндровом исполнении. Они имеют уровень форсировки по среднему эффективному давлению 16,5–18 кгс/см^2 при максимальном давлении сгорания до 130 кгс/см^2. Особенностью конструкции этого типа двигателей является отсутствие охлаждающей жидкости в блоке цилиндров, охлаждается только верхняя часть втулки цилиндров и крышки цилиндров.

Дизельные двигатели ЧН32/40 выпускаются в шести- и восьмицилиндровом исполнении, имеют среднее эффективное давление до 23 кгс/см^2 при максимальном давлении сгорания до 180 кгс/см^2, давление наддува — до 3,5 кгс/см^2. К особенностям конструкции этого типоразмера двигателей, кроме уже упомянутой перспективной системы охлаждения, можно отнести применение жарового кольца на втулке цилиндров, шатуна,

состоящего из трех деталей (стержня шатуна и разъемной нижней головки).

Двигатели нового поколения (ЧН22/28 и ЧН32/40) соответствуют экологическим требованиям стандарта IMO Tier 2.

ОАО «РУМО», являясь приемником завода «Двигатель революции», по праву может считаться пионером и одним из лидеров в области разработки и производства газовых двигателей.

В 1934–1938 гг. на заводе «Двигатель революции» совместно с ЦНИДИ были проведены опытно-конструкторские работы по созданию первой отечественной стационарной газомоторной установки. Установка состояла из конвертированного на генераторный газ с искровым зажиганием четырехтактного бескомпрессорного дизельного двигателя конструкции О.Н. Штеблера БК-38 (4ГЧ26/38) мощностью 110 л. с. и газогенератора обращенного процесса типа Г-2, работающего на древесном топливе. Газогенераторная установка Г-2 серийно выпускалась для двигателей 4ГЧ26/38 мощностью 110 и 140 л. с., а также использовалась (в составе двух агрегатов) для газового двигателя 4ГЧ42,5/60 мощностью 350 л. с. Одна из установок с двигателем 4ГЧ42,5/60 и газогенераторами Г-2 проработала на станции Буй Северной железной дороги свыше 100 тыс. ч. В годы Великой Отечественной войны из-за дефицита дизельного топлива осуществлялся перевод стационарных дизельных двигателей на газ с применением газогенераторов Г-2.

Первый отечественный газовый двигатель 4ГЧ42,5/60 мощностью 400 л. с. при частоте вращения 187 об/мин, работающий на природном газе, был разработан заводом «Двигатель революции» и установлен на Ставропольской городской электростанции.

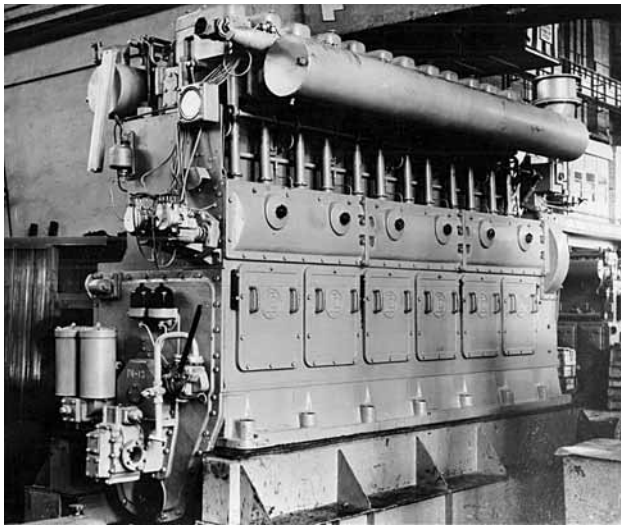
К 1940 г. завод освоил несколько модификаций газовых двигателей мощностью 350–400 л. с.

В ЦНИДИ в довоенные годы на базе дизелей Ч16,5/21 были разработаны судовые быстроходные газогенераторные двигатели 4ГСЧ16,5/21 и 6ГСЧ16,5/21 мощностью 90 и 135 л. с. Головные образцы этих двигателей были построены и испытаны на заводе «Двигатель революции», однако начавшаяся война прервала эти работы.

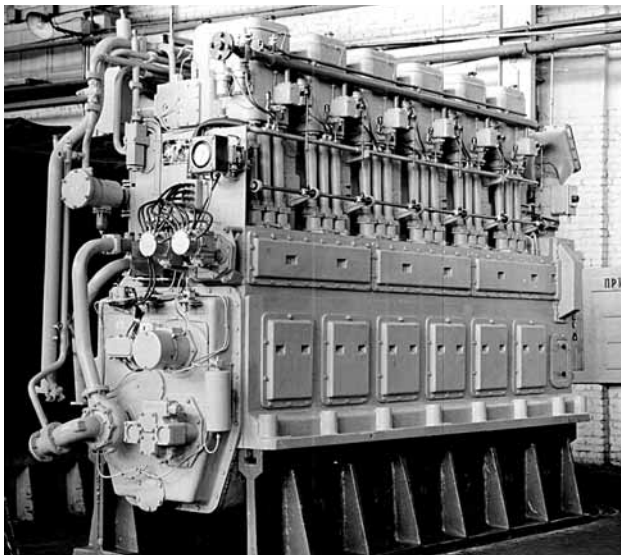
В 1952 г. на заводе «Двигатель революции» на базе дизельного двигателя 6Ч36/45 были возобновлены работы по созданию газового двигателя Г71 (6ГЧ36/45) мощностью 550 л. с. при частоте вращения 375 об/мин. Двигатель Г71 отличается от прототипа снижением степени сжатия до 8 за счет измененной конструкции цилиндровой крышки. Система зажигания состояла из двух магнето высокого напряжения с приводом от распределительного вала, проводов высокого напряжения и двух на каждый цилиндр свечей зажигания. Все последующие газовые двигатели создавались на базе уже имеющихся дизельных двигателей.

В 1967 г. началась разработка газового двигателя Г68 (6ГЧН36/45) мощностью 900 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 375 об/мин. Двигатель Г68 отличался значительно повышенным (в сравнении с Г71) техническим уровнем за счет применения газотурбинного наддува и форкамерно-факельного зажигания. Для полной унификации дизельной и газовой крышек цилиндра была разработана оригинальная конструкция форкамеры с автоматическим клапаном, защищенная авторским свидетельством.

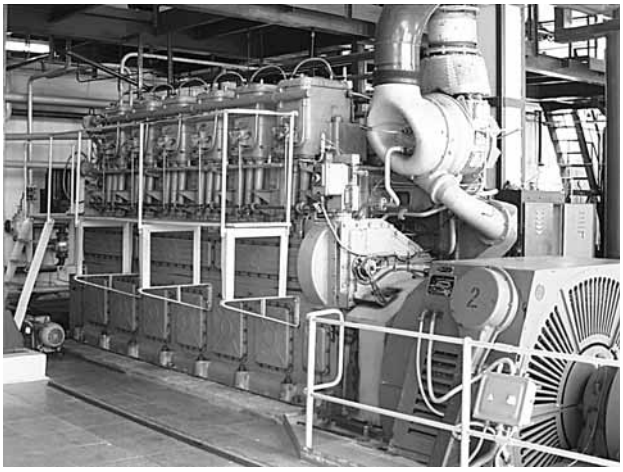
В середине 80-х годов из-за отсутствия спроса на газовые двигатели завод «Двигатель революции» прекратил производство двигателей Г68. Однако почти 10 лет спустя спрос на газовые двигатели начал возрождаться и в 1994 г. ОАО «РУМО» во-



Газовый двигатель Г71 с искровым зажиганием



Газовый двигатель Г68 с форкамерно-факельным зажиганием



Газовый двигатель Г98М на электростанции в г. Новосибирске

зобновил опытно-конструкторские работы по созданию газового двигателя Г98 (6ГЧН36/45) мощностью 882 кВт при частоте вращения вала 500 об/мин.

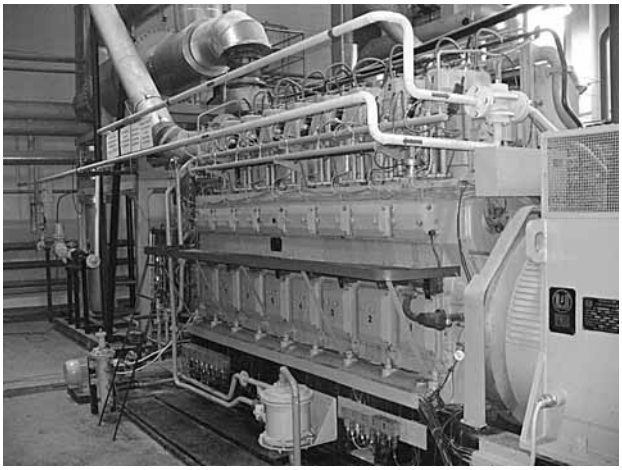
В 1998 г. на ОАО «РУМО» совместно с ОАО «Сибур» завершил работы по созданию установки для производства синтез-газа (ПГГ98). Синтез-газ используется в химической промышленности для получения различного сырья и может использоваться в качестве экологически чистого источника тепла и энергии. Сжигая синтез-газ, можно получить достаточно большое количество тепла, которое можно использовать в самых различных целях. Кроме этого, синтез-газ используется в качестве исходного сырья для метилового спирта и синтетического жидкого топлива, которое по своим характеристикам ни в чем не уступает традиционному. Экспериментальная установка ПГГ98 состояла из газового двигателя Г98, который работал на пяти цилиндрах, а шестой использовался для неполного окисления природного газа с получением на выходе из него синтез-газа. Несмотря на кажущуюся простоту, этот процесс требовал большого количества опытных работ по доводке и регулировке двигателя, в результате чего стараниями конструкторов эксперимент завершился успешно. К сожалению, в 1998 г. в России начался кризис и эта перспективная технология получения синтез-газа не получила дальнейшего развития.

В 1999 г., сразу после завершения кризиса, были возобновлены работы по модернизации газового двигателя Г98. Новый двигатель получил обозначение Г98М и был форсирован до мощности 1050 кВт при частоте вращения 500 об/мин.

Позже была разработана дефорсированная по частоте вращения модификация двигателя Г98М мощностью 850 кВт при частоте вращения 375 об/мин и модификации Г68Мн и Г98Мн,

Технические характеристики электроагрегатов на базе газовых двигателей ГЧН22/28

Заводские обозначения	8ДГ22Г1	6ДГ22Г1	8ДГ22Г2	6ДГ22Г2
Номинальная мощность, кВт	1000	800	800	600
Частота вращения, об/мин	1000		750	
Степень сжатия (геометрическая)	10,5			
Часовой расход газа, нм^3/ч	274	220	220	173
Удельный расход масла, г/кВт·ч	0,9			
Масса электроагрегата (сухая), т	25	21	25	21



Электроагрегат на базе газового двигателя 8ГЧН22/28 на электростанции в г. Строитель, Белгородская область

работающие при пониженном до 0,1 МПа давлении газа.

В 2001 г. были разработаны газодизельные двигатели Г68Д и Г98Д (6ГДЧН36/45), в которых топливный газ подавался во впускной канал, оборудованный трубой Вентури, что в результате было защищено патентом. Воспламенение газовоздушной смеси в цилиндре двигателя осуществляется впрыском запального дизельного топлива при использовании штатной топливной аппаратуры. При этом газодизельные двигатели способны работать как по газодизельному процессу, так и по дизельному, причем переход с одного процесса на другой возможен на любой мощности.

Конкуренция со стороны зарубежных двигателестроительных предприятий диктует свои правила, что послужило началом в 2005 г. конструкторских разработок современного газового двигателя на базе дизельных двигателей семейства ЧН22/28.

Газовые двигатели ГЧН22/28 (тронковые, рядные, с газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха, с форкамерно-факельным

зажиганием) характеризуются использованием электронных систем управления: подачи топлива через управляемый индивидуальный клапан на каждый цилиндр; подачи форкамерного газа через управляемый клапан, системы зажигания с адаптированным к изменению нагрузки углом опережения зажигания. Эти конструктивные особенности позволяют достигнуть КПД электроагрегата 39 %.

Конструкторский коллектив ОАО «РУМО» не останавливается на достигнутых результатах и продолжает работы по совершенствованию газовых двигателей ГЧН22/28 и созданию газового двигателя на базе дизеля ЧН32/40 мощностью 3800 кВт.

История развития газомотокомпрессоростроения на заводе «Двигатель революции» началась в 1946 г. К этому времени завод имел значительный опыт создания дизелей и газовых двигателей, обладал серьезной материально-технической базой и располагал высококвалифицированными кадрами. Потому не случайно правительство страны поручило заводу освоение первых газомотокомпрессоров (ГМК) для нужд нефтяной и газовой промышленности СССР.

Работа по освоению производства новой продукции была начата с организации на заводе специального конструкторского бюро. Ядро коллектива составили молодые специалисты, из которых в последствии выросла группа ведущих специалистов по газомотокомпрессоростроению. В производственных цехах были созданы участки и бригады, специализирующиеся на сборке и испытаниях газомотокомпрессоров. Освоение производства ГМК потребовало решения ряда проектных и производственных задач, начиная с термодинамических расчетов и кончая созданием технологической оснастки, обеспечивающей качественное изготовление деталей.

Первым разработанным на предприятии поршневым агрегатом стал ГМК 8ГК, выпуск которого начался в 1948 г. Мощность компрессора составляла 300 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 350 об/мин. Уже в 1948 г. первый серийный ГМК 8ГК заработал на нефтяном месторождении в г. Небит-Даг, республика Туркмения. Потребность в применении ГМК с каждым годом увеличивалась. Компрессором 8ГК оснащались компрессорные станции по сбору попутного газа и газоперерабатывающие заводы. Некоторые экземпляры 8ГК до настоящего времени продолжают эксплуатироваться у заказчика.

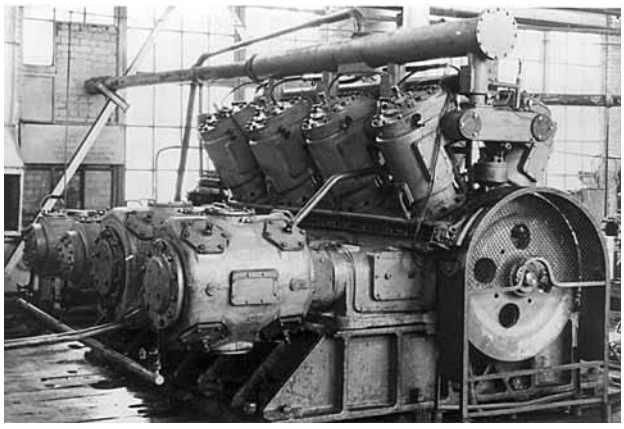
К 1950 г. количество выпускаемых компрессоров достигло 170 штук в год. Увеличение производства ГМК привело к необходимости коренной перестройки производственных площадей завода. К 1955 г. было завершено строительство нового сборочно-испытательного цеха № 14, механического цеха по изготовлению деталей ГМК, второй котельной, проведена модернизация котельно-сварочного и термических цехов. Развитие газомотокомпрессоростроения на заводе шло бурными темпами.

Получив опыт создания первых ГМК, завод успешно разрабатывает и приступает к выпуску самого массового ГМК типа 10ГК. Мощность первых агрегатов не превышала 1000 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 300 об/мин. На базе этого ГМК зарождалась транспортная система газовой промышленности. Первый газопровод СССР Саратов-Москва был укомплектован именно этими агрегатами.

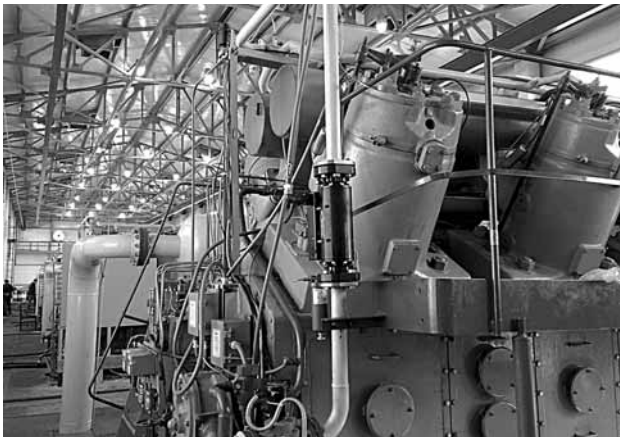
ГМК типа 10ГК многократно модернизировался, с каждой модернизацией повышались его технико-экономические параметры. Данный ГМК является многоцелевым агрегатом, работающим во всех областях нефтяной и газовой промышленности, востребован на рынке и выпускается до настоящего времени. За время его выпуска было изготовлено более 3500 агрегатов данного типа, создано более 120 модификаций компрессорной части с диапазоном давления на всасывании от 1 до 120 кгс/см^2 и давлении нагнетания до 420 кгс/см^2. Первый производственный и конструкторский опыт по выпуску ГМК оказался трудным, но чрезвычайно полезным.

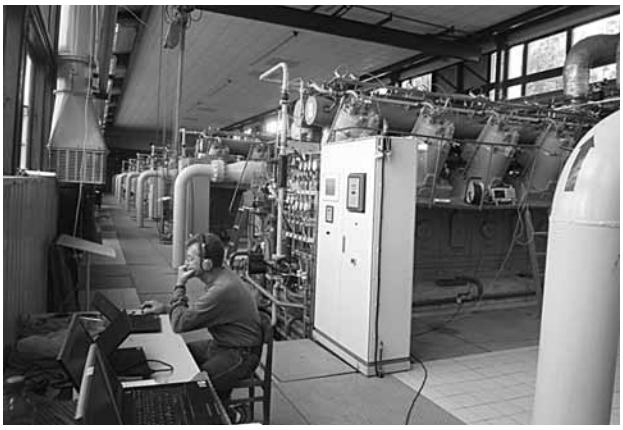
В 60-е годы были разработаны технические проекты автономных блочных компрессорных станций КС550 мощностью 550 л. с. и КС1000 мощностью 1000 л. с.

В 1968 г. закончена разработка конструкторской документации на новый газомотокомпрессор МК8 мощностью 2800 л. с. с последующей модернизацией и увеличением мощности агрегата до 3000 л. с. В 1970 г. ГМК успешно прошел межведомственные испытания на стенде завода



Газомотокомпрессор 8ГК





Газомотокомпрессор 10ГКН

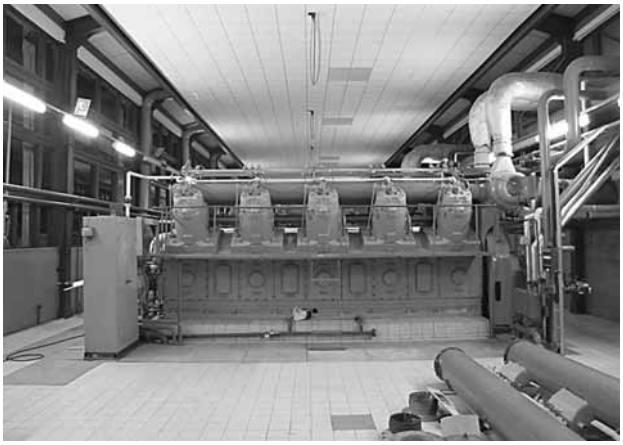
и был установлен на Боярской КС. С 1971 г. начался серийный выпуск этих агрегатов.

Газомотокомпрессор МК8, по сравнению с 10ГКН, развивал не только более высокую мощность, но и отличался значительно лучшими технико-экономическими показателями (среднее эффективное давление, удельная масса, коэффициент полезного действия, ресурс работы).

Первая партия ГМК МК8 предназначалась для линейных станций магистральных газопроводов. В дальнейшем были созданы и освоены модификации для подземных хранилищ газа, газлифтной добычи нефти и закачки газа под высоким давлением (до 280 кгс/см^2) в нефтяные пласты.

В 70-е годы ГМК МК8 стал одним из основных видов продукции завода. Одновременно завод продолжал выпускать ранее разработанные ГМК 10ГК, автономные блочные компрессорные станции КС550 и КС1000.

В конце 60-х, начале 70-х годов появился спрос на компрессорные агрегаты мощностью 5–12,5 тыс. л. с. Для удовлетворения возникших потребностей нефтегазовой промышленности завод в 1972 г. закупает у фирмы «Купер-Бессемер» (США) лицензию на производство ГМК мощностью 5000–12 500 л. с. В короткие сроки завод разработал техническую документацию и подго-

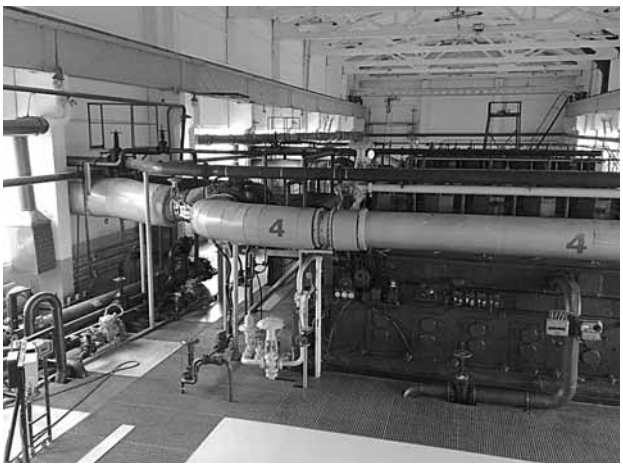


Газомотокомпрессор 10ГКНА на станции подземного хранения газа в г. Паневежис, Литва

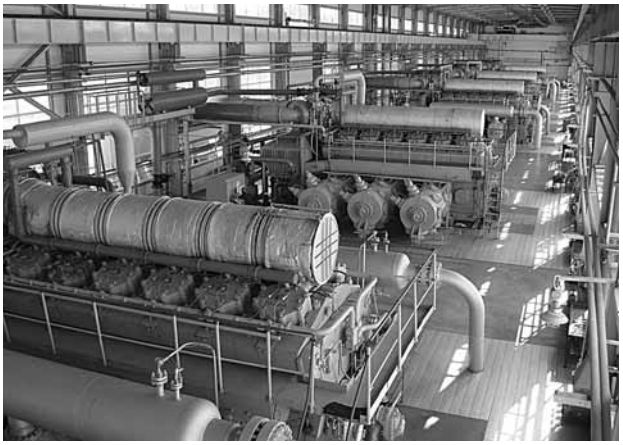
товил производство под выпуск мощного ГМК ДР12. В 1974 г. был изготовлен и отправлен заказчику первый ГМК агрегатной мощностью 7500 л. с. По тем временам у него были уникальные технико-экономические показатели и высокая степень автоматизации, которая позволяла управлять сложным агрегатом дистанционно с диспетчерского пункта. В период с 1974 по 1982 г. было изготовлено 18 таких агрегатов различных модификаций. Пять агрегатов ДР12 до сих пор успешно работают на Инчукалской СПХГ в Латвийской республике.

В последнее десятилетие завод создал газомотокомпрессор МКС12 мощностью 3000 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 400 об/мин.

Он представляет собой стационарный агрегат, состоящий из газового, V-образного двухтактного 12-цилиндрового газового двигателя с турбонаддувом и оппозитного 6-цилиндрового горизонтального поршневого компрессора, смонтированных на общей фундаментной раме и имеющие общий коленчатый вал. Испытания и эксплуатация газомотокомпрессора МКС12



Газомотокомпрессор МК8



Газомотокомпрессор ДР12

показали, что его рабочие параметры соответствуют самым современным требованиям. Он имеет хорошую уравновешенность и не требует тяжелых фундаментов, оснащен современной микропроцессорной системой автоматического управления, позволяющей контролировать работу агрегата без постоянного присутствия обслуживающего персонала. КПД газомотокомпрессора (включая газовый двигатель и поршневой компрессор) находится на современном уровне — 38 %. Компрессорные цилиндры ГМК могут обеспечивать сжатие газа с отношением давлений в одной степени 3,5–4,5. Ресурс работы агрегатов до капитального ремонта 100 000 ч. Для снижения капиталовложений при строительстве компрессорной станции газомотокомпрессор МКС12 поставляется укрупненными монтажными блоками. Основной монтажный блок «Двигатель» весит не более 52 тонн и имеет габариты (L×B×H) — 6890×2300×2770 мм; размещение агрегата возможно в легком корпусе заводского изготовления. По согласованию с заказчиком и проектантом компрессорной станции в комплект поставки газомотокомпрессора МКС12 включаются аппараты воздушного охлаждения воды и компримируемого газа, сепараторы компримируемого газа, газовая арматура и другое вспомогательное оборудование.

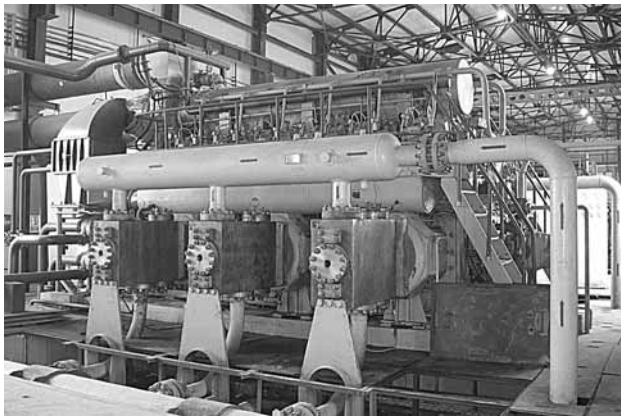
Газомотокомпрессор МКС12 предназначен для работы в нефтяной и газовой промышленности, а также для замены ранее выпущенных газомотокомпрессоров.

На сегодняшний день изготовлено пять агрегатов МКС12, которые третий год успешно эксплуатируются на Карадагской ПХГ Азербайджанской республики.

Для более полного удовлетворения запросов на газоперекачивающее оборудование ОАО «РУМО» за последние годы разработало семейство новых поршневых компрессоров для газоперекачивающих агрегатов с различными типами приводного двигателя (газовая турбина, газопоршневой двигатель, электродвигатель). Агрегатная мощность таких оппозитных компрессоров находится в диапазоне от 500 до 4000 кВт. Различные модификации компрессора могут иметь от двух до шести компрессорных цилиндров, расположенных оппозитно. Частота вращения коленчатого вала от 500 до 1000 об/мин, что позволяет агрегатировать компрессор с газопоршневыми двигателями внутреннего сгорания или электродвигателями без промежуточного редуктора.

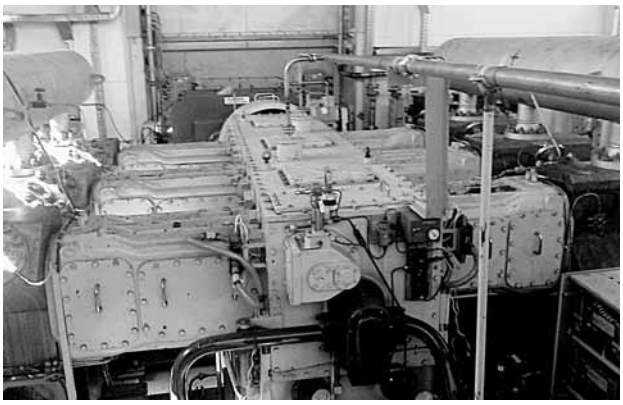
Сегодня головной образец поршневого компрессора 6ПК32 мощностью 3,8 МВт в составе газоперекачивающего агрегата 4РМП успешно завершил предварительные испытания на КС «Рождественская» Ставропольского УПХГ.

Наряду с работами, направленными на создание новых газомотокомпрессоров и поршневых компрессоров, ОАО «РУМО» продолжает модернизацию агрегатов 10ГК и МК8, находящихся в эксплуатации. За последнее время проведена модернизация систем: турбонаддува, циркуляционной смазки, пресс-смазки, охлаждения, топливоподачи. Модернизация узлов и деталей повышает надежность и технико-экономические показатели ранее выпущенных агрегатов, находящихся в эксплуатации. Повышению эффективности агрегатов способствует внедрение со-





Газомотокомпрессор МКС12



Поршневой компрессор 6ПК32

временных систем контроля и управления, таких как системы контроля температур коренных и шатунных подшипников коленчатого вала, системы мониторинга работы компрессорных цилиндров, системы виброконтроля агрегата. Внедрение такого типа систем позволяет изменить философию эксплуатации ГМК и перейти от регламентного обслуживания к обслуживанию по фактическому состоянию агрегатов.

Кроме производства компрессоров ОАО «РУМО» активно развивает производство объемных поршневых и плунжерных насосов.

С 1994 г. ОАО «РУМО» выпускает насосы высокого давления НБ-125 и на их базе электроприводные насосные агрегаты ЭПНА160, ЭПНА132, ЭПНА90, ЭПНА75 и ЭПНА55.

Насос высокого давления НБ-125 предназначен для перекачивания высоковязких жидкостей при цементировании, капитальном ремонте нефтяных и газовых скважин, промывочно-продавочных работ при бурении нефтяных и газовых скважин.

За счет технических решений, примененных в конструкции насоса НБ-125 производства ОАО «РУМО», получена повышенная надежность и большой ресурс.

С 2002 г. ОАО «РУМО» выпускает плунжерный насос высокого давления 5ПлН и насосные агрегаты на его базе с различными видами привода: от дизеля, газодизеля, газового двигателя или электродвигателя. Насос высокого давления 5ПлН предназначен для закачки в нефтяные пласты пресной и высокоминерализованной воды с целью поддержания пластового давления для интенсификации добычи нефти.

За 60-летнюю историю производства газомотокомпрессоров ОАО «РУМО» изготовил более 3700 компрессорных агрегатов для газовой и нефтяной промышленности России, стран СНГ, Болгарии, Венгрии, Польши, Китая, Афганистана. Поставлено заказчику более 120 модификаций компрессорных агрегатов с диапазоном давлений на входе от 1 до 120 кгс/см^2 и диапазоном давлений на выходе из агрегата до 420 кгс/см^2.

В настоящее время производственная база ОАО «РУМО» включает 16 производственных цехов, расположенных на площади 54 гектара, оснащенных современным высокопроизводительным оборудованием. На предприятии работает более 1000 работников.

Технологическое оснащение ориентировано на мелкосерийное производство точных и крупногабаритных деталей главным образом из стали и чугуна. Из 1100 единиц технологического оборудования более 200 относятся к специальным и уникальным. Многие станки и установки произведены на самом предприятии.

В состав производства предприятия входит цех базовых деталей, оснащенный портальными и горизонтально-расточными станками для обработки корпусных деталей, например блоков цилиндров двигателя с размерами до 10 000×2500×2200 мм и массой до 50 000 кг. Это позволяет предприятию быть основным исполнителем заказов на крупногабаритную мехобработку в регионе.

Для обработки деталей меньшего размера, таких как поршни, крышки цилиндров, шатуны или вкладыши подшипников, наряду со специализированными производственными линиями, оборудован цех станков с ЧПУ, позволяющий выполнять точную обработку токарных и корпусных деталей.

Цех обработки коленчатых валов по производительности и технологическим возможностям был создан для обеспечения коленвалами не только продукции ОАО «РУМО», но и других заводов Советского Союза. С этой целью в цеху были установлены уникальные станки вихрефрезерной обработки австрийской фирмы GFM и немецкие шлифовальные станки фирмы KOLB. После запуска этих станков производительность цеха вдвое превысила собственные потребности предприятия. Несмотря на разделение государства и нарушение промышленной кооперации, цех по прежнему выполняет заказы на изготовление и ремонт коленвалов длиной до 8000 мм и прочих видов валов длиной до 10 000 мм для различных заказчиков. Так, например, с 2005 по 2013 год более 60 коленчатых валов было произведено по заказу американского производителя компрессоров Cameron Compression Systems.

Высокий ресурс двигателей и газомотокомпрессоров ОАО «РУМО» невозможно было бы обеспечить без высокоточной технологии производства зубчатых колес. ОАО «РУМО» — единственное в Нижегородской области предприятие, которое производит цилиндрические косозубые и прямозубые шестерни и зубчатые колеса

диаметром до 1000 мм по технологии, включающей закалку зуба на установке ТВЧ и шлифовку.

Для проведения экспериментальных работ и испытаний готовой продукции, проверки его характеристик представителями морского и речного регистров, а также представителями заказчика на предприятии построены испытательные стенды, оказавшиеся востребованными другими производителями двигателей, не располагающими такой совершенной испытательной базой. Исследования с целью подтверждения технологических процессов и обеспечиваемых ими характеристик продукции выполняются исследовательскими подразделениями предприятия — Центральной заводской лабораторией, Центральной измерительной лабораторией, лабораториями экологических и санитарных исследований, которые имеют полный пакет разрешительных документов от государственных организаций, аттестационных и сертификационных обществ.

Масштабы задач, решаемых основным производством, определяют также и уровень вспомогательных цехов. Инструментальное производство, ремонтно-механический цех и участок нестандартного оборудования обеспечивают потребности предприятия, от уникального инструмента до специальных станков, спроектированных специалистами ОАО «РУМО». Такие широкие возможности вспомогательных цехов в сочетании с возможностями крупногабаритной мехобработки в цехах основного производства позволяют предприятию, помимо производства серийной продукции, выполнять значительный объем разовых и специальных заказов как российских, так и зарубежных заказчиков.

Учитывая, что основной заготовкой для оборудования, производимого на ОАО «РУМО», является отливка, ОАО «РУМО» имеет комплекс цехов (модельный, литейный, термообрубной), позволяющий производить чугунные отливки, полностью соответствующие служебным требованиям выпускаемой продукции.

История чугунолитейного комплекса ОАО «РУМО» начинается с осени 1915 г. и насчитывает несколько этапов реконструкций и модернизаций в 30-х, 60-х, 80-х, 90-х годах XX в.

Технологические процессы получения отливок совершенствовались непрерывно — от серого чугуна ваграночной плавки до легированных серых чугунов высоких марок СЧ35; СЧ38 — электроиндукционной плавки. Вслед за внедрением техпроцесса получения высокопрочного чугуна с шаровидным графитом последовательно освоены марки ВЧ40 с удлинением до 20 % и ВЧ60 с прочностью до 100 кг/мм^2 после соответствующей термообработки. Для стабилизации механических свойств материала в разнотолщинных стенках деталей внедрены процессы внепечной обработки расплавов и модифицирования при заполнении расплавами литейных форм.

В 80-х годах отливки из высокопрочного чугуна для продукции ОАО «РУМО» (Двигатель революции) были удостоены диплома ВДНХ.

Качество отливок подтверждается химическими исследованиями материала, микроструктурными исследованиями, разрушающим контролем механических свойств материала и неразрушающим (УЗК) контролем отливок для подтверждения отсутствия критических дефектов и гарантии равнозначности и равномерности свойств по сечениям детали (отливки).

Отливки для втулок цилиндров и поршневых колец изготавливаются из легированных серых и высокопрочных чугунов с твердостью не менее НВ 220 методом центробежного литья. По технологическому циклу отливки дважды подвергаются испытаниям на гидроплотность: в состоянии отливки и в состоянии готовой детали или узла. Испытания на гидроплотность проводятся на 10; 30; 60; 100; 150 атмосфер избыточного давления.

Развитие и совершенствование производимой на ОАО «РУМО» продукции, повышение качества и эффективности производственных процессов невозможны без обновления и развития производства. С этой целью на ОАО «РУМО» принят план технического перевооружения завода, предусматривающий внедрение в производство современного оборудования самых передовых компаний мира, признанных поставщиков лидирующих мировых производителей двигателей и компрессорной техники. Реализация этого плана позволит предприятию занять лидирующие позиции производителя двигателей и компрессорной техники в России и стать полноправным участником международной производственной кооперации.

УДК 621.431

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДИЗЕЛЕЙ 16Д49 ДИЗЕЛЬ-ДИЗЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ 1ДДА12000 КОРАБЛЕЙ КОРВЕТ ПРОЕКТА 20380

В.А. Рыжов, к.т.н., главный конструктор,
В.В. Печенин, к.т.н., зам. главного конструктора
ОАО «Коломенский завод»

Представлены результаты работ ОАО «Коломенский завод» по созданию и совершенствованию среднеоборотных судовых дизелей 16Д49 дизель-дизельных агрегатов 1ДДА 12000. Выполнен анализ причин дымления дизелей на переходных режимах при их работе в составе агрегата на винт фиксированного шага корабля класса корвет проекта 20380. Показано, что дымление на переходных режимах может быть снижено за счет применения малоинерционных управляемых систем газотурбинного наддува регистрового типа, использования электронных регуляторов скорости взамен гидромеханических, оптимизации алгоритма нагружения дизеля при его разгоне по винтовой характеристике.





Главная энергетическая установка (ГЭУ) кораблей корвет проекта 20380 состоит из двух дизель-дизельных агрегатов 1ДДА12000, специально разработанных ОАО «Коломенский завод» и серийно выпускаемых в настоящее время (рис. 1). Каждый агрегат состоит из двух V-образных дизелей 16Д49 (16ЧН26/26) производства ОАО «Коломенский завод» и суммирующего реверсивного редуктора производства ОАО «Звезда» (Санкт-Петербург) для привода гребного винта фиксированного шага (ВФШ). Общая мощность ГЭУ составляет 24 000 л. с. Управление агрегатами осуществляется микропроцессорной системой управления «Пурга» производства ФГУП «НПО «Аврора» (Санкт-Петербург). Работа ГЭУ организована таким образом, что ход корабля может быть обеспечен одним, двумя, тремя и четырьмя двигателями в любой комбинации.

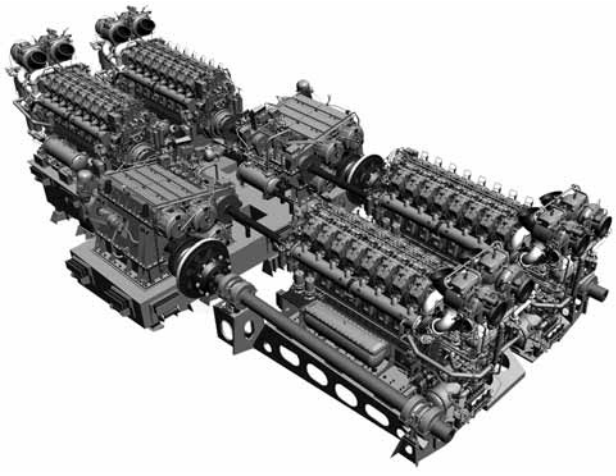


Рис. 1. Общий вид ГЭУ корабля проекта 20380

Задача создания ГЭУ была поставлена перед ОАО «Коломенский завод» в июне 2001 г. В этом же году заводом были начаты проектные работы. Учитывая крайне сжатые сроки, установленные ВМФ России для выполнения работ, было принято решение об использовании в основе конструкции вновь создаваемого судового дизеля 16Д49 силовой схемы и базовой комплектации серийно выпускаемого и хорошо освоенного в производстве тепловозного дизеля 16ЧН26/26 мощностью P_e = 4000 л. с. при частоте вращения коленчатого вала n = 1000 об/мин. Увеличение мощности дизеля 16ЧН26/26 с P_e = 4000 л. с. до P_e = 6000 л. с. было обеспечено за счет форсировки по среднему эффективному давлению и увеличения частоты вращения с 1000 до 1100 об/мин, что значительно повысило механическую и тепловую напряженность дизеля и потребовало существенной переработки его базовых узлов и систем. Для обеспечения необходимого запаса прочности были усилены детали силовой схемы конструкции: коленчатый вал, блок цилиндров, поршни, шатунный механизм, вновь разработана крышка цилиндров с центрально расположенной форсункой, модернизированы системы воздухо-

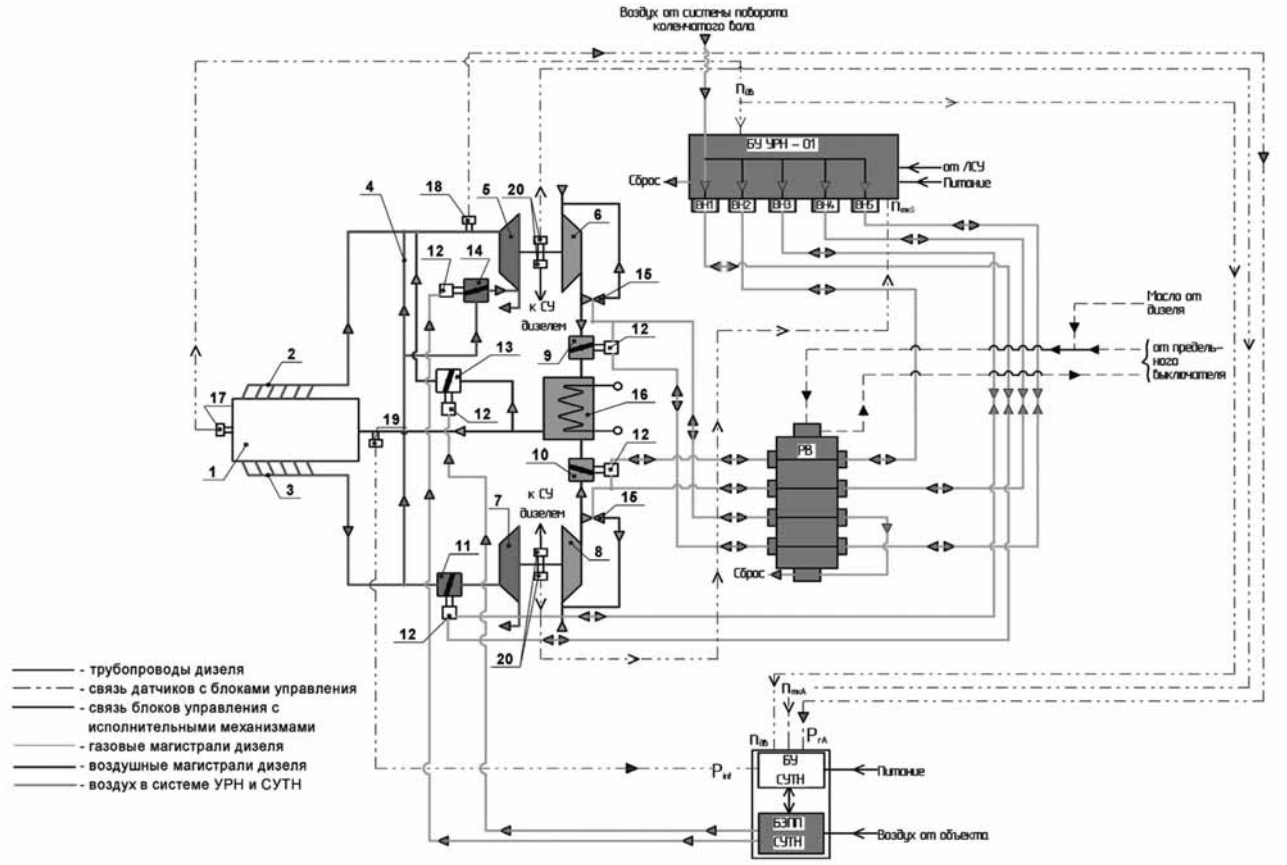


Рис. 2. Схема системы воздухоснабжения:

1 — дизель; *2* — выпускной коллектор ряда А; *3* —выпускной коллектор ряда В; *4* — трубопровод перепуска газов между выпускными коллекторами; *5* — турбина турбокомпрессора ряда А; *6* — компрессор турбокомпрессора ряда А; *7* — турбина турбокомпрессора ряда В; *8* — компрессор турбокомпрессора ряда В; *9* — воздушная заслонка ряда А; *10* — воздушная заслонка ряда В; *11* — газовая заслонка ряда В; *12* — исполнительный механизм заслонок; *13* — воздушная заслонка перепуска; *14* — газовая заслонка перепуска; *15* — антипомпажный клапан; *16* — охладитель наддувочного воздуха; *17* — датчик частоты вращения коленчатого вала дизеля; *18* — датчик давления газов перед турбокомпрессором ряда А; *19* — датчик давления воздуха в ресивере дизеля; *20* — датчик частоты вращения ротора турбокомпрессора; БУ УРН — блок управления системы УРН; БУ СУТН — блок управления системы СУТН (система управления турбонаддувом); РВ — распределитель воздушный; БЭПП СУТН — блок электропневмопреобразователей системы СУТН; ВН1, ВН2, ВН3, ВН4, ВН5 — электропневматические вентили системы УРН; О — вентиль открыт; З — вентиль закрыт; ЛСУ — система управления дизелем; $n_{дв}$ — показатель частоты вращения коленчатого вала дизеля; $n_{ткА(В)}$ — показатель частоты вращения турбокомпрессора ряда А (В); P_{inl} — давление воздуха в ресивере дизеля; $P_{гА}$ — давление газов перед турбокомпрессором ряда А. Поз. *18* и *19* смонтированы в БУ СУТН.

снабжения, топливоподачи, охлаждения и смазки дизеля.

Применение дизеля 16Д49 в составе пропульсивного комплекса корабля с винтом фиксированного шага потребовало обеспечить высокую, в несколько раз превышающую серийно освоенную, мощность в диапазоне частот вращения коленчатого вала дизеля $n = 300–600$ об/мин (режимы подключения судового валопровода, реверсирования, швартовные режимы).

Решение этой задачи оказалось возможным только при условии коренного изменения системы турбонаддува для обеспечения увеличенной подачи воздуха в указанном диапазоне.

На первом опытном варианте двигателя была установлена рекуперативная система турбонаддува, в которой часть воздушного заряда после компрессора нагревалась и подавалась на рабочие лопатки турбины. Система оказалась эффективной на режимах более 60 % мощности, но не обеспечивала достаточное количество воздуха на швартовных режимах, поэтому во втором варианте впервые в практике Коломенского завода и России была применена система наддува регистрового типа с отключением одного из двух турбокомпрессоров (ТК). Эта система показала высокую эффективность и позволила обеспечить требования заказчика. Схема системы представлена на рис. 2. Отключение и подключение ТК осуществляется автоматически электронной системой управления регистровым наддувом (УРН), разработанной на заводе впервые.

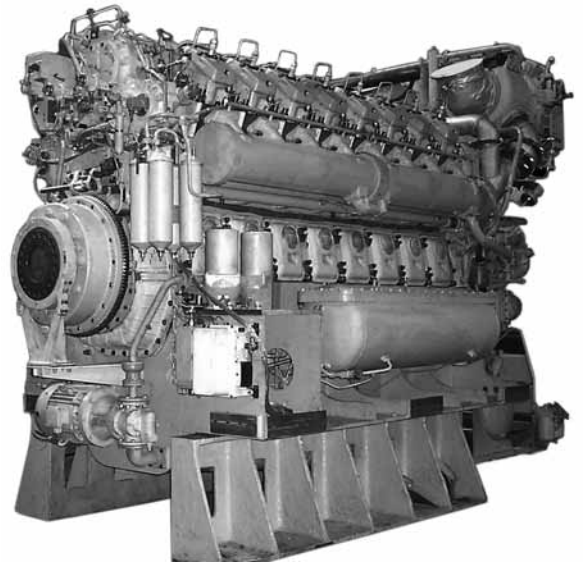


Рис. 3. Судовой дизель 16Д49

При работе двух дизелей на суммирующий редуктор одной из сложнейших задач является обеспечение баланса мощностей. Эта задача была успешно решена за счет применения электронной системы управления «Марс», обеспечивающей работу дизелей во всем диапазоне скоростных режимов, которая также впервые была создана на нашем заводе.

Несмотря на серьезные изменения, внесенные в конструкцию базового варианта, удалось сохранить модульность конструкции и выполнить двигатель агрегатированным, разместив комплекс периферийных узлов на одной раме с двигателем.

Опытный образец двигателя 16Д49 с регистровой системой наддува был изготовлен в 2002 г. (рис. 3). В 2004 г. были успешно завершены испытания дизеля на стенде завода при нагружении на генератор. Для имитации режимов работы дизеля на винт в условиях корабля нагрузку генератора задавали с помощью специально созданного на заводе программируемого контроллера, что позволило в короткий срок отработать ряд базовых узлов и обеспечить требуемую ограничительную характеристику. В 2005 г. опытный образец дизель-дизельного агрегата 1ДДА12000 был смонтирован на испытательном стенде завода. Для этого потребовалось практически с нуля создать специальный стенд, оснащенный электронными автоматизированными системами измерений, управления установкой и нагрузкой, позволяющими в значительной степени имитировать режимы работы установки на корабле, а также осуществить проверку взаимодействия всех каналов в едином комплексе. В этом же году завод приступил к испытаниям агрегата, которые успешно были завершены в августе 2006 г. Испытания такого крупного агрегата в сборе, несмотря на огромный опыт создания дизелей для ВМФ, были впервые проведены в практике ОАО «Коломенский завод». В процессе проведения испытаний были проверены и отработаны алгоритмы управления и взаимодействие всех систем и узлов, отработана технология монтажа составных частей агрегата, что в дальнейшем значительно ускорило и облегчило пуско-наладочные работы на корабле.

Головной агрегат 1ДДА12000 был создан практически с нуля в предельно короткие сроки и в полном соответствии с техническим заданием (ТЗ), что подтверждено испытаниями, проведенными в полном объеме. При этом выполнено требование генерального заказчика об использовании комплектующих только отечественного производства. Ограничительная, швартовная и винтовая характеристики дизеля представлены на рис. 4.

При проведении заводских ходовых испытаний (ЗХИ) головного корвета проекта 20380 «Стерегущий», которые проходили с ноября 2006 г. по ноябрь 2007 г., как основное замечание было отмечено повышенное дымление дизелей 16Д49 на переходных режимах (реверс, резкий наброс нагрузки, швартовные режимы). Анализ результатов испытаний позволил выявить основные причины повышенного дымления дизелей 16Д49 на переходных режимах при работе на винт фиксированного шага (ВФШ).

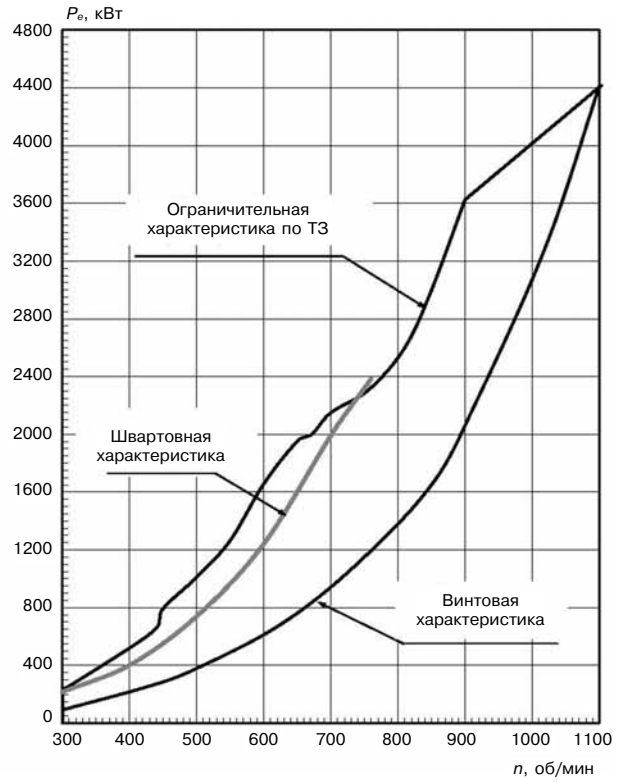


Рис. 4. Область работы дизеля 16Д49 согласно техническому заданию (ТЗ)

При подключении судового валопровода на пониженных оборотах коленчатого вала дизеля (n = 430 об/мин) с приемом нагрузки наблюдалось их недопустимое снижение, сопровождающееся повышенным дымлением, а иногда и остановка дизеля. При проведении испытаний агрегата на стенде завода остановки дизелей не происходило, что можно объяснить некоторыми отличиями в условиях нагружения дизелей на стенде и при работе на ВФШ в условиях корабля. Повышение оборотов коленчатого вала с 430 до 550 об/мин (при подключении судового валопровода) позволило полностью исключить остановку дизеля, однако проблема повышенного дымления была снята лишь частично. Особенность работы дизельного двигателя со свободным газотурбинным наддувом заключается в том, что при пониженных оборотах коленчатого вала ($n < 0{,}6\ n_{ном}$) для достижения требуемой мощности давление наддува слишком мало, из-за недостачной энергии отработавших газов, которой не хватает для раскрутки ротора ТК, даже в случае применения регистровой системы наддува. Повышение оборотов дизеля для включения редуктора до 550 об/мин оказалось не возможным из-за ограничения по работоспособности фрикционов муфты редукторной передачи. По этой же причине невозможно было реализовать прием нагрузки в режиме троллинга (т. е. при скольжении фрикционных дисков). Описанные проблемы не являются новыми и могли быть успешно решены при замене ВФШ на винт регулируемого шага (ВРШ) или при подключении судового валопровода через гидромуфту, что существенно облегчает условия работы дизеля и позволяет исключить повышенное дымление в момент приема нагрузки. Однако эти гарантированно эффективные решения условиями ТЗ предусмотрены не были.

При проведении ЗХИ было отмечено повышенное дымление дизелей только при резких набросах нагрузки на малом ходу, в то время как на установившихся режимах дымление было в пределах установленной нормы. Очевидно, что разгон двигателя возможен только за счет превышения крутящего момента двигателя над моментом сопротивления винта и чем больше эта разница, тем динамичнее могут быть эволюции корабля. Однако ВФШ, рассчитанный на большую скорость при суммарной мощности 12 000 л. с. на режимах малых частот вращения для форсированного среднеоборотного двигателя с относительно небольшим цилиндровым объемом (каким является 16Д49) оказывается слишком «тяжелым», что и приводит к повышенному дымлению при разгоне под нагрузкой.

Анализ характеристик зарубежных аналогов среднеоборотных двигателей для судов и кораблей (MAN, Deutz, Wartsila, MTU и т. д.) показал, что все они рассчитаны только для работы на винт регулируемого шага (ВРШ). В этой связи следует отметить, что на корвете проекта 20385, оборудованного ГЭУ немецкой фирмы MTU с дизелями серии 1163, требование MTU об обязательном использовании ВРШ было выполнено. Коломенскому заводу на этапах проектирования было отказано не только в применении ВРШ, но и в возможности использования импортных малоинерционных ТК фирмы ABB несмотря на то, что в России ни в тот период, ни в настоящее время таких турбин не было и нет.

Схематично режим разгона дизеля при работе на ВФШ представлен на рис. 5, *а*. Переход с режима *A* на режим *C* происходит с выходом на ограничительную характеристику в точке *B* со снижением частоты вращения из-за недостатка воздуха. Выход в точку *B* обусловлен переходом дизеля за счет реакции регулятора на режим работы с максимально возможным значением крутящего момента для обеспечения разгона корабля. Как следствие, режим разгона при недостатке воздуха сопровождается дымлением дизелей. Для сравнения на рис. 5, *б* приведен режим разгона тепловозного дизеля 16ЧН26/26 аналогичной мощности без видимого дыма. Здесь переход с режима *A* на режим *C* осуществляется сначала переходом в точку *B* с повышением частоты, но без увеличения мощности, и только после разгона турбины мощность увеличивают при постоянной частоте вращения.

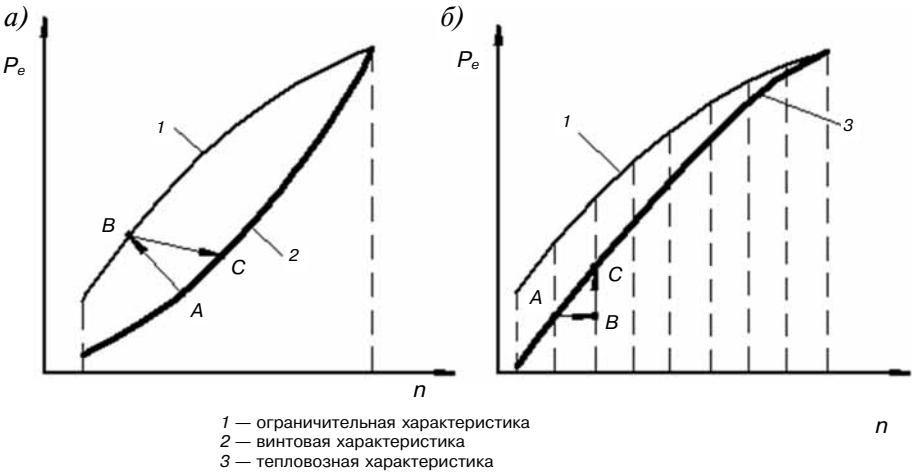


Рис. 5. Режим разгона судового (*а*) и тепловозного (*б*) дизеля

В качестве примера переходного процесса набора мощности без дымления можно привести управление дизелями тяжелых седельных тягачей, где для исключения дымления в трансмиссии применяют коробки скоростей с 8–12 ступенями. Таким образом, радикально решить проблему дымления дизелей на корвете можно только с использованием ВРШ.

Интенсивность дымления также увеличивается, если управление агрегатами осуществляется вручную, без применения системы автоматического управления. В этом случае ограничение по цикловой подаче топлива в зависимости от давления наддува отключено, что при неумелом ручном управлении ухудшает ситуацию. Режим ручного управления агрегатами является нештатным, однако, как показала практика, он постоянно применяется командой корабля при маневрировании в акватории порта, на швартовных режимах и при реверсировании из-за опасения сбоев (отказов) системы автоматического управления, что приводит к повышенному нагароотложению в выпускном тракте, включая проточную часть турбин и, как следствие, повышает дымление дизелей.

Другой причиной повышенного дымления дизелей при разгоне корабля является погрешность системы управления «Марс», обеспечивающей баланс мощностей двух дизелей, работающих в жесткой спарке через суммирующий редуктор на ВФШ. Погрешность регулирования приводит к дисбалансу мощностей из-за чего один дизель становится «ведущим» другой «ведомым». Работа на переходных режимах в режиме «ведущий»–«ведомый» изначально предполагает, что один из дизелей, который быстрее реагирует на изменение нагрузки, становится «ведущим», т. е. работает с некоторой перегрузкой. При этом второй дизель, работающий в режиме «ведомый», несколько недогружен, и баланс мощности выравнивается с некоторой временной задержкой при выходе на установившийся режим.

Повышенное дымление наблюдается также на режиме подключения второго (отключаемого) ТК. В момент подключения из-за отбора части газов на вторую турбину обороты неотключаемого ТК снижаются, давление наддува падает и при включенном ограничении подачи топлива по давлению наддува происходит снижение цикловой подачи топлива, что и приводит к снижению оборотов коленчатого вала. По мере выхода на режим отключаемого ТК давление наддува растет, регулятор скорости увеличивает цикловую подачу топлива, восстанавливая заданную частоту вращения коленчатого вала. Время переходного процесса и интенсивность дымления определяет в первую очередь инерционность агрегатов наддува и установка ограничения подачи топлива по давлению наддува.

В период проведения ЗХИ дизелей 16Д49 в составе агрегатов 1ДДА12000 удалось снизить дымность дизелей до приемлемого уровня путем отработки алгоритмов управления, но это не решило проблему радикально. Результаты осциллографирования агрегатов, полученные во время ЗХИ на головном корабле, и результаты дополнительных испытаний агрегата на стенде ОАО «Коломенский завод» позволили реализовать разные режимы приема нагрузки дизелями (на швартовных режимах: режим «Порт», а при разгоне по винтовой характеристике режим «Море»), которые обеспечивали снижение дымления и улучшение динамических характеристик корабля (время реверсирования, время разгона по винтовой характеристике, выбег и т. д.). Несмотря на выполненную доработку ГЭУ после передачи головного корабля в штатную эксплуатацию проблема повышенного дымления дизелей до конца не была решена. Следует также отметить, что повышенное дымление может быть обусловлено и техническим состоянием дизелей, которое определяется, прежде всего, качеством и своевременностью их обслуживания.

Вместе с тем очевидно и другое. Если заказчиком отклоняются эффективные решения, позволяющие исключить проблему, то, учитывая накопленный опыт стендовых и ходовых испытаний, снизить дымление до приемлемого уровня можно только сведя к минимуму все перечисленные выше проблемы.

К решению этих проблем завод приступил в 2010 г. сразу же после утверждения генеральным Заказчиком настоятельных и неоднократных предложений ОАО «Коломенский завод» о модернизации дизелей 16Д49.

На первом этапе на модернизированном дизеле 16Д49 № 2 были установлены: малоинерционные ТК TPS-57 фирмы ABB взамен 1-6ТК9 собственного производства для улучшения приемистости; выпускные коллекторы уменьшенного диаметра со специально спрофилированной (оптимизированной) проточной частью для уменьшения потерь энергии выпускных газов; система управления турбонаддувом (СУТН). Система обеспечивает подкрутку ротора неотключаемого ТК за счет перепуска части воздуха с компрессора на турбину и перепуск газа из выпускного коллектора за турбину, что создает возможности специальных различных настроек отключаемой и неотключаемой турбин, снижая тем самым время их разгона при нагружении двигателя и не допуская выхода его параметров за ограничительные.

На втором этапе механические регуляторы заменили на электронные цифровые регуляторы

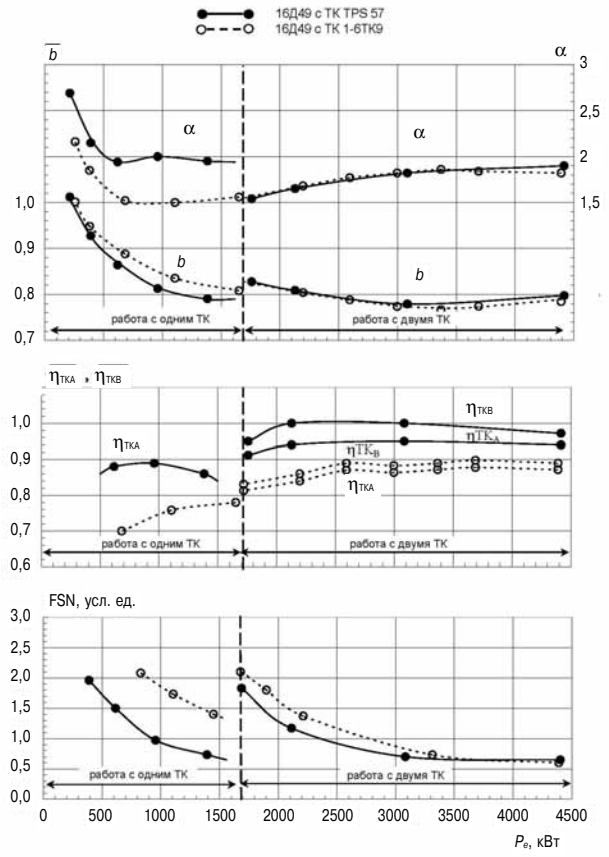


Рис. 6. Изменение параметров дизеля 16Д49 на режимах винтовой характеристики

частоты вращения, обеспечивающие исключение режима ведомый–ведущий без системы «Марс».

Испытания модернизированного дизеля 16Д49 были проведены в первой половине 2011 г. на стенде ОАО «Коломенский завод» при нагружении его на генератор с имитацией судовых режимов. При проведении испытаний было обеспечено совмещение гидравлических характеристик дизеля и ТК путем выбора оптимальных вариантов проточных частей ТК, способных обеспечить заданную область работы дизеля, определены параметры дизеля на режимах ограничительной, винтовой, швартовной и нагрузочных характеристик с измерением дымности отработавших газов. Выполнена оптимизация параметров настроек СУТН, исследованы динамические характеристики дизеля на режимах, имитирующих разгон корабля по винтовой характеристике за 60 секунд (режим «Порт») и за 210 секунд (режим «Море»), проведены сравнительные испытания вариантов топливной аппаратуры на режимах винтовой и швартовной характеристик с целью снижения дымности отработавших газов.

Выполнение этих работ позволило в короткий срок выбрать комплектацию дизелей 16Д49 для двух серийных агрегатов 1ДДА12000 заказа 1004, которые были отгружены заказчику в октябре 2011 г. — первый, а в декабре 2011 г. — второй.

Проведенные испытания модернизированного дизеля 16Д49 подтвердили полное соответствие полученных параметров и характеристик требованиям технических условий на его поставку.

На рис. 6 представлены результаты измерения удельного эффективного расхода топлива (g_e), суммарного коэффициента избытка воздуха (α), КПД ТК ($\eta_{ТКА}$, $\eta_{ТКВ}$) и дымности отработавших газов при работе дизеля 16Д49 на установившихся режимах винтовой характеристики оборудованного ТК TPS 57 и 1-6ТК9. Из приведенных данных следует, что ТК TPS 57 обеспечивают увеличение на 25–35 % значение коэффициента избытка воздуха по сравнению с 1-6ТК9 при работе с одним ТК, что приводит к снижению расхода топлива на 4–8 г/кВт·ч (1,7–3,4 %). При работе дизеля с двумя ТК в диапазоне частот вращения коленчатого вала от 800 до 1100 об/мин наблюдается увеличение суммарного коэффициента избытка воздуха на 0,6–3,0 %. КПД ТК TPS 57 во всем рабочем диапазоне на 20–30 % выше по отношению к турбокомпрессорам 1-6ТК9. За счет улучшенного воздухоснабжения дымность отработавших газов на установившихся режимах по отношению к 1-6ТК9 уменьшена на режиме 25 % от полной мощности — на 50 %, на режиме 50 % — на 16 %, на режиме 75 % — на 11 %.

На режиме полной мощности дымность осталась без изменений, не превышая значения 0,65 FSN, т. е. визуально практически невидима.

На рис. 7 представлены относительные изменения удельного эффективного расхода топлива (g_e), суммарного коэффициента избытка воздуха (α), кпд турбокомпрессоров ($\eta_{ТКА}$) при работе дизеля 16Д49 на установившихся режимах швартовной характеристики с ТК TPS 57 и 1-6ТК9 при работе с одним неотключаемым ТК. Из приведенных графиков видно, что суммарный коэффициент избытка воздуха на установившихся режимах швартовной характеристики с ТК TPS 57 на 10–50 % выше, чем с 1-6ТК9 и составляет 1,6–1,9 вместо 1,15–1,65. КПД ТК TPS 57 по сравнению с 1-6ТК9 на режимах швартовной характеристики на 20–50 % выше, что существенно улучшает воздухоснабжение дизеля, обеспечивает снижение дымности отработавших газов и удельного расхода топлива на 0,5–16 г/кВт·ч.

Испытания СУТН на опытном двигателе 16Д49 были проведены с целью уточнения исходных данных для разработки алгоритма управления в автоматическом режиме. Испытания подтвердили правильность выбранных алгоритмов управления СУТН, которые позволили улучшить приемистость двигателя при разгоне за счет перепуска воздуха после компрессора на турбину

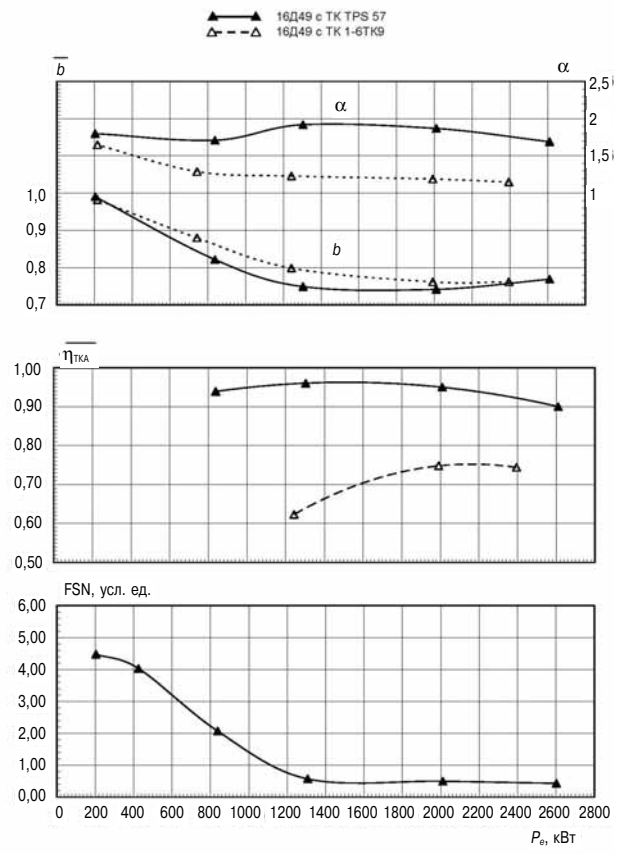


Рис. 7. Изменение параметров дизеля 16Д49 на режимах швартовной характеристики

и расширить область работы двигателя, в пределах ограничительных параметров.

На заключительном этапе испытаний для улучшения динамических характеристик двигателя была выполнена настройка и оптимизация системы управления регистровым наддувом, оптимизация алгоритма ограничения подачи топлива по давлению наддува при разгоне по винтовой характеристике, установлена максимально возможная нагрузка и темп набора мощности на частотах вращения коленчатого вала, соответствующих упору реверса (УР) в диапазоне оборотов дизеля от 500 до 560 об/мин (режим подключения двигателя через фрикционную муфту к судовому валопроводу).

Испытания позволили оптимизировать настройку УРН в части открытия газовой и воздушной заслонок при подключении ТК второй ступени для обеспечения минимальной длительности переходного процесса с наименьшим снижением частоты вращения коленчатого вала дизеля. Сравнительная оценка качества переходных процессов при разгоне дизеля под нагрузкой по винтовой характеристике выполнялась в комплектации со штатным гидромеханическим исполнительным механизмом системы «Марс» и электронным регулятором скорости 1ЭРС производства ОАО «ДиМикроС». К основными критериям качества переходного процесса были отнесены: минимальная дымность отработавших газов при разгоне; время выхода на режим полной мощности; величина снижения частоты вращения коленчатого вала при подключении ТК второй ступени.

Разгон двигателя по винтовой характеристике осуществлялся для режимов «Порт» и «Море».

При проведении испытаний были апробированы различные варианты ограничения подачи топлива по давлению наддува при работе дизеля с гидромеханическим и электронным регуляторами. Дымность отработавших газов при работе с гидромеханическим регулятором удалось снизить на 1,0 FSN, а с электронным регулятором — на 1,5–2,0 FSN без ухудшения динамических качеств двигателя, как в режиме «Порт», так и в режиме «Море» за счет повышения суммарного коэффициента избытка воздуха. При этом ограничение подачи топлива по давлению наддува было выбрано таким образом, чтобы прирост энергии отработавших газов при разгоне дизеля обеспечивал требуемую раскрутку ротора турбокомпрессора и рост давления наддува без увеличения времени переходного процесса с сохранением приемистости двигателя. Результаты испытаний показали, что электронный регулятор позволяет более точно устанавливать и выдерживать ограничение по давлению наддува при разгоне дизеля.

Испытания на режимах наброса нагрузки с упором реверса на частоте вращения 500, 530 и 560 об/мин показали, что подключение редуктора целесообразно проводить при максимально возможной частоте вращения не менее 560 об/мин, (лучше на 600 об/мин). В этом случае разгон двигателя до мощности 600 кВт осуществляется за 4 секунды со снижением оборотов коленчатого вала ~ 100 об/мин. Это улучшает условия работы двигателя и снижает дымление. Реализация данного мероприятия планируется после проведения комплекса испытаний опытных фрикционных дисков муфты редуктора, которые в настоящее время выполняет ОАО «Звезда».

Сравнительные испытания на стенде завода агрегата 1ДДА12000 с дизелями 16Д49 при подключении дизелей к редуктору со штатного поста управления локальной системы управления (ЛСУ) «Пурга» показали, что использование на дизелях 16Д49 электронных регуляторов скорости позволяет:

➢ уменьшить время подключения двигателей к редуктору;

➢ уменьшить заброс топливной рейки во время подключения;

➢ устранить обменные колебания мощности при разгоне дизелей в жесткой спарке;

➢ уменьшить время выхода на заданный режим при изменении режима работы (назначенного хода);

➢ обеспечить более устойчивый процесс регулирования частоты вращения коленчатого вала;

➢ значительно снизить дымность отработавших газов 16Д49 на переходных режимах работы.

С учетом полученных результатов принято решение о внедрении электронных регуляторов начиная с 2014 г.

Модернизированные за счет установки малоинерционных ТК TPS 57, СУТН, усовершенствованных выпускных коллекторов дизели 16Д49 были отправлены Заказчику в составе агрегатов 1ДДА12000 для заказов 1004 и 2001 кораблей проекта 20380 в 2011 и 2012 г. соответственно. Дизели 16Д49 для агрегатов 1ДДА12000, поставка которых планируется заказчику в 2014 г. для заказа 2002, будут оборудованы электронными регуляторами скорости 1ЭРС. Окончательная оценка эффективности предложенных и реализованных мероприятий по снижению дымности дизелей 16Д49 должна быть получена после завершения ЗХИ агрегатов в составе корабля. Таким образом, со времени испытаний первого корвета «Стерегущий» ОАО «Коломенский завод» провел значительную экспериментальную и аналитическую работу по улучшению характеристик ГЭУ и кораблей в целом. Полученные результаты позволяют выйти в МО с предложением о модернизации ГЭУ на ранее выпущенных кораблях. Кроме того, понимая, что ВМФ России остро нуждается в дизельных двигателях нового поколения ОАО «Коломенский завод» уже с 2011 г. приступил к созданию нового типоразмерного ряда дизелей Д500 размерностью ЧН26,5/31 охватывающего диапазон мощностей 6000–10 000 л. с. при частоте вращения 1000 об/мин. Создание дизелей идет в рамках Государственной Целевой программы «Национальная технологическая база».

Первый базовый вариант двигателя мощностью 6000 л. с. уже изготовлен, завершается изготовление варианта дизеля мощностью 10 000 л. с., который должен быть поставлен на испытания к концу 2014 г. Отработка рабочего процесса и проверка базовых деталей ведется на заводе, начиная с декабря 2012 г. на одноцилиндровой экспериментальной установке. К концу 2013 г. получены расчетные параметры (цилиндровая мощность 500 л. с., удельный расход топлива 190 г/кВт·ч, удельный расход масла 0,35 г/кВт·ч при максимальном давлении сгорания 22 МПа).

УДК 621.431

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНО ДОПУСТИМОГО КОЭФФИЦИЕНТА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ ДВС НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

В.К. Румб, к.т.н., проф.
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Неотъемлемой частью расчета на выносливость является оценка минимально допустимого коэффициента запаса прочности. Традиционная оценка этого коэффициента на основе данных по отказам деталей несет в себе большую долю субъективизма. Предлагается расчетная методика определения данного коэффициента, учитывающая рассеяние характеристик прочности детали и действующих в ней напряжений при заданной вероятности отсутствия усталостного разрушения.

Инженерные методы расчета прочности при переменном так называемом циклическом нагружении традиционно базируются на силовых критериях. Согласно им расчет сводится к вычислению коэффициентов запаса прочности и сопоставлению их с допустимым значением. Иначе говоря, работоспособность детали определяется не столько величиной коэффициента запаса прочности, а тем, насколько он превышает допустимое значение.

Стремление к увеличению фактического запаса прочности сверх разумной величины ведет к завышению габарита и массы детали, что в отдельных случаях становится экономически неоправданным или вообще недопустимым. Следовательно, правильное задание запаса прочности — неотъемлемая часть расчета на выносливость, которое в немалой степени зависит от точности определения минимально допустимого коэффициента запаса прочности $n_{\min}$.

По существующей до сих пор традиции величину $n_{\min}$ назначают практически директивно, исходя из сопоставления результатов расчета с информацией об отказах деталей во время их эксплуатации. В большинстве случаев принимают $n_{\min} = 1{,}5{-}2{,}5$. Однако при высоком уровне технологии изготовления, использования современных средств дефектоскопии, полном учете конструктивных особенностей детали и действующей нагрузки величину $n_{\min}$ снижают до 1,3–1,5 [4]. Напротив, для ответственных деталей, разрушение которых может вызывать аварийные ситуации с тяжелыми последствиями, значение $n_{\min}$ повышают. В известной мере, здесь проявляется субъективность в задании допустимого коэффициента запаса прочности.

Более правильным путем определения допустимого коэффициента запаса прочности служит расчетный метод, который учитывает случайный характер изменения рабочих напряжений, рассеяние характеристик прочности материала и вероятность того, что деталь выдержит базовое число циклов нагружения $N_Б$ без разрушения. В этих условиях следует говорить о дискретных вариационных рядах прочности материала (σ_{-1}, σ_T) и рабочих напряжениях (σ). Численными параметрами таких рядов служат [1]:

➢ математическое ожидание (среднее арифметическое)

$$\mu_{\sigma_{-1}} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}(\sigma_{-1})_i\,, \qquad \mu_{\sigma} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\sigma_i\,;$$

➢ среднее квадратическое отклонение

$$S_{\sigma_{-1}} = \sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}\left[\mu_{\sigma_{-1}} - (\sigma_{-1})_i\right]^2}, \quad S_{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{N-1}\sum_{i=1}^{N}\left[\mu_{\sigma} - \sigma_i\right]^2};$$

➢ коэффициент вариации

$$\vartheta_{\sigma_{-1}} = \frac{S_{\sigma_{-1}}}{\mu_{\sigma_{-1}}}, \quad \vartheta_{\sigma} = \frac{S_{\sigma}}{\mu_{\sigma}},$$

где N — объем выборки вариационного ряда.

Данных по характеристикам рассеяния прочности деталей сравнительно мало. Имеются лишь отдельные результаты лабораторных испытаний. В первом приближении предел выносливости детали можно принимать $\vartheta^n_{\sigma_{-1}} = 0{,}07{-}0{,}15$ [6].

Величина $\vartheta^n_{\sigma_{-1}}$ характеризует не только степень отклонения предела выносливости детали от среднего значения, но служит показателем качества технологии изготовления деталей и их контроля. При $\vartheta^n_{\sigma_{-1}} > 0{,}15$ уровень технологии следует признать недостаточным для современного машиностроения.

Еще хуже обстоит дело с вариациями номинальных напряжений. Несмотря на важность им до настоящего времени уделено совсем мало работ. Объясняется это тем, что коэффициент ϑ_{σ} отражает индивидуальные особенности нагруже-

ния машин, а поэтому его величина во многом определяется отраслью, где используется машина. В частности, для транспортных машин $\vartheta_\sigma = 0{,}1-1{,}15$ [6].

В условиях, когда рабочие напряжения и прочностные характеристики детали представляют собой случайные величины, фактический запас прочности является также случайной величиной. В этом случае минимально допустимый коэффициент запаса прочности приобретает вероятностный смысл и его определение должно базироваться на вероятностном подходе. Суть такого подхода основывается на статистических законах распределения прочности и напряжений. Если оба распределения известны и они независимы друг от друга, то вычисление вероятности отсутствия разрушения, вызванного усталостью материала, не представляет больших затруднений. На рис. 1 показаны функции плотности распределения напряжений *1* и предела выносливости *2*, заштрихованное перекрытие функций — область возможного усталостного разрушения. Тогда вероятность работы детали без разрушения будет

$$P(Y>0)=\int_{-\infty}^{\infty} f(Y)\,\mathrm{d}Y, \qquad (1)$$

где $Y=\sigma_{-1}-\sigma$ — случайная величина, плотность распределения которой $f(Y)$.

В практических расчетах вид функции $f(Y)$ определяется законами распределений предела выносливости $f(\sigma_{-1})$ и рабочих напряжений $f(\sigma)$. Если они имеют нормальное распределение, то согласно теории вероятности Y также распределена нормально с математическим ожиданием μ и средним квадратическим отклонением S:

$$\mu=\mu_{\sigma_{-1}}-\mu_\sigma;\quad S=\sqrt{S_{\sigma_{-1}}^2+S_\sigma^2}.$$

Плотность распределения нормального распределения

$$f(Y)=\frac{1}{S\sqrt{2\pi}}\exp\left[-0{,}5\left(\frac{Y-\mu}{S}\right)^2\right].$$

Трудоемкой операции интегрирования (1) можно избежать, если воспользоваться понятием

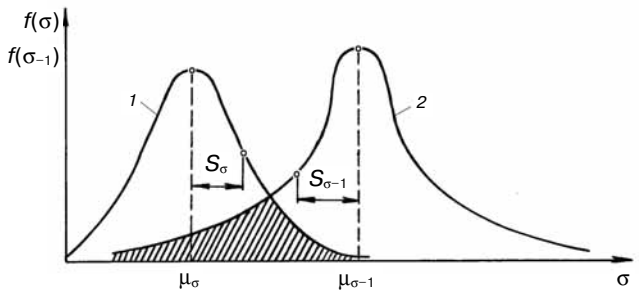


Рис. 1. Плотность распределения рабочих напряжений и предела выносливости

квантиля нормированного нормального распределения. В данном случае его величина

$$U_p=\frac{Y-\mu}{S}.$$

В предельном случае при $Y=0$

$$_p=-\frac{\mu_{\sigma_{-1}}-\mu_\sigma}{\sqrt{S_{\sigma_{-1}}^2+S_\sigma^2}}, \qquad (2)$$

после чего искомая вероятность

$$P(Y>0)=\Phi(-U_p)=\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_{-U}^{\infty} e^{-0{,}5\cdot U_p^2}\,\mathrm{d}U,$$

где $\Phi(-U_p)$ — функция Лапласа, табулирована в зависимости от величины U_p.

Следует отметить, что вероятность $P(Y>0)$ пока нежелательно использовать в качестве нормативного показателя прочности потому, что для ответственных деталей она должна находиться в пределах 0,98–0,999. Малый диапазон изменения вероятности требует высокой точности исходных данных. Выполнить это условие при ограниченной информации и особенно на стадии проектирования деталей невозможно.

По указанной причине более оправдано вычислять минимальное значение запаса прочности, при котором действующие напряжения становятся опасными для прочности детали. Это условие выражается отношением

$$n_{\min}=\frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_\sigma}.$$

С учетом данного отношения и принятых ранее обозначений для коэффициентов вариации (2) принимает вид

$$U_p=\frac{n_{\min}-1}{\sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}}^2\,n_{\min}^2+\vartheta_\sigma^2}}. \qquad (3)$$

Уравнение (3) позволяет определять минимально допустимый коэффициент запаса прочности от желаемой вероятности отсутствия усталостного разрушения при заданных коэффициентах вариации прочности и напряжений. По своей сущности (3) количественно связывает надежность детали с погрешностью задания исходных данных и неточностью определения рабочих напряжений. Решается это уравнение методом последовательных приближений. Например, вероятности $P(Y>0)=0{,}98$ соответствует величина $U_p=2{,}05$. Если коэффициенты вариации $\vartheta_{\sigma-1}=0{,}1$ и $\vartheta_\sigma=0{,}15$, то на основании (3) имеем $n_{\min}\approx 51{,}43$. Допустим теперь, что в результате нарушения технологии термической обработки коэффициент вариации увеличился до $\vartheta_{\sigma-1}=0{,}15$. В этом случае $n_{\min}\approx 1{,}57$. Отсюда следует вывод: при большем разбросе прочностных характеристик

материала и рабочих напряжений потребный запас прочности возрастает.

Однако следует заметить, формула (3) справедлива для определения минимально допустимого коэффициента запаса прочности при расчетах на выносливость только в тех случаях, когда изменения предела выносливости и действующих напряжений подчиняются нормальному распределению. Разумеется, такое совпадение распределений полностью исключать нельзя, однако оно настолько маловероятно, что его можно считать практически невозможным по следующим причинам. Во-первых, нормальное распределение справедливо для непрерывных случайных величин, которые могут принимать как положительные, так и отрицательные значения в пределах от $-\infty$ до $+\infty$. Но поскольку отрицательные и бесконечно большие значения предела выносливости лишены физического смысла, то уже только по этой причине нормальный закон в чистом виде неприменим для оценки распределения прочности. Во-вторых, плотность нормального распределения представляет собой симметричную кривую. Это означает, что нормальное распределение возможно только в том случае, когда на величину отклонения от среднего арифметического влияет большое количество случайных факторов, причем их действия независимы и равнозначны, т. е. ни один из факторов не оказывает доминирующего влияния на другие. В реальности (это подтверждено многими литературными источниками) прочностные свойства конструкционных материалов имеют асимметричные распределения, а поэтому более правильно оценивать прочность материала распределением Вейбулла или логарифмически нормальным.

В определенной мере сказанное применимо и к распределению действующих в детали напряжений. Наиболее полно они могут быть определены только при наличии экспериментальных результатов, полученных, например, с помощью тензометрирования детали во время эксплуатации машины. Однако проведение таких экспериментов в объеме, достаточном для установления достоверного статистического распределения и его параметров, представляет трудно решаемую задачу. Еще более неопределенной является ситуация с получением статистических характеристик на этапе проектирования детали.

Повторимся, в условиях, когда даже гипотетически трудно принять заключение о законах распределения прочности и напряжений, вычислять минимально допустимый коэффициент запаса прочности по (3) недопустимо. В этих условиях оправдано определять $n_{\min}$ как нижнюю границу интервала изменения случайной величины n (рис. 2). Так как интервал L является случайной

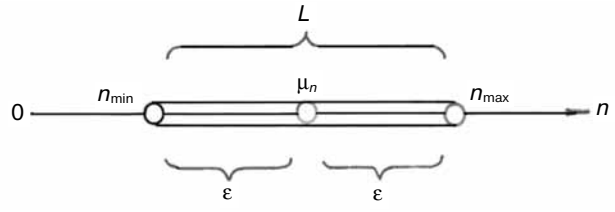


Рис. 2. Интервал изменения коэффициента запаса прочности и его границы

величиной, то возникает необходимость оценивать достоверность границ этого интервала. Иначе говоря, требуется установить вероятность того, с какой точностью определены эти границы и, в частности, $n_{\min}$. Ответ на данный вопрос удается получить, пользуясь неравенством Чебышева, хорошо известного в математической статистике [5]. Основываясь на этом неравенстве в работе [3] получена следующая формула:

$$n_{\min} \geq \frac{1}{1 - \vartheta_n \sqrt{\frac{\gamma}{1-\gamma}}}, \qquad (4)$$

где ϑ_n — коэффициент вариации запаса прочности представляет отношение среднего квадратического отклонения к математическому ожиданию:

$$\vartheta_n = \frac{S_n}{\mu_n}. \qquad (5)$$

Наиболее универсальным подходом к определению составляющих (5) является разложение функции $n = f(\sigma_{-1}, \sigma)$ в ряд Тейлора. Используя данное разложение, будем пренебрегать членами третьего порядка и выше. Это снижает точность решения поставленной задачи, но значительно упрощает последующие математические преобразования. Чтобы ограничить произвол в толковании такого допущения будем исходить из того, что отклонения n относительно среднего значения малы.

С учетом этого замечания можно получить

$$\mu_n \approx \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_\sigma} + \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_\sigma^3}(\sigma - \mu_\sigma)^2 = \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_\sigma} + \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_\sigma^3} S_\sigma^2 = \mu_n\left(1 + \vartheta_\sigma^2\right),$$

$$S_n \approx \frac{S_\sigma}{\mu_\sigma}\sqrt{1 + \left(\frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\mu_\sigma}\right)^2 + 3\left(\frac{S_{\sigma_{-1}}}{\mu_\sigma}\right)^2}.$$

Тогда искомый коэффициент вариации

$$\vartheta_n \approx \frac{\sqrt{\left(1 + \vartheta_{\sigma_{-1}}^2\right)\left(1 + 3\vartheta_\sigma^2\right) - \left(1 + \vartheta_\sigma^2\right)^2}}{1 + \vartheta_\sigma^2}.$$

Если пренебречь ввиду малости членами, содержащими коэффициенты вариации $\vartheta_{\sigma-1}$ и ϑ_σ в степенях выше второй, то

$$\vartheta_n \approx \frac{\sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}}^2 + \vartheta_\sigma^2}}{1 + \vartheta_\sigma^2}.$$

После подстановки полученного выражения в (4), получим

$$n_{\min} \approx \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}}^2 + \vartheta_\sigma^2}}{1 + \vartheta_\sigma^2}\sqrt{\frac{\gamma}{1-\gamma}}}. \qquad (6)$$

С помощью (6) удается достаточно легко подсчитать минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности с заданной вероятностью при известных коэффициентах вариации напряжений и прочности. Как известно, эти коэффициенты относятся к обобщающим статистическим показателям совокупности случайных величин, но главное их преимущество — это возможность объективной оценки рассеяния на основании даже тех ограниченных сведений, которые приведены выше.

Напрашивается замечание по поводу практического применения (6). Поскольку эта формула получена в результате разложения совокупности случайных значений $n_{\min}$ в ряд Тейлора, то она очень чувствительна к численным значениям входящих в нее параметров. При неудачном их задании может оказаться $n_{\min} < 0$. Отрицательная величина коэффициента запаса прочности свидетельствует о том, что указанные параметры были заданы без должного физического представления об их взаимосвязи. Например, невозможно гарантировать высокую точность определения $n_{\min}$ при больших ошибках задания характеристик прочности материала и действующих напряжений. Такие ошибки неизбежны, и они во многом связаны с ограниченным объемом как самой информации, так и с погрешностью ее получения и обработки.

Составить представление о таких ошибках помогает входящая в (6) величина γ, которую в математической статистике принято называть доверительной вероятностью. С ее помощью удается косвенно судить о надежности задаваемых детерминированных величинах, имеющих случайный характер рассеяния. Увеличение их разброса неизбежно приводит к расширению интервала возможных значений коэффициента запаса прочности и, как следствие, вызывает большую неопределенность в определении $n_{\min}$. Обратно, при уменьшении разброса коэффициентов вариации вероятность получения достоверной оценки $n_{\min}$ растет. С точностью, достаточной для практики, эти закономерности отражает зависимость

$$\gamma = 1 - \sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}}^n \cdot \vartheta_\sigma}.$$

Если исходить из рекомендованных значений коэффициентов вариации прочности материала и действующих в детали напряжений, то согласно приведенной зависимости величина γ находится в пределах 0,85–0,95.

Практическое применение предлагаемой расчетной методики покажем на примере. Пусть коэффициент вариации предела выносливости детали $\vartheta_{\sigma-1} = 0{,}08$, а изменение действующих напряжений происходит с $\vartheta = 0{,}128$. Тогда

$$\gamma = 1 - \sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}} \cdot \vartheta_\sigma} = 1 - \sqrt{0{,}08 \cdot 0{,}128} = 0{,}899.$$

Соответствующее этой вероятности минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности

$$n_{\min} = \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}}^2 + \vartheta_\sigma^2}}{1 + \vartheta_\sigma^2}\sqrt{\frac{\gamma}{1-\gamma}}} =$$

$$= \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{0{,}08^2 + 0{,}128^2}}{1 + 0{,}128^2}\sqrt{\frac{0{,}899}{1 - 0{,}899}}} = 1{,}794.$$

Строго говоря, под вероятностью γ следует понимать вероятность того, что предел выносливости σ_{-1}^n на всех эксплуатационных режимах нагружения детали будет превышать рабочие напряжения σ. Другими словами γ — это вероятность того, что во всем поле возможного разрушения (заштрихованная область на рис. 1) соблюдается условие $Y = \sigma_{-1}^n - \sigma \geq 0$. Так как величина Y является функцией двух независимых друг от друга случайных чисел σ_{-1}^n и σ, то согласно теории вероятности ее плотность распределения связана с плотностями составляющих аргументов зависимостью [6]

$$f(Y) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\sigma) f(Y + \sigma) \mathrm{d}Y.$$

Тогда искомая вероятность отсутствия усталостного разрушения [3]

$$\gamma = P(Y \geq 0) = \int_{-\infty}^{\infty} f(\sigma) \left[\int_{\sigma}^{\infty} f\left(\sigma_{-1}^n\right) \mathrm{d}\sigma_{-1} \right] \mathrm{d}\sigma. \qquad (7)$$

С учетом того, что выражение в квадратных скобках представляет функцию распределения предела выносливости, то (7) можно переписать так:

$$P = \int_{-\infty}^{\infty} f(\sigma) F_{\sigma_{-1}}(\sigma) \mathrm{d}\sigma. \qquad (8)$$

Таким образом, плотность распределения $f(Y)$ является композицией распределений $f(\sigma)$ и $f(\sigma_{-1}^n)$. Из теории вероятности известно, композиция случайных чисел с нормальным распределением дает также нормальное распределение.

Это свойство нормальных распределений позволяет сразу, не прибегая к этим формулам, воспользоваться ранее приведенными выражениями.

Сложнее обстоит дело с другими распределениями. В отличие от нормальных законов их композиции не дают те же распределения, а поэтому приходится обращаться к (7) или (8) непосредственно. Рассмотрим несколько сочетаний вероятностных законов.

Пусть прочность материала подчиняется закону Вейбулла, а рабочие напряжения имеют нормальное распределение. Такое сочетание довольно хорошо описывает усталостное разрушение деталей.

Плотность распределения Вейбулла

$$f(\sigma_{-1}) = \left[\frac{b}{(a-c)^b}\right](\sigma_{-1}-c)^{b-1}\exp\left[-\left(\frac{\sigma_{-1}-c}{a-c}\right)^b\right], \quad (9)$$

где b — параметр формы; a — параметр масштаба, определяющий расположение распределения вдоль горизонтальной оси; c — параметр усечения, равный минимально возможному значению предела выносливости.

Это так называемое трехпараметрическое распределение Вейбулла является исключительно гибким, оно при $b = 1$ становится экспоненциальным, при $b = 2$ превращается в распределение Рэлея, а при $b > 3{,}5$ приближается к нормальному. Различные формы плотности распределения Вейбулла при $c = 0$ и $a = 1$ показаны на рис. 3.

Математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение этого распределения определяются по формулам

$$\mu_{\sigma_{-1}} = c + (a-c)\,\Gamma(b^{-1}+1);$$

$$s_{\sigma_{-1}} = (a-c)\sqrt{\Gamma(2b^{-1}+1) - \Gamma^2(b^{-1}+1)},$$

где $\Gamma(m) = \int_0^\infty e^{-z} z^{m-1}\,dz$ — гамма-функция.

Плотность нормального распределения

$$f(\sigma) = \frac{1}{S_\sigma\sqrt{2\pi}}\exp\left[-0{,}5\left(\frac{\mu_\sigma - \sigma}{S_\sigma}\right)^2\right]. \quad (10)$$

После подстановки (9) и (10) в (8) и выполнения необходимых преобразований получим выражение для вероятности неразрушения при рассматриваемом сочетании распределений прочности и напряжений в виде

$$P(Y>0) = \Phi(A) - \frac{1}{S_\sigma\sqrt{2\pi}}\int_0^\infty \exp\left[-y^b - 0{,}5(By+A)^2\right]dy, \quad (11)$$

где $\Phi(A)$ — функция нормированного нормального распределения (функция Лапласа).

Дополнительно в (11) приняты следующие обозначения

$$y = \frac{\sigma - c}{a-c}; \quad A = \frac{c-\mu_\sigma}{S_\sigma}; \quad B = \frac{a-c}{S_\sigma}.$$

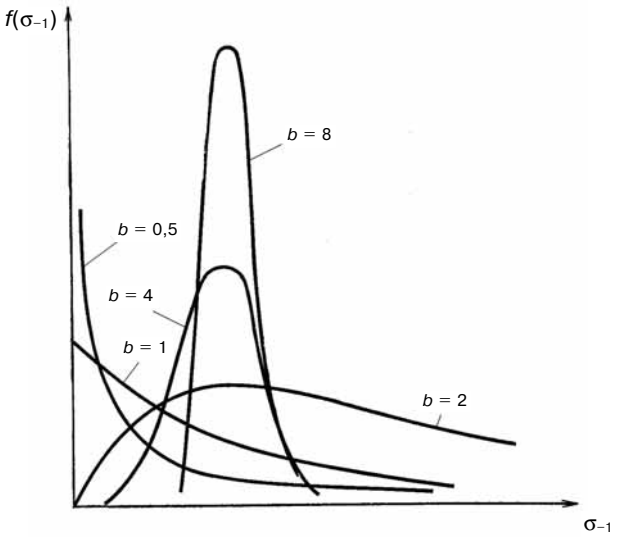


Рис. 3. Плотности распределения Вейбулла при различных значениях *b*

Обойти известные трудности, связанные с интегрированием (11), помогает программа, в которой процедуру интегрирования удобно реализовать с использованием формулы Симпсона.

Часто с целью уменьшения объема вычислений в качестве уравнения прочности материала рассматривают двухпараметрическое распределение Вейбулла. Оно получается из трехпараметрического распределения (9) при $c = 0$. Иначе говоря, в двухпараметрическом распределении Вейбулла минимальное значение предела выносливости равно нулю.

В этом случае плотность распределения

$$f(\sigma_{-1}) = \frac{b}{a}\left(\frac{\sigma_{-1}}{a}\right)^{b-1}\exp\left[-\left(\frac{\sigma_{-1}}{a}\right)^b\right], \quad (\sigma_{-1} \ge 0).$$

Соответственно математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение

$$\mu_{\sigma_{-1}} = a\,\Gamma\left(1+\frac{1}{b}\right),$$

$$S_{\sigma_{-1}} = a\sqrt{\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right) - \left[\Gamma^2\left(1+\frac{1}{b}\right)\right]}.$$

Сведения по зависимостям $b = f(\vartheta_{\sigma-1})$ и $a = f(\mu_{\sigma-1})$ содержатся в книгах по надежности. Их аппроксимация позволила получить следующие приближенные формулы [2]

$$b = \frac{0{,}953}{\vartheta_{\sigma_{-1}} - 0{,}047} \quad \text{при } b \le 4;$$

$$b = 1{,}037\,\vartheta_{\sigma_{-1}}^{-1{,}07} \quad \text{при } b > 4;$$

$$a = \frac{\mu_{\sigma_{-1}}}{\Gamma\left(1+\frac{1}{b}\right)}.$$

При использовании для прочности двухпараметрического распределения Вейбулла вероятность отсутствия разрушения также можно подсчитывать по формуле (11), полагая в ней $c = 0$.

Рассмотрим теперь композицию, когда прочность материала подчиняется экспоненциальному (показательному) распределению, а напряжения имеют нормальный закон распределения, плотность которого определяется зависимостью (10).

Плотность экспоненциального распределения предела выносливости имеет вид

$$f(\sigma_{-1}) = \lambda_{\sigma_{-1}} \exp(-\lambda \sigma_{-1}),$$

где $\lambda_{\sigma-1}$ — параметр, связанный с математическим ожиданием и средним квадратичным отклонением зависимостью

$$\mu_{\sigma_{-1}} = S_{\sigma_{-1}} = \frac{1}{\lambda_{\sigma_{-1}}}.$$

Используя (7), получим следующее выражение для вероятности работы детали без разрушения, т. е. вероятности того, что $Y = \sigma_{-1} - \sigma > 0$

$$P = 1 - \Phi(C) + \exp\left[-0{,}5(2\mu_\sigma \lambda_{\sigma_{-1}} + \lambda^2_{\sigma_{-1}} S^2_\sigma)\right]\Phi(D), \quad (12)$$

где $\Phi(C)$ и $\Phi(D)$ — функции нормированного нормального распределения при следующих аргументах:

$$C = \frac{\mu_\sigma}{S_\sigma}, \qquad D = \frac{\mu_\sigma - \lambda^2_{\sigma_{-1}} S^2_\sigma}{S_\sigma}.$$

Опыт подсчета вероятности по (12) подсказывает, что в подавляющем большинстве прочностных задач функции $\Phi(C)$ и $\Phi(D)$ практически равны единицы. На этом основании (12) упрощается и принимает вид

$$P = \exp\left(0{,}5\lambda^2_{\sigma_{-1}} S^2_\sigma - \mu_\sigma \lambda_{\sigma_{-1}}\right).$$

Подобным образом могут быть получены формулы для подсчета вероятности отсутствия усталостной поломки детали для других композиций распределения прочности и напряжений, если известны их параметры. В конечном счете, наличие этих формул позволяет более разумно назначать минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности с учетом случайных вариаций прочностных свойств материала детали, действующих напряжений и вероятности отсутствия усталостного разрушения.

Литература

1. *Джонсон Н.* Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных / Н. Джонсон, Ф. Лион. — М. : Мир, 1980. — 511 с.

2. *Ефремов Л.В.* Практика инженерного анализа надежности судовой техники / Л.В. Ефремов. — Л. : Судостроение, 1980. — 176 с.

3. *Капур К.* Надежность и проектирование систем / К.Капур, Л. Ламберсон. — М. : Мир, 1980. — 606 с.

4. *Когаев В.П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. — М., Машиностроение, 1977. — 232 с.

5. *Косточкин В.В.* Надежность авиационных двигателей и силовых установок: учебник / В.В. Косточкин. — М. : Машиностроение, 1988. — 272 с.

6. Решетов Д.Н. Надежность машин: учебное пособие / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. — М. : Высшая школа, 1988. — 238 с.

УДК 621.436.12

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В-400 ПРИ ЕГО ФОРСИРОВАНИИ

А.М. Ларцев, к.т.н., доцент
Волгоградский государственный технический университет

Приведены результаты экспериментальных исследований рабочих параметров при форсировании тяжелого тракторного двигателя воздушного охлаждения типа В-400. Выполнен анализ изменения эффективных показателей двигателя при форсировании по среднему эффективному давлению и частоте вращения коленчатого вала до мощности 500 л. с. Дана оценка надежности головки цилиндров по параметру теплонапряженности.

Область применения двигателей воздушного охлаждения большой мощности достаточно широка: бульдозер, трубоукладчик, дизель-генератор, насосная станция, силовая установка для большегрузного автомобиля и т. д. Особенно отметим их приспособленность для эксплуатации в экстремальных условиях. Для производителя важно при одной компоновочной схеме остова и едином типоразмере цилиндро-поршневой группы получить широкий диапазон рабочих номинальных мощностей в пределах допустимых ограничений для основных параметров двигателя. Надо отметить, что по сравнению с двигателем жидкостного охлаждения, форсирование двигателя воздушного охлаждения по среднему эффективному давлению задача более сложная, поскольку рост температур цилиндро-поршневой группы и особенно головки цилиндра может быть недопустимым. Возможны также проблемы с надежностью работы кривошипно-шатунного механизма, коренных опор коленчатого вала, связанные с недостаточной жесткостью остова двигателя воздушного охлаждения.

С целью расширения возможной области применения двигателя В-400 воздушного охлаждения были проведены его стендовые испытания при различных уровнях форсирования [4]. С определением индикаторных и эффективных показателей и оценкой уровня теплонапряженности головки цилиндра.

В табл. 1 приведены уровни форсирования двигателя, при которых проводились его стендовые испытания.

Проведение работ включало следующие этапы [3]:

Таблица 1

Параметр	Численные значения параметров по уровням форсирования						
N_e, л. с.	400	450	450	470	470	500	500
n, об/мин	1700	1700	1750	1750	1800	1750	1800

➢ регулировку двигателя на выбранный уровень форсирования;

➢ определение оптимального угла подачи топлива $\theta_{впр\ opt}$ по критерию минимального удельного эффективного расхода топлива $g_e \rightarrow \min$;

➢ определение рабочих параметров при работе по регуляторной характеристике двигателя при $\theta_{впр\ opt}$;

➢ термометрирование головки цилиндра при работе по регуляторной характеристике (схема расположения термопар на днище головки цилиндра приведена на рис. 1);

➢ определение индикаторных и эффективных показателей двигателя.

Оптимальный угол опережения впрыска топлива определялся на номинальном режиме для каждого уровня форсирования по критерию $g_e \rightarrow \min$. Как показали результаты испытаний, оптимальный угол опережения впрыска топлива зависит исключительно от оборотов коленчатого

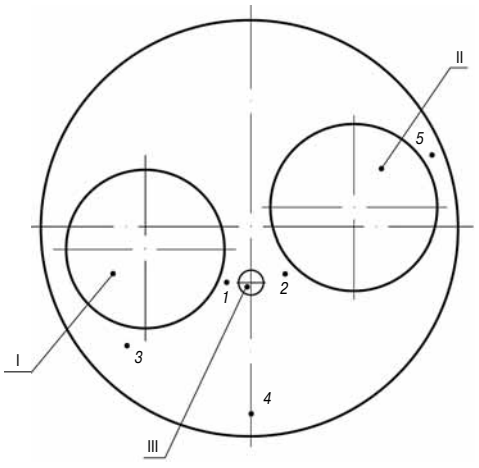


Рис. 1. Схема расположения термопар на днище головки цилиндра:
I — отверстие выпускного клапана; II — отверстие впускного клапана; III — отверстие под форсунку; *1–5* — номера термопар

Таблица 2

Основные эффективные показатели двигателя В-400 при его форсировании

Модель ДВС	N_e, кВт/л.с.	n, об/мин	g_e, г/кВт·ч	p_e, МПа	p_z, МПа	$(dp/d\varphi)_{max}$, МПа/град	$\theta_{впр\ opt}$, град	$N_{мп}$, кВт	T_{Tr}, К	$T_{гц}$, К	$T_{гцу}$, К	α
В-400	315/428	1700	209	0,84	10,5	0,50	27	65	791	384	372	1,92
В-450	332/452	1700	210	0,91	10,4	0,41	27	65	805	388	376	1,88
В-450	334/454	1750	221	0,89	10,6	0,40	28	79	817	389	383	1,91
В-470	343/467	1750	220	0,91	11,2	0,40	28	76	836	391	380	1,89
В-470	344/468	1800	221	0,88	11,0	0,42	30	111	853	397	385	1,88
В-500	370/503	1750	221	1,00	12,0	0,44	28	81	860	397	388	1,81
В-500	376/511	1800	221	0,97	11,5	0,44	30	113	853	401	388	1,81

Примечание: g_e — удельный эффективный расход топлива; p_e — средне эффективное давление; p_z — максимальное давление сгорания; $(dp/d\varphi)_{max}$ — максимальная скорость нарастания давления; $N_{мп}$ — мощность механических потерь; T_{Tr} — температура отработавших газов; $T_{гц}$ — температура головки цилиндра в месте установки регулятора температуры двигателя (РТД) при температуре окружающей среды $T_{окр}$ в момент испытания двигателя; $T_{гцу}$ — условная температура головки цилиндра, определенная по следующей зависимости: $T_{гцу} = T_{гц} - T_{окр} + 20$ К, где $T_{окр}$ — температура окружающей среды в момент испытаний двигателя; α — коэффициент избытка воздуха

вала, а номинальная мощность двигателя заметного влияния на $\theta_{впр\ opt}$ не оказывает. Было отмечено, что с ростом оборотов коленчатого вала и соответственно механических потерь двигателя чувствительность удельного расхода топлива g_e к изменению $\theta_{впр}$ возрастает.

В табл. 2 приведены основные показатели двигателя при различных уровнях форсирования.

Характер изменения удельного эффективного расхода топлива в основном зависит от качества рабочего процесса и мощности механических потерь двигателя при его форсировании. Так, при увеличении мощности двигателя с 400 до 450 л. с. при постоянной частоте вращения 1700 об/мин, g_e увеличивается лишь на 0,8г/кВт·ч, что находится в пределах погрешности измерений, то есть можно считать, что расход топлива практически остается постоянным. Иная картина наблюдается при увеличении мощности за счет увеличения оборотов коленчатого вала до 1750 об/мин. Расход топлива возрастает примерно на 10 г/кВт·ч, хотя заметного увеличения мощности механических потерь не наблюдается (рост всего на 10−15 кВт). Видимо, в этом случае увеличение расхода топлива связано с изменением характера смесеобразования и горения топлива вызванным увеличением частоты вращения коленчатого вала. Двигатель оснащен камерой сгорания ЦНИДИ с объемно-пленочным способом смесеобразования [2]. Возможно, с ростом частоты вращения произошло увеличение пленочной доли смесеобразования, что и приводит к увеличению расхода топлива. Наблюдаемый рост температур днища головки цилиндра, по которому косвенно можно оценивать динамику изменения температуры стенок камеры сгорания, по-видимому, не достаточен для интенсификации процесса испарения и сгорания топлива.

При дальнейшем форсировании двигателя по мощности до 510 л. с., с увеличением частоты вращения коленчатого вала до 1800 об/мин, удельный эффективный расход топлива остается неизменным и находится в пределах точности измерений. То есть наблюдается явная неоднозначность влияния роста частоты вращения коленчатого вала и среднего эффективного давления на расход топлива. Поэтому различные этапы форсирования оказывают разное влияние на качество рабочего процесса и каждый этап форсирования требует экспериментальной оценки и при необходимости доводки рабочего процесса двигателя.

Для вариантов регулирования N_e = 400−450 л. с. значения p_z можно считать постоянными при различной номинальной частоте вращения. Только при дальнейшем росте мощности двигателя максимальное давление сгорания p_z имеет общую тенденцию к росту при оборотах коленчатого вала 1750 и 1800 об/мин. При варианте регулирования 500 л. с./1750 об/мин p_z достигает максимума в 12 МПа. Динамика изменения скорости нарастания давления идентична изменению p_z. Практика эксплуатации и результаты исследовательских работ по форсированию двигателя 8ЧВН15/16 показали, что стабильная, надежная и безотказная работа двигателя обеспечивается при значении p_z не более 11 МПа. Как видно, данное условие выполняется при увеличении мощности до N_e = 470 л. с. Дальнейшее форсирование двигателя, требует тщательной оценки работоспособности его основных сопряжений (цилиндро-поршневой группы, кривошипно-шатунного механизма, головки цилиндра) с помощью испытаний на надежность.

В двигателях воздушного охлаждения одним из элементов, определяющим его технический уровень, является головка цилиндра. Не достаточно

жесткая и чувствительная к изменению температур конструкция требует особого внимания при форсировании двигателя. Оценка теплового состояния головки цилиндра при форсировании двигателя 8ЧВН15/16 осуществлялась двумя путями:

➢ измерением температуры в месте установки РТД $T_{гц}$ (табл. 2);

➢ измерением температур на днище головки цилиндра в точках *1*–*5* (рис. 2).

В точках *3* и *4* значения температур близки, поэтому на рис. 2 приведены значения температур только в точке *3*, так как она расположена ближе к выпускному каналу и температуры здесь несколько выше.

Температура головки цилиндра в месте установки РТД при форсировании двигателя растет незначительно (максимальный прирост составляет 17 °С при форсировке до N_e = 500 л. с. и n = 1750 об/мин). При этом температура головки (см. табл. 2) для всех вариантов форсирования не выходит за допустимый предел, определяемый техническими условиями на двигатель В-400, и равным 413 °С. Более корректной является оценка температурного поля головки цилиндра со стороны камеры сгорания в характерных точках. На рис. 2 приведены измеренные значения температур днища головки цилиндра. Как видим, наблюдается монотонный рост температур во всех характерных точках при форсировании двигателя. Наиболее опасными с точки зрения появления термоусталостных трещин являются точки *1* и *2*. Максимальные значения температур в этих точках составляют 613 и 491 К соответственно и достигаются в варианте форсирования 500 л. с./1800 об/мин, что не превышает максимально допустимой температуры головки цилиндра по материалу АЛ-25 равной 623 °С. Вызывает только некоторую озабоченность рост градиента температур между точками *1*–*2*, который на указанном режиме достигает 122 °С и может привести к термоусталостному разрушению межклапанных перемычек при длительной работе. Можно отметить достаточно хорошую конструктивную проработку головки цилиндра двигателя, что позволяет проводить работы по его форсированию. Однако окончательное заключение по работоспособности головки цилиндров может быть получено только после ресурсных стендовых испытаний двигателя или на ускоренных циклах нагружения.

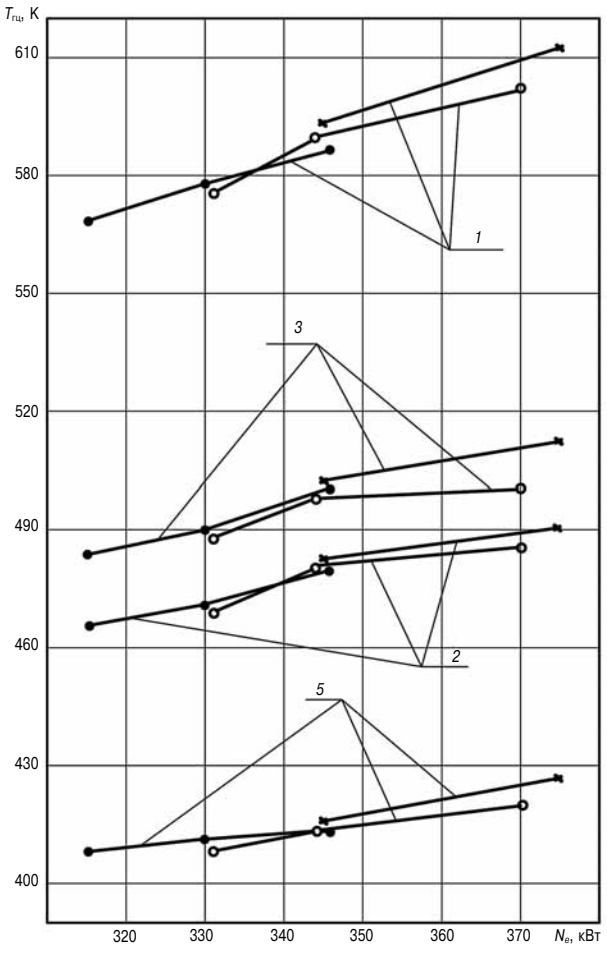


Рис. 2. Изменение температур на днище головки цилиндра при форсировании двигателя:
1–*3*, *5* — номера термопар; • — n = 1700 об/мин; ○ — n = 1750 об/мин; × — n =1800 об/мин

Температура отработавших газов перед газовой турбиной $T_{Тг}$ (табл. 2) с ростом форсирования увеличивается от 791 К (при варианте форсирования 400 л. с./1700 об/мин) до 860 К при варианте 500 л. с./1750 об/мин. При всех вариантах форсирования температура отработавших газов не выходит за предельное значение 943 К, равное и установленное технической документацией на двигатель В-400. На режиме 500 л. с./1800 об/мин достигаются максимальные значения температур в точках *1*, *2*, в то время как максимальная температура отработавших газов наблюдается на режиме 500 л. с./1750 об/мин, при этом температура головки в точке *1* ниже на 8–10 °С.

На практике при испытаниях двигателя воздушного охлаждения одним из определяющих факторов, позволяющих оценить его предельное тепловое состояние, является температура отработавших газов, предельное значение которой регламентируется в технической документации двигателя. Как показывают полученные данные, при форсировании двигателя температура отработавших газов не всегда корректно отражает тепловое состояние головки цилиндра в наиболее нагретых точках. Значение температуры головки цилиндра в штатной точке (место установки РТД) также не дает полного представления о фактических значениях температур в наиболее нагретых зонах днища. Оценка теплового состоя-

ния двигателя воздушного охлаждения большой мощности должна производиться комплексно с учетом ряда факторов, определяющим из которых является значение эффективной мощности двигателя. Предельное значение мощности может быть определено только путем проведения термометрирования днища головки цилиндра в зоне межклапанных перемычек с последующими испытаниями на надежность.

Выполненный цикл экспериментальных исследований подтверждает возможность форсирования двигателя воздушного охлаждения до мощности 500 л. с. при частоте вращения 1800 об/мин по условию прочности и теплонапряженности деталей камеры сгорания базовой конструкции.

Следующий цикл исследований предусматривает нормализацию выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Выпускавшийся серийно двигатель В-400 по своим экологическим показателям полностью соответствовал требованиям действовавшего на тот период ГОСТ 17.2.2.05–97. В настоящее время экологические показатели для рассматриваемых двигателей регламентируются ГОСТ Р 41.96–2011 [1], действующим с 1 марта 2013 г. В соответствии с требованиями этого стандарта значения выбросов вредных веществ не должны превышать следующих значений: оксид углерода CO ≤ 3,5 г/кВт·ч; углеводороды CH ≤ 1,0 г/кВт·ч; оксиды азота NO_x ≤ 6,0 г/кВт·ч. Для форсированного двигателя при его комплектации узлами высокого технического уровня выбросы вредных веществ составляли по CO = 2,5–3,0 г/кВт·ч; по углеводородам CH = 0,9–1,1 г/кВт·ч и только по оксидам азота NO_x было зафиксировано превышение нормы. Это превышение связано не только с использованием на двигателе разделенной системы питания, но и с характерным для двигателей воздушного охлаждения повышенным температурным уровнем рабочего процесса.

Приведенные результаты экспериментальных исследований дают возможность определить перспективные направления работ по совершенствованию конструкции и улучшению показателей двигателя воздушного охлаждения большой мощности.

Литература

1. ГОСТ Р 41.96–2011. Единообразные предписания, касающиеся двигателей с воспламенением от сжатия, предназначенных для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной технике, в отношении выброса вредных веществ этими двигателям — взамен ГОСТ Р 41.96–2005; введ. 01.03 2013. — М. : Стандартинформ 2013 . — 61 с.

2. Дизель 8ДВТ-330. Техническое описание и инструкция по эксплуатации: монография / Л.С. Ализар [и др.]; под ред. Г.Г. Меньшенина. — М. : Машиностроение, 1986. — 143 с.

3. Испытания двигателей внутреннего сгорания: монография / Б.С. Стефановский [и др.]. — М. : Машиностроение, 1972. — 368 с.

4. Результаты исследовательских испытаний дизеля В-400 по определению пределов его форсирования: технический отчет / Волгоградский моторный завод. — Волгоград, 1989. — 33 с.

УДК 621.434.038

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Г.Г. Тер-Мкртичьян, д.т.н., проф, М.В. Мазинг, к.т.н.
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

Выполнен анализ влияния норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами на развитие топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Показано, что аккумуляторные системы типа common rail становятся основным типом топливной аппаратуры для автомобильного транспорта и автотракторной техники. Отмечено, что эти системы находятся в стадии развития и их оптимальная конструкция и принцип работы основных компонентов еще окончательно не сформировались. Показаны перспективы развития комбинированных аккумуляторных систем с мультипликаторами давления, сочетающие достоинства систем common rail и гидроприводных насос-форсунок.

Основной проблемой для транспортных двигателей различного назначения является необходимость обеспечить соответствие перспективным экологическим стандартам, особенно по выбросам с отработавшими газами NO_x и дисперсных (твердых) частиц при одновременном улучшении топливной экономичности. За последние 20 лет предельно допустимые выбросы вредных веществ ужесточились примерно в 10 раз. Так, для дизельных автотранспортных средств массой более 3,5 т, Правилами ЕЭК ООН № 49 предусмотрено снижение к 2016–2018 г. предельно допустимых выбросов NO_x почти в 9 раз (с 3,5 до 0,4 г/кВт·ч) и твердых частиц с 0,03 до 0,01 г/кВт·ч, т. е. в три раза (рис. 1).

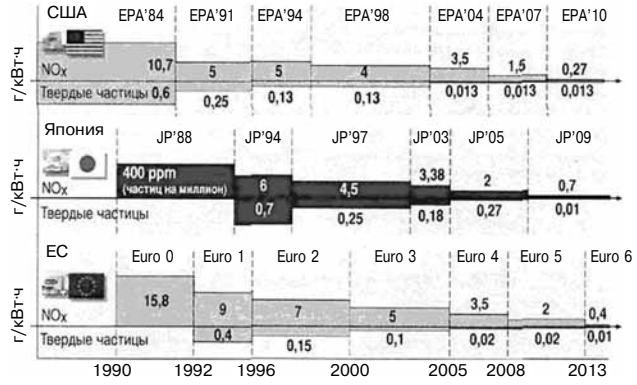


Рис. 1. Изменение предельно допустимых выбросов NO_x и частиц в различных странах мира

В соответствии с требованиями специального Технического регламента к выбросам автомобильной техникой вредных веществ, с 1.01.2013 года в России действуют экологические нормы Евро-4, с 1.01.1915 года вводятся еще более жесткие нормы Евро-5 и в перспективе — Евро-6.

Жесткое нормирование выбросов вредных веществ с отработавшими газами и уровня шума требует постоянной модернизации конструкции двигателя, в первую очередь, его топливной системы и топливной аппаратуры. Прежде всего, это проявилось в необходимости обеспечить надежность и стабильность работы топливной аппаратуры при резком возрастании максимального давления впрыскивания топлива, которое с 1980 года выросло в 4 раза и, достигнув в настоящее время 200–250 МПа, имеет тенденцию к дальнейшему увеличению [1].

На автотракторных дизелях крупносерийного и массового производства использовалась в основном и продолжает использоваться топливная аппаратура разделенного типа, включающая ТНВД, топливопроводы высокого давления и форсунки, при этом на дизелях грузовых автомобилей применяются рядные многоплунжерные и индивидуальные ТНВД, а на малолитражных быстроходных дизелях легковых автомобилей — насосы распределительного типа. Незначительная часть автотракторных дизелей комплектуется насос-форсунками, в основном с механическим приводом плунжера.

К важному этапу развития дизельной топливной аппаратуры можно отнести переход от механических регуляторов частоты вращения к микропроцессорным системам управления. Основу системы управления топливной аппаратурой нового поколения составляет программное обеспечение и, соответственно, алгоритмы управления, которые отрабатываются для каждого конкретного типа двигателя. Такой тип топливной аппаратуры на сегодняшний день является преобладающим для современных транспортных дизельных двигателей и ее выпуск постоянно возрастает.

Для достижения комплексного снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами, при сохранении или даже улучшении достигнутых показателей топливной экономич-

ности, необходимо обеспечить качественно новые функции топливной аппаратуры, отсутствующие или недостаточно эффективно реализованные в аппаратуре традиционного типа с механическими и электронными системами регулирования. Решение этой проблемы требует качественной организации процесса сгорания топлива в каждом цилиндре дизеля, и в каждом рабочем цикле на всех режимах его работы, в том числе и на неустановившихся.

Функции дизельной топливоподающей аппаратуры традиционного типа заключаются, главным образом, в определении того, *сколько* топлива подать за цикл и *когда*, в то время как для перспективных систем, предназначенных для снижения вредных выбросов в соответствии с требованиями перспективных стандартов, все более актуальной становится задача определения того, *каким образом* подать топливо в цилиндр дизеля. Так, например, управление кинетикой горения и образования вредных веществ формирует требование к форме характеристики впрыскивания топлива, в том числе к необходимости разделения процесса впрыскивания на несколько фаз, т. е. обеспечение многофазного процесса впрыска.

Расширенное применение в автотракторных дизелях топливной аппаратуры нового поколения с микропроцессорным управлением и высоким уровнем давлений впрыскивания, наблюдающееся с начала 90-х годов, следует отнести к революционным изменениям в технологии современного дизелестроения.

К аппаратуре нового поколения относятся как системы импульсного впрыскивания с механическим приводом насосных секций (насос-форсунки и индивидуальные топливные насосы), так и аккумуляторные топливные системы, то есть системы непрямого действия с гидроприводными насос-форсунками типа HEUI и системы прямого действия типа common rail (рис. 2). В аппаратуре такого типа золотниковый способ дозирования топлива и механическая система регулирования заменены дозированием электромагнитными клапанами, управляемыми микропроцессорным блоком. Благодаря переходу к клапанному способу дозирования резко расширяются возможности по управлению процессом топливоподачи, а именно величиной подачи, продолжительностью, фазами впрыскивания топлива и количеством впрыскиваемых доз топлива. Аппаратура же традиционного типа практически повсеместно снимается с производства и становится историей.

Наиболее перспективными с точки зрения выполнения требований по выбросам вредных веществ, уровню шума и топливной экономичности являются аккумуляторные системы топливоподачи обоих типов, которые активно вытесняют аппаратуру импульсного впрыскивания. Главным достоинством этих систем является разделение во времени процессов создания энергии впрыскивания, дозирования и впрыскивания топлива, вследствие чего эти процессы не оказывают неблагоприятного воздействия друг на друга. Сочетание аккумуляторной системы с электрогидроприводными форсунками (или электрогидроприводными насос-форсунками) и электромагнитными клапанами позволяет регулировать давление впрыскивания на любом режиме работы двигателя и управлять самой характеристикой впрыскивания топлива, числом и фазами отдельных доз топлива за рабочий цикл, обеспечивая управляемый многофазный характер процесса впрыскивания топлива, что значительно расширяет возможности управления рабочим процессом двигателя.

Наиболее распространенным типом аккумуляторной системы топливоподачи с электрогидроприводными насос-форсунками является разработанная в начале 90-х годов и серийно выпу-

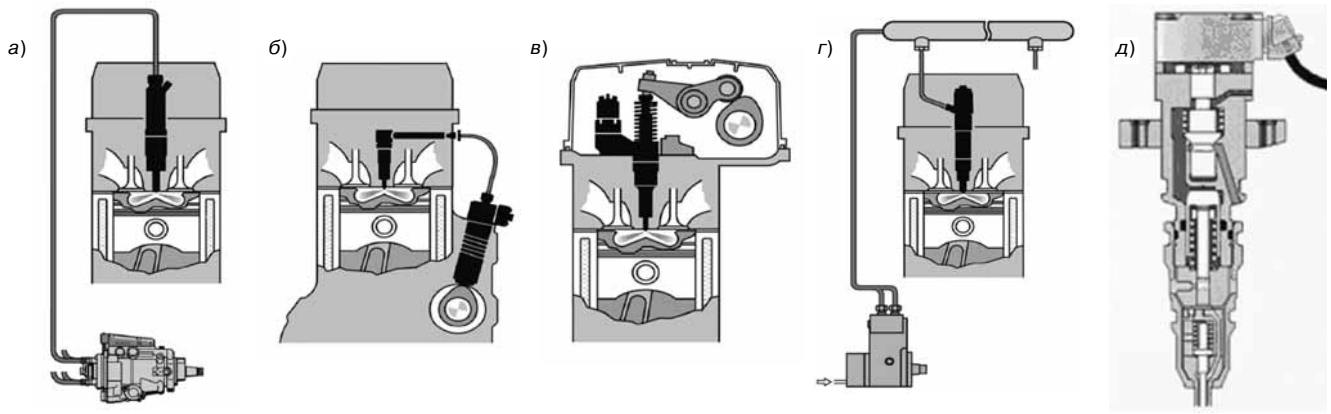


Рис. 2. Топливная аппаратура современных автотракторных дизелей:
а — традиционного типа; *б* — индивидуальный ТНВД с электромагнитным клапаном (ЭМК); *в* — насос-форсунка с механическим приводом и ЭМК; *г* — система типа common rail; *д* — система типа HEUI

скаемая фирмой «Caterpillar» для своих дизельных двигателей топливная система HEUI (Hydraulic Electronic Unit Injection), первые образцы которой обеспечивали давление впрыскивания 135 МПа, но уже в 1995 году эта величина была повышена до 150 МПа. Принципиальное достоинство этих систем состоит в наличии в контурах управления существенно меньшего давления (15–25 МПа), чем давление впрыскивания. Соотношение этих давлений примерно равно отношению площадей сервопоршня и нагнетающего плунжера [2].

В России работы по созданию электрогидроприводной насос-форсунки выполнялись в ЦНИТА. МАДИ, ЯЗТА [3]. Алтайским заводом прецизионных изделий разработана и подготовлена к производству аккумуляторная система ACRS-2 с гидроприводными насос-форсунками, в корпусах которых встроены мультипликаторы давления. Система обеспечивает давление впрыскивания 150–200 МПа и предназначена для дизелей с рабочим объемом одного цилиндра 1–2 л (ММЗ, КамАЗ, Автодизель, ПО АМЗ, ВМТЗ) и величиной цикловых подач топлива до 250 мм^3. В качестве рабочего тела для создания среднего давления в системе ACRS-2 используется топливо, т. е. в отличие от системы HEUI фирмы «Caterpillar», использующей в линии среднего давление масло, система ACRS работает по схеме топливо-топливо. Нагнетание топлива производится двухсекционным насосом с регулированием производительности и величины давления на линии всасывания [4].

Начало серийного производства аккумуляторных систем прямого действия типа common rail относится к 1997 г., когда фирма «Bosch» совместно с фирмой «Fiat» выпустили систему UNIJET для дизелей 1,9JTD и 2,4JTD, устанавливаемых на легковых автомобилях «Alfa Romeo». Система UNIJET обеспечивала максимальную подачу топлива до 100 мм^3 в диапазоне частот вращения коленчатого вала двигателя от 100 до 6000 об/мин при максимальном давлении впрыскивания 135 МПа и предварительном впрыскивании дозы топлива 0,5–1,5 мм^3 [5]. В 1999 г. на основе UNIJET была поставлена на производство система CRSN1 для легких грузовиков «Iveco» («Turbo Daily»). Немногим позже появилась версия с давлением впрыскивания 140 МПа для крупных транспортных средств. В 2001 г. модернизированная система с давлением 160 МПа была представлена в США на автомобилях типа «пикап».

Взрывной характер объемов производства аккумуляторных топливных систем, наблюдающийся с 90-х годов XX века, обусловлен достигнутыми к этому времени успехами в создании электромагнитных управляющих клапанов с высоким быстродействием и микропроцессорного управления. Разработкой аккумуляторных систем занимаются все ведущие мировые фирмы в данном секторе рынка и совершенствование этих систем является наиболее динамично развивающимся направлением в двигателестроении.

Аккумуляторные системы серийно выпускаются немецкими фирмами «Robert Bosch» и «Continental Trading GmbH», которой фирма «Siemens» передала производство систем CRS (Common Rail Siemens), японскими фирмами ZEXEL и «Nippon Denso», фирмой «Delphi Diesel Sistems», входящей в международный концерн «Delphi», швейцарскими фирмами DUAP и «Liebher». Системы common rail» фирмы «Bosch» устанавливаются на дизельные двигатели нового поколения практически всех фирм и производителей (в основном европейских и азиатских фирм). Фирма «Delphi» является поставщиком систем DCR (Delphi Common Rail) для дизелей, выпускаемых фирмами «Renault/Nissan», PSA, «Hyundai/Kia», «Ford» и др. В России система типа common rail производства ОАО «ЯЗДА» и ЗАО «АЗПИ» устанавливается на автомобильных дизелях ЯМЗ-656 [6].

На сегодняшний день принципиальная схема системы common rail в основном сформирована. Система включает топливный насос высокого давления с регулируемой производительностью и давлением, топливный аккумулятор, комплект форсунок с быстродействующими электроприводными клапанами и микропроцессорную систему управления. Компоновка основных элементов (насоса, топливного аккумулятора, топливопроводов) на двигателе значительно упрощена по сравнению с традиционными системами топливоподачи. Основные элементы аккумуляторной системы (блок управления, датчики, насос высокого давления, электромагнитные клапаны, регулятор давления, алгоритм управления), предназначенной для двигателей разного класса и назначения, обладают высокой степенью унификации.

При практически одинаковых принципах управления процессом топливоподачи и, как следствие, близкими параметрами топливоподачи, топливные системы common rail производства разных фирм различаются по конструктивному исполнению основных элементов и принципам их работы. Эти различия свидетельствует о том, что топливные системы common rail находятся в стадии развития и их оптимальная конструкция и принцип работы основных компонентов (прежде всего форсунок и насосов высокого давления) еще окончательно не сформировались. Кроме того, при постоянном совершенствовании конструкции топливных систем

одного разработчика иногда существенно меняется и принцип их работы.

Основное различие между электрогидравлическими форсунками, выпускаемыми разными производителями, заключается в конструкции и принципе работы управляющих клапанов (однозатворный или двухзатворный, шариковый или с коническим затвором, разгруженный от давления топлива или неразгруженный), характере обратной связи (отрицательная или положительная) в способе управления приводом клапана — электромагнитный или пьезоэлектрический. Указанные отличия оказывают определяющее влияние на основные характеристики системы в целом.

В качестве ТНВД в аккумуляторных системах типа common rail применяются рядные многоплунжерные топливные насосы, звездообразные радиально-плунжерные и роторные. Все варианты топливных насосов при нагнетании топлива обеспечивают сглаженный характер нагружения приводного вала крутящим моментом, а сама величина крутящего момента в несколько раз меньше, чем для привода распределительного насоса с таким же уровнем давлений. Благодаря этому требования к приводу топливного насоса снижены до уровня требований к прочим вспомогательным агрегатам двигателя, несмотря на высокие давления нагнетания. Регулирование производительности насосов всех типов и создаваемого ими давления производится с помощью электроуправляемых дозаторов на входе в насос, использующих принцип дросселирования на впуске.

В зависимости от числа цилиндров и рабочего объема цилиндров двигателя, номинальной частоты вращения и необходимой величины цикловой подачи топлива, привод насоса от коленчатого вала выполняется с передаточным отношением 1:2, 1:1,5 или 1:1.

К наиболее нагруженным компонентам топливной системы common rail относятся топливные насосы высокого давления, топливные аккумуляторы и форсунки, которые находятся под постоянным воздействием высоких давлений. Обеспечение работоспособности этих компонентов при повышении уровня давлений достигается как за счет использования новых материалов с высокими прочностными свойствами, так и путем совершенствования конструкции.

Совершенствование аккумуляторных систем common rail ведется главным образом в направлении повышения максимальных давлений впрыскивания до 200–250 МПа и выше для систем, подготовленных к постановке на производство во втором десятилетии XXI века.

На рис. 3 представлены основные этапы развития аккумуляторных систем высокого давления common rail, выпускаемых фирмой «Bosch» [7]. Из приведенных данных следует, что постоянное ужесточение норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами дизелей сопровождается ростом требований к рабочим параметрам топливной аппаратуры, что находит свое отражение в ее модернизации.

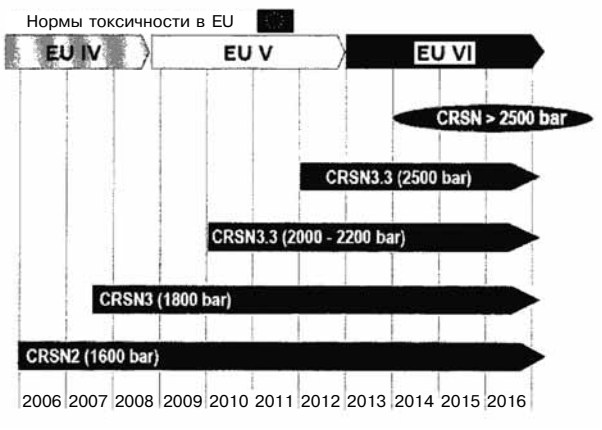


Рис. 3. Развитие аккумуляторных систем «Common Rail» фирмы «Bosch»

В аккумуляторной системе CRSN3 с давлением 180 МПа форсунка имеет пониженный расход топлива на управление, что позволило снизить производительность насоса высокого давления и повысить эффективность системы и двигателя в целом. Конструкция системы постоянно развивалась, с обеспечением давления впрыскивания топлива соответственно 200 и 220 МПа. С 2013 г. началось производство системы CRSN3-25 с давлением впрыскивания 250 МПа. Система CRSN3-25 предназначена для применения в двигателях средних и тяжелых грузовых автомобилей с количеством цилиндров от 4 до 16, а также в силовых агрегатах для спецтехники (тракторы, строительное оборудование) и для двигателей судового назначения (яхты, круизные лайнеры, контейнеровозы).

Дальнейшее ужесточение законодательных норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами послужило основной предпосылкой для разработки фирмой «Bosch» системы CRSN 4 четвертого поколения для тяжелых коммерческих автомобилей. При этом рост давлений впрыскивания поставил разработчиков перед необходимостью решения проблемы обеспечения повышенной механической и термической нагруженности компонентов топливной системы, особенно топливного насоса и топливного аккумулятора, от надежности которых зависит стабильность работы системы и ее долговечность.

При решении этой проблемы использован принцип действия аккумуляторной системы непрямого действия типа HEUI с разделением

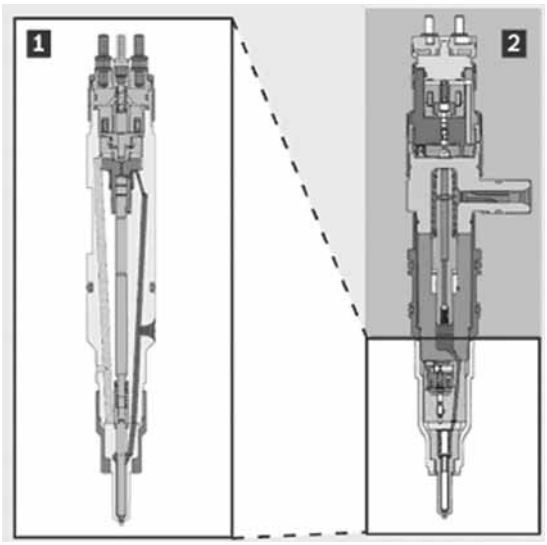


Рис. 4. Электрогидравлические форсунки:
1 — CRIN3; *2* — CRIN4

процесса повышения давления на две стадии. В системе «Amplified Common Rail System» (ACRS) — аккумуляторной системе четвертого поколения — топливный насос создает давление в диапазоне (21−110 МПа), которое затем повышается до 210−250 МПа в форсунке CRIN4-25, конструкция которой претерпела существенное изменение [7].

Форсунка с усилителем давления CRIN4 (рис. 4) разработана на основе классической форсунки CRIN3 при сохранении ее габаритных размеров, но отличается от нее по принципу действия и дизайну. Были сведены к минимуму размеры деталей управления процессом впрыскивания за счет новой компактной конструкции управляющего клапана, чтобы освободить место для усилителя давления. В конструкцию форсунки заложен модульный принцип, вследствие чего составляющие ее элементы разделены на три модуля — впрыска, управления и усилителя давления [9].

Модуль впрыска включает управляющий электромагнитный клапан *2* (рис. 5) и распылитель *6*. Однозатворный управляющий клапан заменен гидравлически уравновешенным двухзатворным управляющим клапаном *2*, размещенным в нижней части корпуса форсунки и гидравлически связанным с иглой *7* распылителя *6*. Перепуск топлива, затраченного на управление процессом впрыскивания, производится по каналу *11*.

Модуль усиления давления (усилитель давления) с поршнем-мультипликатором *4*, обратным клапаном *8* и возвратной пружиной *9* размещен в освободившейся верхней части корпуса форсунки и используется для генерации высокого давления внутри форсунки за счет разницы площадей

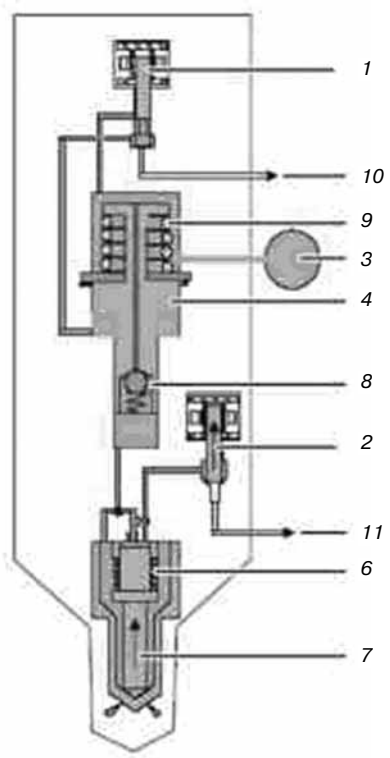


Рис. 5. Принципиальная схема форсунки CRSN4:
1 — управляющий клапан усилителя давления; *2* — управляющий клапан форсунки; *3* — топливоподводящий канал; *4* — поршень-мультипликатор; *6* — распылитель; *7* — игла распылителя; *8* — обратный клапан; *9* — пружина; *10*, *11* — перепускные каналы

поршня-мультипликатора *4*. Топливо из топливного аккумулятора под давлением, создаваемым насосом высокого давления, подводится по каналу *3* непосредственно к поршню-мультипликатору *4*. Перепуск топлива из клапана *1* усилителя давления производится по каналу *10*.

Модуль управления, размещенный в верхней части корпуса форсунки, снабжен дополнительным электромагнитным клапаном *1*, с помощью которого активируется усилитель давления в зависимости от режима работы двигателя и независимо от активации управляющего клапана форсунки *2*. Модуль управления позволяет выбрать максимально эффективный способ повышения давления за счет изменения фазового сдвига между моментами активации двух управляющих клапанов форсунки, обеспечивая таким образом получение требуемой формы характеристики впрыскивания основной порции топлива. При активации управляемого сливного клапана *1* до начала активации электромагнитного клапана *2,* характеристика впрыскивания основной порции топлива получается близкой к трапециевидной. При одновременной активации клапанов *1* и *2* впрыскивание основной порции топлива производится с постепенным повышением давления. При активации блоком управления управляющего клапана *2* до

активации управляемого сливного клапана *1,* форма характеристики впрыскивания основной порции топлива получается близкой к ступенчатой.

Степень повышения давления является отдельной опцией форсунки CRSN4, которая может функционировать как в режиме «повышения давления», так и без повышения. Впрыскивание малых доз топлива до и после основной подачи (до 7 отдельных впрысков) производится без усиления давления.

Пониженное давление в аккумуляторе, меньший расход топлива на управление форсунками по сравнению с предшествующими классическими системами стали основными факторами для разработки нового семейства модульных ТНВД CPN5. Новое семейство ТНВД рассчитано на меньшую производительность и на существенно меньшее повышение давления по сравнению с ТНВД в системе CRSN3. Это позволяет отказаться от смазки ТНВД маслом двигателя и организовать смазку трущихся частей топливом, что дает возможность спроектировать насосные элементы с оптимальными зазорами, поскольку утечки из плунжерных пар, попадающие в корпус ТНВД, не будут контактировать со смазочной системой двигателя. Также меньшее давление нагнетания снижает деформации корпуса ТНВД.

Фирма «Detroit Diesel», являющаяся частью концерна «Daimler AG», с 2012 г. применяет аккумуляторные топливные системы в сочетании с мультипликаторами давления в новом семействе шестицилиндровых дизелей DD 13, DD 15 и DD 16. В системе ACRS (Amplified Common Rail System) двухсекционный топливный насос создает первоначальное давление до 90 МПа, которое затем повышается в электрогидравлической форсунке до 210 МПа и его величина контролируется двумя электромагнитными управляющими клапанами [10].

Проведенный анализ состояния и перспектив развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей показал, что в последние годы аккумуляторные системы типа common rail, обладающие наибольшими возможностями управления процессом топливоподачи, становятся основным типом топливной аппаратуры как легковых, так и грузовых автомобилей и автотракторной техники.

Эти системы обеспечивают получение оптимальных параметров топливоподачи для всего диапазона рабочих режимов и обладают высокой степенью унификации для двигателей разной размерности цилиндров. Главным достоинством аккумуляторных систем common rail является разделение во времени процессов создания энергии впрыскивания, дозирования и впрыскивания топлива, вследствие чего эти процессы не оказывают неблагоприятного воздействия друг на друга. Это дает возможность регулировать давление впрыскивания на любом режиме работы дизеля и управлять законом впрыскивания топлива в функции времени, количеством и фазами отдельных доз топлива при многофазном впрыске.

К перспективным направлениям развития топливных систем common rail можно отнести создание комбинированных аккумуляторных системы с мультипликаторами давления, сочетающие достоинства классических систем common rail и гидроприводных насос-форсунок.

Литература

1. *Тер-Мкртичьян Г.Г., Мазинг М.В., Ветошников А.Г.* Обеспечение малотоксичного рабочего процесса форсированных перспективных дизельных двигателей // Современные проблемы науки и образования. — 2013. — № 5; URL: www.science-education.ru/111-10237.

2. *Тер-Мкртичьян Г.Г.* Комбинированные аккумуляторные системы с мультипликаторами давления — новый этап развития топливной аппаратуры дизелей грузовых автомобилей / Г.Г. Тер-Мкртичьян, А.А. Демидов, Е.Е. Старков // Труды НАМИ: сб. науч. ст. — М., 2013. — Вып. № 255. — С. 86–110.

3. *Rinolfi R., Imarisio R., Burati R.* The potentials of a new common rail diesel fuel injection system for the next generation of DI diesel engines // 16 International Wiener Motorsymposium. VDI-Verlag Reihe 12. — № 239. — 1998. — P. 87–111.

4. *Мазинг М.В., Курманов В.В.* Топливная аппаратура для автомобильных дизелей экологического класса IV.// Труды НАМИ: сб. науч. ст. — М., 2013. — Вып. 252. — С. 32–41.

5. Common Rail Systems CRSN4 with 2,100 to 2500 bar for pressure amplifier // Robert Bosch Information. 2010. 2 p.

6. *Leonard R., Parche M.* Pressure-amplified common rail system for commercial vehicles // MTZ 05|2009 Vol. 70. — P. 10–15.

7. Detroit Diesel. N3- ACR Fuel System Amplified Common Rail. 2010. — 35 p.

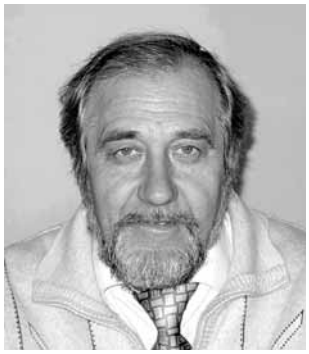
УДК 55.42.31; 55.03.33

РАЗРАБОТКА ЭЛЕМЕНТОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПОВЫШЕННОЙ МОЩНОСТИ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМЫ ВИРТУАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Е.А. Задорожная, к.т.н., доцент; ЮУрГУ, кафедра АТ и сервис, г. Челябинск
А.П. Маслов, к.т.н.; ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» ГСКБД, г. Челябинск

Представлены основные конструктивные и технические решения, направленные на повышение литровой мощности двигателей размерности 13/15 до 75 л. с., подготовка серийного производства которых завершается на ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК». Оценка эффективности представленных технических решений базируется на системе виртуальных испытаний с применением CALS/ИПИ технологий.





В соответствии с целями и задачами государственного контракта, на ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» выполняется разработка технологии производства унифицированного ряда высокофорсированных двигателей мощностью 650–900 л. с. Основная цель ОКР — создание Российской технологии производства конкурентоспособных дизельных двигателей для обеспечения потребностей рынка коммерческих моторов.

Разработка конструкции форсированного двигателя размерностью $D/S = 13/15$ базировалась на опыте, полученном при создании рядного дизельного двигателя 6Т370. Параметры двигателей серии «Т» получены в соответствии с концепцией, разработанной специалистами завода [1]. Для обеспечения максимальной унификации с базовой моделью была сохранена размерность 13/15 и использованы некоторые апробированные технические решения для элементов и деталей двигателей, освоенных на заводе в серийном и опытном производстве. Общий вид высокофорсированных двигателей унифицированного ряда «Дизель-Б» представлен на рис. 1.

Техническим заданием по контракту предусмотрено достижение литровой мощности двигателя до 75 л. с., в отличие от двигателей серии «Т», уровень литровой мощности которых составляет 25–35 л. с. Требование значительного повышения литровой мощности двигателей поставило перед разработчиками ряд серьезных задач, направленных на обеспечение надежности, экономичности и экологических показателей новых двигателей.

Специалистами ЮУрГУ и ГСКБД были проведены расчетно-экспериментальные исследования для определения возможностей и технических условий создания дизельного двигателя с заданными в техническом задании параметрами (смотри таблицу).

Сравнительная оценка расчетных значений рабочих параметров базового и перспективного двигателей

Параметры рабочего процесса	Двигатель серии «Т»	Двигатель «Дизель-Б»
Литровая мощность двигателя, л. с./л	30	75
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	2100	2500
Максимальное давление газов в цилиндре, МПа	14	23
Среднее эффективное давление цикла, МПа	1,26	2,66
Степень сжатия	16	Не более 14
Степень охлаждения наддувочного воздуха, °С	70	Не менее 150
Отношение объема камеры сгорания к объему пространства сжатия	Не менее 0,75	Не менее 0,75
Доля объемного смесеобразования	Не менее 0,85	Не менее 0,85
Вихревое отношение воздушного заряда	1,2	Не менее 1,6–2,5
Максимальное давление впрыскивания топлива, МПа	118	Не менее 180
Температура выпускных газов, °С	650	700–750

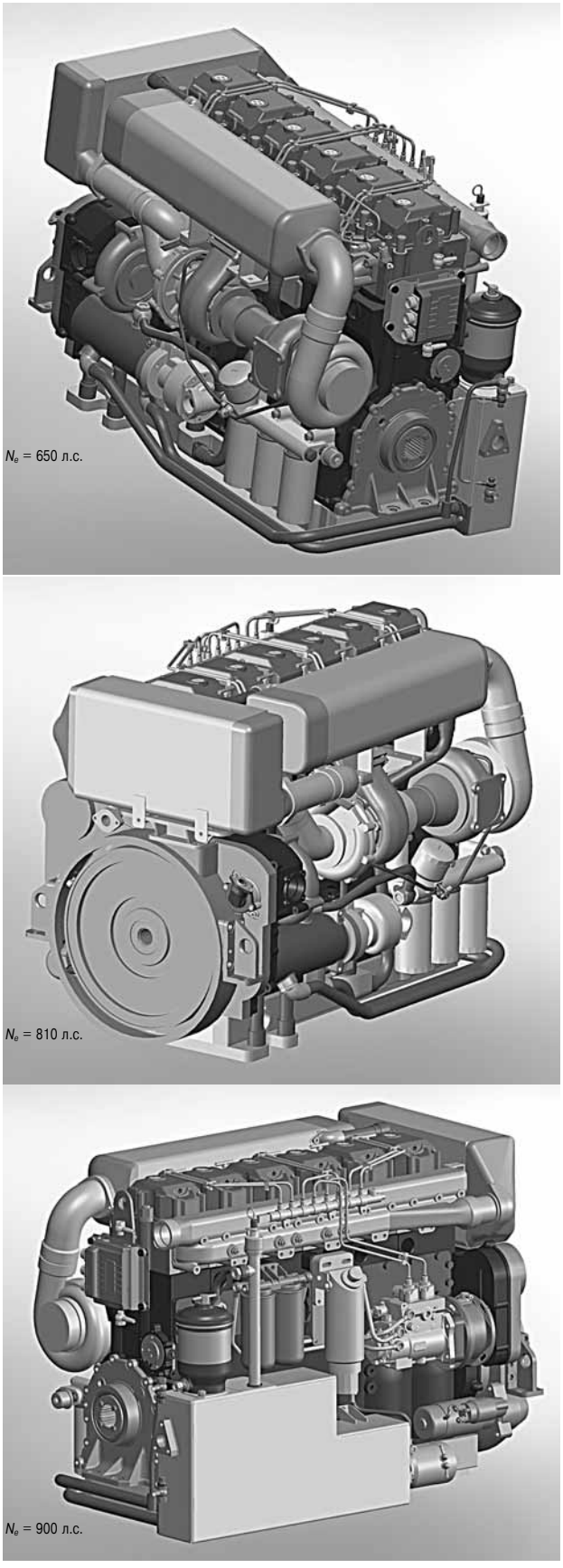


Рис. 1. Унифицированный ряд высокофорсированных двигателей «Дизель-Б»

Сравнительный анализ результатов расчетных исследований показал, что для существенного увеличения литровой мощности двигателя «Дизель-Б» необходимо решить следующие задачи:

➢ обеспечить в необходимом объеме своевременную подачу топлива;

➢ обеспечить подачу воздуха с заданными параметрами в камеру сгорания.

Для выполнения требований, связанных с подачей топлива в цилиндр двигателя, было принято решение использовать топливную аппаратуру типа common rail с электронной системой управления. С этой целью выполнены работы по разработке программного обеспечения и размещения элементов топливной системы на двигателе. Разработка программного обеспечения для управления работой топливной аппаратуры была выполнена совместно со специалистами ООО «АБИТ» (Санкт-Петербург). Алгоритм управления включает калибровку топливной системы в режиме реального времени, что позволит ускорить адаптацию блока управления к любому двигателю с топливоподающей аппаратурой типа common rail. Трехмерная модель системы управления и размещение топливной аппаратуры на двигателе представлены на рис. 2.

Надежная работа двигателя обеспечивается согласованной и оптимизированной работой систем топливоподачи и воздухоснабжения, которая в зависимости от мощности двигателя комплектуется одноступенчатой или двухступенчатой системой турбонаддува (рис. 3) с промежуточным охлаждением надувочного воздуха после каждой ступени.

Представленные на рисунке конструктивные схемы систем воздухоснабжения устанавливаются на двигатель в зависимости от уровня номинальной мощности. Первый вариант предусматривает установку системы одноступенчатого наддува с промежуточным охлаждением для двигателя мощностью 650 л. с., а второй вариант — для двигателей мощностью 810 и 900 л. с.

Представленные конструктивные схемы систем наддува позволяют снизить температуру поступающего в двигатель воздуха и, как следствие, повысить коэффициент наполнения цилиндров воздушным зарядом.

Разработанные совместно со специалистами ОАО НИИД конструкции теплообменников «воздух–охлаждающая жидкость» и «охлаждающая жидкость–масло» выполнены в соответствии с требованиями технического задания как по габаритным, так и по функциональным характеристикам.

Компоновка теплообменников выполнена с учетом конструктивных особенностей двигателей,

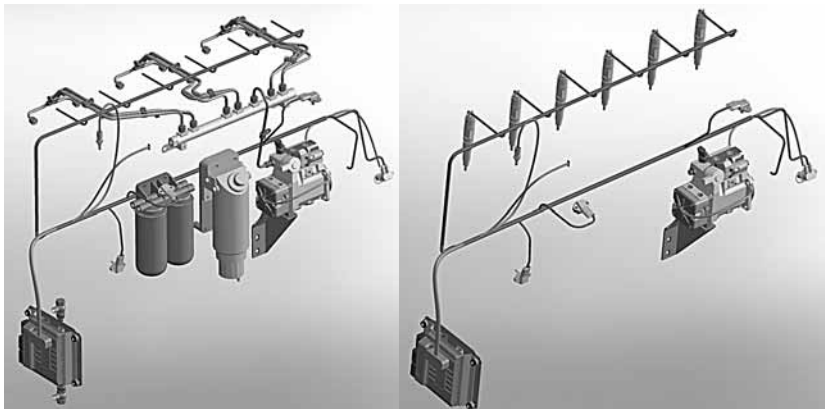


Рис. 2. Модель системы управления и размещения ее на двигателе «Дизель-Б»

представленных на рис. 1. Технические характеристики теплообменников при температуре охлаждающей жидкости 80 °С на входе обеспечивали снижение температуры масла до 120 °С. При этом был обеспечен расход охлаждающей жидкости в пределах 400 л/мин и расход масла до 160 л/мин, что соответствовало требованиям по обеспечению необходимого и достаточного уровня маслоснабжения подшипников скольжения и других трибосопряжений двигателя.

Высокий уровень тепловой и силовой напряженности деталей цилиндропоршневой группы

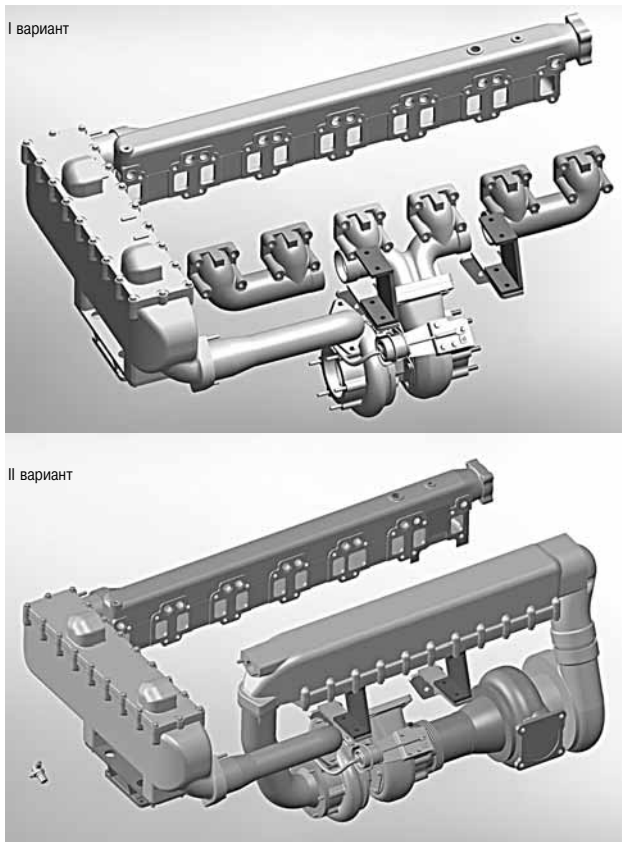


Рис. 3. Конструктивные особенности систем воздухоснабжения двигателей «Дизель-Б»

вызвал необходимость изменения конструкции поршня за счет применения новых материалов. Было рассмотрено два варианта конструкции:

➢ шарнирно-сочлененный поршень со стальной головкой и юбкой, выполненной из алюминиевого сплава;

➢ цельностальной поршень с нанесением антифрикционного покрытия на образующую поверхность юбки поршня.

Конструктивно внутренняя полость разработанных поршней позволяет применить метод галерейного охлаждения головок как шарнирно-сочлененного, так и цельностального поршня. Материал, из которого изготавливается головка поршня — сталь 40ХЛ, материал юбки поршня — алюминиевый сплав АК-12Д. Оба варианта конструкции поршней изготовлены для проведения сравнительных испытаний. По результатам испытаний будет принято окончательное решение о применении той или иной конструкции. Расчетные исследования сопряжения поршень–цилиндр были выполнены в соответствии с методикой, представленной в работе [2].

Существенное увеличение силовых факторов вызвало необходимость повышения жесткости и прочности конструкции блок-картера двигателя. С этой целью применена цельнолитая конструкция, объединяющая в единую отливку нижнюю часть картера и блок цилиндров. Конструкция блока-картера форсированного дизеля характеризуется следующими особенностями:

➢ плоскость разъема с поддоном размещена ниже оси коленчатого вала, при этом за счет удлинения боковых стенок было достигнуто повышение продольной жесткости блок-картера;

➢ боковые стенки в нижней части блок-картера между перегородками имеют бочкообразную форму, что также способствует повышению прочностных свойств блок-картера;

➢ в полость механизма газораспределения введены ребра жесткости, соединяющие стенки цилиндров с наружной стенкой картера;

➢ полость для охлаждающей жидкости выполнена в виде коллектора, отлитого вдоль блока-картера, с окнами дифференцированного сечения для подвода охлаждающей жидкости к верхней и нижней части каждого цилиндра.

Общий вид блок-картера представлен на рис. 4. Методика расчета и некоторые результаты численных исследований трибосопряжений дви-

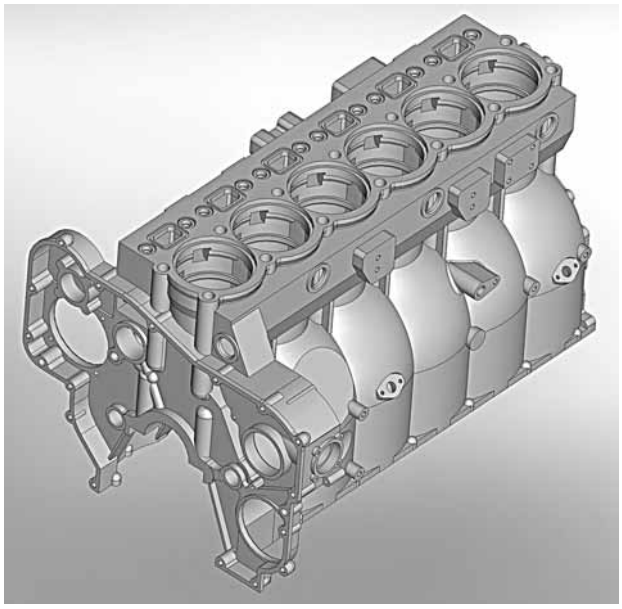


Рис. 4. Общий вид модернизированного блок-картера

гателя с учетом геометрических особенностей блок-картера опубликованы в работе [3].

Еще одним важным элементом, обеспечивающим работоспособность форсированного двигателя, является система подшипников скольжения с повышенными прочностными и антифрикционными свойствами (гидродинамическое давление в смазочном слое достигает 70 МПа). Как один из возможных вариантов в двигателе могут быть использованы подшипники скольжения фирмы «Otto Wolff» (Miba), имеющие в своей основе композиционные материалы, обладающие необходимыми свойствами. Сравнительная оценка работоспособности подшипникового узла двигателя выполнена на основе параметрических исследований, методом оценки влияния нагрузочных параметров на гидромеханические характеристики шатунных и коренных подшипников, методика которых представлена в работе [4].

Также была выполнена оценка напряженно-деформированного состояния коленчатого вала двигателя. Комплексная оценка пятен контакта и характера износа в трибосопряжении выполнена на основе энергетической и молекулярно-механической теории трения и изнашивания, а также с помощью расчетно-экспериментальной методики, разработанной сотрудниками ЮУрГУ [5]. Данный подход позволяет выполнить не только оценку возможного расположения пятен контакта поверхностей трибосопряжений, но и дать количественную оценку степени износа этих поверхностей.

Программа виртуальных исследований оценки работоспособности подшипников скольжения коленчатого вала, выполнена в соответствии с алгоритмом, изложенным в работе [6]. Общие положения метода виртуальных испытаний двигателя были разработаны в соответствии с принципами, изложенными в работе [7], и включают следующие расчетные модели:

- ➢ модель для описания динамики подвижных элементов;
- ➢ математические модели для изучения гидродинамических, тепловых, химических и др. процессов, происходящих в смазочных слоях пар трения;
- ➢ модели и методы для исследования процессов сгорания;
- ➢ подсистему компьютерного моделирования трибосопряжения вал–подшипник;
- ➢ подсистему идентификации математической модели подшипникового узла;
- ➢ подсистему планирования виртуального эксперимента и имитации измерений;
- ➢ энергетическую и молекулярно-механическую модели трения и изнашивания;
- ➢ подсистему компьютерного моделирования изнашивания сопряжения;
- ➢ подсистему расчетной оценки ресурса сопряжения.

Таким образом, на ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» выполнены расчетные исследования по повышению технических параметров высокофорсированных двигателей с применением методов и результатов виртуальных испытаний. Виртуализация испытаний может быть использована при подготовке производства любых типов и классов двигателей, позволяет более детально оценить результаты реальных испытаний двигателя и оценить степень их достоверности.

Литература

1. *Мурзин В.С., Маслов А.П.* Формирование концепции модельного ряда двигателей серии «Т» ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 43–44.

2. *Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В., Дойкин А.А., Макарихин М.А.* Решение задач оптимизации трибосопряжений поршневых и роторных машин с использованием алгоритма сохранения массы // Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2011. — № 8. — С. 38–43.

3. *Рождественский Ю.В., Хозенюк Н.А., Мыльников А.А.* Методика расчета системы коренных подшипников коленчатого вала в учетом податливости блок-картера двигателя // Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2011. — № 12. — С. 40–45.

4. *Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Пырьев С.А.* Расчет сложнонагруженных трибосопряжений высокофорсированного дизеля // Вестник машиностроения. — 2013. — № 12. — С. 42–47.

5. *Goryacheva I.G., Morozov A.V., Rozhdestvensky Yu. V., Gavrilov K.V., Doikin A.A.* Development of method for

calculating and experimentally evaluating tribological parameters of piston-cylinder tribosystem of diesel engine // Development of method for calculating and experimentally evaluating tribological parameters of piston-cylinder tribosystem of diesel engine // Journal of Friction and Wear. — 2013. — Volume 34. — Issue 5. — P. 339–348.

6. *Прокопьев В.Н., Задорожная Е.А., Караваев В.Г., Леванов И.Г.* Совершенствование методики расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2010. — № 1. — С. 63–67.

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

Уважаемые коллеги!

Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет), г. Челябинск, 8–12 сентября 2014 г. проводит Международную научно-техническую конференцию «УРАЛ-ТРИБО». Конференция организована при поддержке Межведомственного научного совета по трибологии при РАН, Минобрнауки РФ, Совета НИО, Уральского отделения Российской академии транспорта и ОАО «ЧТЗ-УРАЛТРАК».

Приглашаем Вас принять участие в работе конференции по следующим основным направлениям:

- Фундаментальные проблемы трибологии (пленарное заседание);
- Трибология в двигателестроении;
- Трибология в турбостроении;
- Трибология на транспорте.

Рабочие языки конференции — русский и английский. Заседания секций планируется проводить на базе отдыха «Наука» ЮУрГУ на берегу озера Большой Сунукуль.

Материалы докладов будут изданы до начала работы конференции и вручены ее участникам. Наиболее интересные доклады будут рекомендованы к публикации в ведущих научных журналах из перечня ВАК РФ для представления научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.

Требования к формированию докладов, информация об участниках программного и организационного комитетов, план проведения мероприятий и другая полезная информация представлены на сайте ЮУрГУ:

http://atfakultet.ru/.

Для участия в работе конференции заявки просим направлять в оргкомитет до 20 апреля 2014 г. на электронный адрес организационного комитета

kafat@susu.ac.ru.

Контактный адрес:

454080, Челябинск, пр. Ленина, 76, ЮУрГУ, кафедра «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей»,

тел: (351)267-92-13.

УДК 621.74.047

ФОРМИРОВАНИЕ ОТЛИВОК ИЗ ВЫСОКОХРОМИСТОГО ЧУГУНА В МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ВОДООХЛАЖДАЕМОЙ ФОРМЕ

Е.И. Марукович, д.т.н, проф., директор, В.Ф. Бевза, к.т.н., зав. лаб., В.П. Груша, к.т.н., с. н.с.
ГНУ «Институт технологии металлов НАН Беларуси» (г. Могилев, Беларусь)
В.А. Красный, к.т.н., доцент
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный» (Санкт-Петербург)

Приведено описание принципиально нового эффективного высокопроизводительного метода литья трубчатых заготовок без применения стержня. На примере заготовок детали «диск тормозной» машин свивки корда дан анализ формирования отливок из высокохромистого чугуна, приведены эксплуатационные характеристики деталей.

Существенно повысить качество отливок, физико-механические, специальные и эксплуатационные свойства чугуна можно не только путем оптимизации химического состава, использованием качественных исходных материалов, совершенствованием технологии приготовления расплава и модифицирования, но также за счет создания оптимальных условий кристаллизации металла и управления процессом структурообразования. В связи с этим основной целью настоящей работы является разработка и создание таких условий формирования отливок, которые исключают образование усадочной и газовой пористости и обеспечивают получение плотной мелкодисперсной металлической матрицы.

Одним из наиболее перспективных и эффективных способов решения поставленной задачи является создание технологий, основанных на организации направленного затвердевания металла за счет одностороннего теплоотвода и исключения дефицита жидкой фазы в течение всего времени формирования отливки, в том числе и в момент ее полного затвердевания. Поэтому технологи стараются обеспечить направленность затвердевания отливки за счет применения системы прибылей и холодильников. Однако это не всегда обеспечивает желаемый результат, увеличивает расход металла и снижает выход годного литья.

Схема литья полых заготовок

Метод литья полых цилиндрических заготовок в металлическую водоохлаждаемую форму без применения стержня, в основу которого заложен принцип направленности затвердевания металла, с успехом используется для производства высококачественных изделий из специальных легированных чугунов с пластинчатым и шаровидным графитом [1–3]. В предыдущей работе [3] авторами описан новый метод получения заготовок гильз цилиндров из низколегированного чугуна, используемых при ремонте блоков автомобильных двигателей и показавших высокое качество по износостойкости, пористости и других физико-механических характеристик.

Актуальным представляется решение задачи применения нового метода литья для получения заготовок из высоколегированных чугунов со специальными свойствами.

Решение этой задачи связано с развитием и совершенствованием нового метода литья для расширения номенклатуры изделий по материалам и геометрическим параметрам, в частности, определение возможности получения полых заготовок из белого высокохромистого чугуна (БВХЧ) для деталей работающих в условиях сухого трения и абразивного изнашивания.

Сущность усовершенствованного метода литья заключается в следующем. Жидкий металл через сифонную литниковую систему *1* подают в полость водоохлаждаемой формы, состоящей из стационарного *2* и подвижного *3* кристаллизаторов. После заполнения формы делают выдержку для формирования отливки *4* с заданной толщиной стенки (рис. 1, *а*). Затем отливку *4* подвижным кристаллизатором *3* полностью извлекают из расплава и стационарного кристаллизатора (рис. 1, *б*). После удаления отливки из подвижного кристаллизатора он опять устанавливается в исходное положение, в форму подают новую порцию расплава и намораживают следующую отливку *5* (рис. 1, *в*). Цикл повторяется.

Методика исследования и анализ формирования отливок

Экспериментальные исследования и получение образцов проводили на специальной литейной машине ЛЗМ-1 для литья полых заготовок без применения стержня методом направленного затвердевания. Формирование отливок осущест-

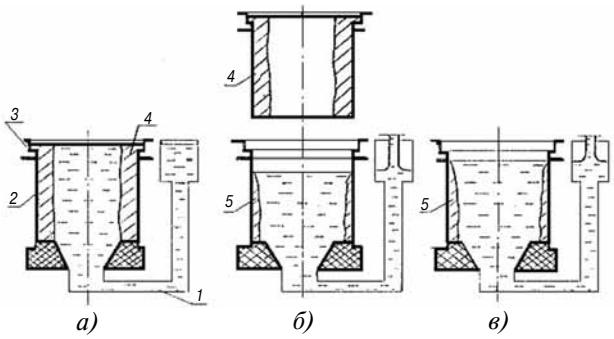


Рис. 1. Принципиальная схема литья полых заготовок намораживанием без стержня:
1 — литниковая система; *2* — стационарный кристаллизатор; *3* — подвижный кристаллизатор; *4* — сформированная отливка; *5* — формирующаяся отливка

вляли в кристаллизаторе со стальной рабочей втулкой. После извлечения из кристаллизатора отливки охлаждали с различной скоростью: на воздухе, в экранирующей камере, с выдержкой в печи сопротивления при температуре ~ 1000 °С с последующим охлаждением на воздухе.

Исследование режимов закалки образцов проводили с использованием печи SNOL 30/1100 с программным управлением изменения температуры. Контроль температуры образцов осуществляли при помощи термопары ХА с записью показаний на приборе КСП4.

Микроструктуру образцов исследовали на микроскопе «Neophot-2» и «Carl Zeiss Axiotech 100 varion». Твердость чугуна определяли на приборах ТБ моделей ТШ-м и ТК-14-250. Химический анализ чугуна проводили на спектральной установке «Spectrolab M5» и на спектрографе ДСФ-8 с использованием микрофотометра МФ4 и спектрального анализатора УСА-1.

Для изготовления деталей, работающих в условиях сухого трения и интенсивного абразивного изнашивания, конструкторы довольно часто применяют дорогостоящие высоколегированные марки сталей. Например, на Белорусском металлургическом заводе (РУП БМЗ) в машинах для свивки корда используется деталь «диск тормозной», изготавливаемая из сталей Х12М, ШХ15, 18ХГТ и др. Эта деталь представляет собой фигурное кольцо с максимальным наружным диаметром 108 мм, внутренним — 81 мм. Ее изготовление из стального проката сплошного круглого сечения достаточно материалоемко и требует значительных энерго- и трудозатрат. При этом ресурс ее работы колеблется в пределах от трех до шести месяцев. Кроме того, дефицитность материала и отсутствие отечественного производителя создают дополнительные трудности.

Диск тормозной работает в паре с колодками из полимерного материала (политетрафторэтилена) в условиях сухого трения. Качество свивки металлокорда и производительность канатного оборудования во многом определяется свойствами материала диска тормозного, поэтому особенно жесткие требования предъявляются к свойствам материала этой детали по твердости, износостойкости, шероховатости, т. е. к качеству полировки.

При разработке технологии литья методом направленного затвердевания в качестве базового сплава был выбран экономнолегированный безникелевый чугун с содержанием хрома 12–14 %. Важную роль в обеспечении износостойкости хромистых чугунов доэвтектического состава играют морфология и дисперсность ячеистой структуры эвтектики, в состав которой входит большая часть карбидов Me_7C_3. Существенное значение имеет и структура металлической основы [4]. В этих чугунах основными элементами, которые влияют на формирование структуры, прокаливаемость и износостойкость, являются углерод и хром. Известно, что закаливаемость чугуна повышается с увеличением значения Cr/C. Чугуны с низким отношением Cr/C обычно легируют Mo, V, Cu, Ni и Mn [5]. При проведении исследований колебания этого параметра находились в пределах 3,7–4,8. Для улучшения прокаливаемости базовый сплав легировали молибденом и ванадием в десятых долях процентов (табл. 1).

Таблица 1

Химический состав БВХЧ

Элемент	C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	Mo	V	P
Содержание, %	2,9–3,2	0,3–0,5	0,7–0,9	12,0–14,0	0,03–0,06	0,03–0,06	0,4–0,6	0,7–0,9	До 0,2

Наряду с химически составом существенное влияние на структуру чугуна оказывают условия затвердевания металла. Одним из способов изменения морфологии карбидной фазы является кристаллизация при повышенной скорости охлаждения. Эффективное изменение среднего размера карбидов достигается при увеличении скорости охлаждения отливки более 10 К/мин (0,17 К/с). Снижение этой скорости приводит не только к укрупнению карбидов, но и к увеличению как размеров дендритов первичного аустенита в доэвтектичеких чугунах, так и расстояния между карбидами в эвтектике [6]. Повышенная скорость охлаждения отливок в процессе затвердевания является необходимым условием получения мелкодисперсной структуры чугуна и соответственно высоких эксплуатационных характеристик деталей.

Поэтому на начальной стадии исследований основная задача заключалась в разработке технических решений по осуществлению стабильного процесса литья заготовок заданной номенклатуры

(с толщиной стенки ~ 20 мм) методом направленного затвердевания. Дело в том, что БВХЧ по литейным и физическим свойствам значительно отличается от серого и высокопрочного чугуна. При литье в металлическую форму его линейная усадка близка к усадке углеродистой стали и составляет 2,3–2,7 %. Теплопроводность находится в пределах 12–15 Вт/м·К, жидкотекучесть более чем на 40 % меньше, чем серого чугуна [6]. Эти особенности определяют заметное уменьшение интенсивности теплоотвода от наружной поверхности затвердевающей отливки, что соответственно приводит к снижению массовой (рис. 2) и линейной (рис. 3) скорости затвердевания металла. Поэтому по сравнению с литьем серого чугуна требуется значительное увеличение времени формирования отливки в кристаллизаторе для получения заданной толщины стенки, что может приводить к перемерзанию литникового канала и прекращению процесса литья.

Разработанная специальная конструкция технологической оснастки и определение оптимальных режимов литья обеспечили стабильное ведение процесса и получение отливок с заданными геометрическими параметрами.

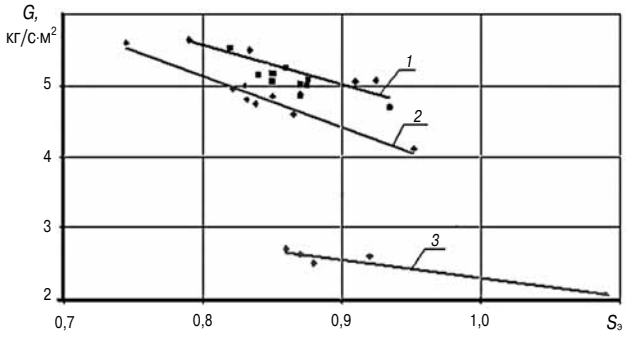


Рис. 2. Зависимость удельного темпа намораживания от степени эвтектичности чугуна:
1 — СЧ ∅100 мм; *2* — СЧ ∅157 мм; *3* — БВХЧ ∅114 мм

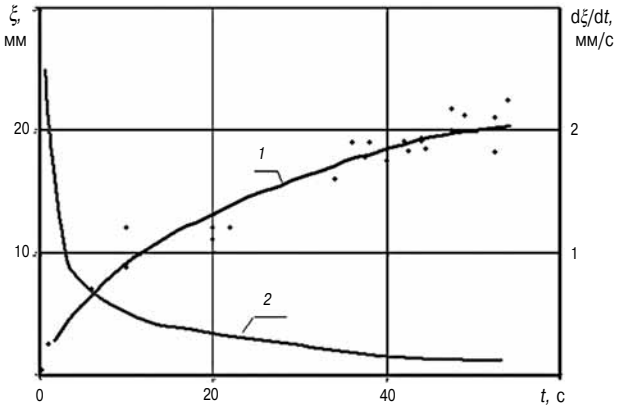


Рис. 3. Кинетика изменения толщины стенки отливки (*1*) и скорости затвердевания (*2*) белого высокохромистого чугуна

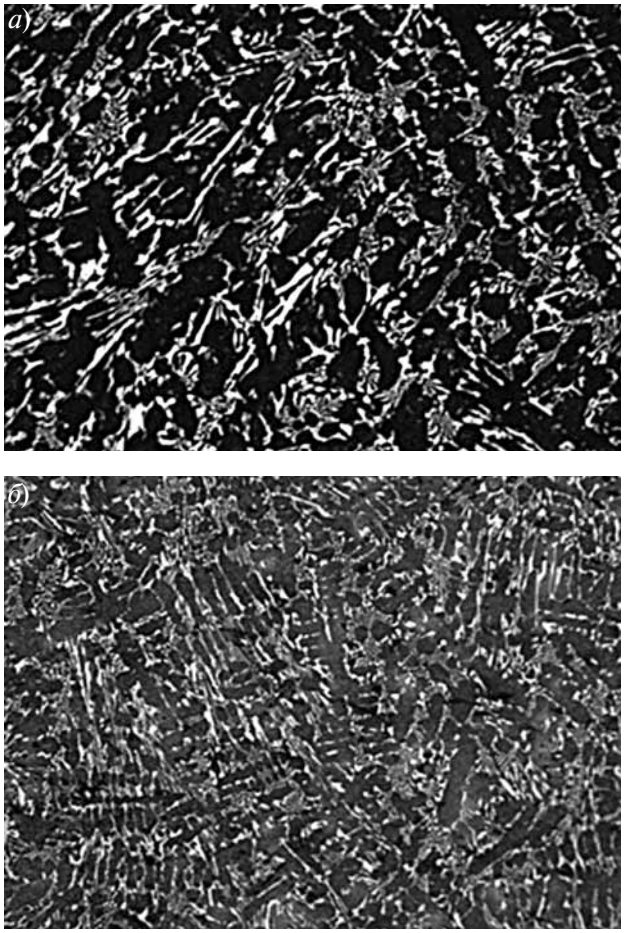


Рис. 4. Структура рабочей зоны заготовки в литом состоянии (×100):
а — стержневая форма; *б* — НЦЛН

Следует отметить, что несмотря на уменьшение интенсивности теплоотвода от затвердевающей отливки при литье БВХЧ по сравнению с литьем серого чугуна среднее значение скорости охлаждения отливки в условиях направленного затвердевания намного больше, чем при других методах литья и составляет более 4 К/с.

Высокая скорость и направленность затвердевания способствует ориентации карбидных включений в направлении теплоотвода и обеспечивает получение более мелкодисперсной структуры по сравнению с литьем чугуна такого же химического состава другими методами, например, в стержневую форму (рис. 4).

Термообработка хромистого чугуна

Твердость отливок в литом состоянии при охлаждении на воздухе после извлечения из кристаллизатора составляет 45–48 единиц HRC, что создает трудности при механической обработке.

Проблема улучшения обрабатываемости отливок из белых хромистых чугунов резанием имеет место при любом методе их получения. Основным средством ее решения является поиск оптимальных режимов термообработки (ТО)

для снижения твердости материала. Как правило, это довольно энергоемкая и длительная операция.

При литье заготовок из БВХЧ методом направленного затвердевания также необходимо было решить задачу снижения твердости отливок. Установлено, что выдержка образцов в течение ~ 3-х часов при температуре 980 °С и последующее их охлаждение в интервале температур 980–650 °С со скоростью около 50 К/ч обеспечивает снижение твердости до 29–32 HRC (табл. 2).

В реальных условиях, при получении опытных партий изделий (350 шт.), отжиг осуществлялся в едином технологическом цикле с процессом литья отливок методом направленного затвердевания в непрерывно-циклическом режиме. Сущность этой операции заключалась в том, что после извлечения из кристаллизатора каждой отливки, получаемой в процессе разливки, ее сразу помещали в печь, предварительно разогретую до 970–990 °С. При этом температура отливки составляла более 1000 °С. После окончания разливки печь закрывали и отливки выдерживали при температуре 980 °С около 3-х часов. Затем их охлаждали с печью до температуры 650 °С со скоростью около 50 К/ч, после чего печь открывали и охлаждали отливки до комнатной температуры.

Разработанный метод и режим ТО отливок с использованием первичного тепла позволил существенно сократить энергозатраты и продолжительность отжига. При этом снижение твердости чугуна до 29–31 HRC позволило производить механическую обработку лезвийным инструментом с твердосплавными пластинами типа ВК8 с удовлетворительной производительностью и высоким качеством обработанных поверхностей.

Для получения необходимой твердости (≥57 HRC) и определения рациональных режимов ТО деталей после механической обработки провели исследования по выявлению взаимосвязи температуры, времени выдержки и скорости охлаждения с твердостью чугуна. Закалку проводили от температуры 1030, 1000, 980 и 950 °С при времени выдержки 120, 60, 30, 15 мин с изменением скорости охлаждения от 37 до 15 К/с (рис. 5). Установлено, что закалка от температуры 950 °С и времени выдержки 15 мин при индивидуальном охлаждении деталей на

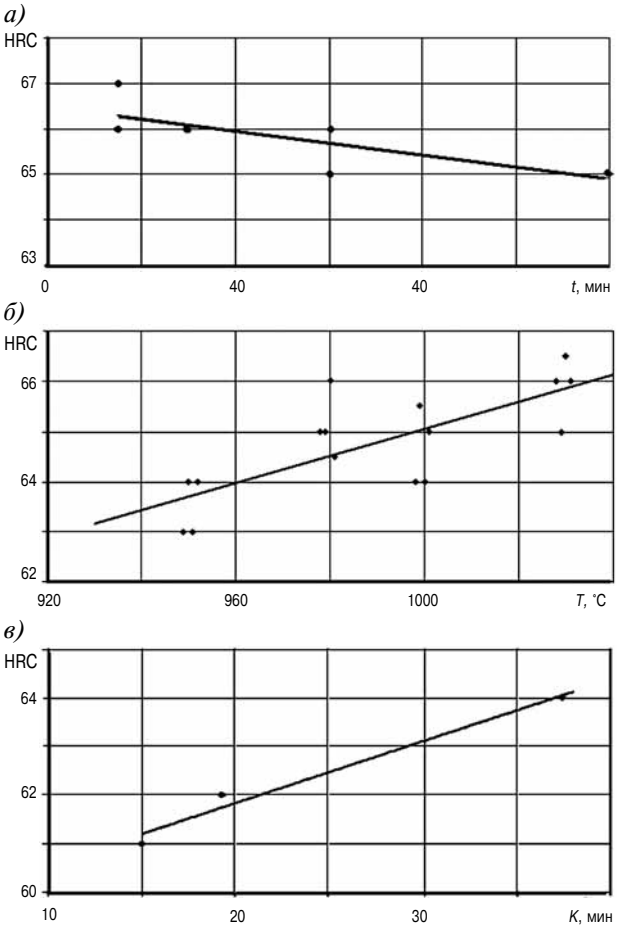


Рис. 5. Зависимость твердости БВХЧ:
а — от времени выдержки при температуре закалки 1030 °С; *б* — от температуры закалки (время выдержки при температуре закалки — 15 мин); *в* — от скорости охлаждения

воздухе в естественных условиях обеспечивает получение твердости в пределах 62–64 HRC. Разница в значениях твердости по периметру и толщине стенки детали не превышает 2 HRC.

Структура детали после закалки представляет собой мелкодисперсные карбиды равномерно распределенные в мартенситной металлической матрице (рис. 6). После отпуска с выдержкой в течение 1 часа при температуре 250 °С твердость чугуна снижается на 1–2 единицы по шкале HRC. В связи с тем что деталь работает в условиях сухого трения без ударных нагрузок, опытно-промышленные партии дисков тормозных отпуску не подвергали.

Таблица 2

Режимы отжига заготовок из БВХЧ

Режим отжига	Температура загружаемой в печь отливки, °С	Температура отжига, °С	Время выдержки, ч	Средняя скорость охлаждения в интервале 980–650 °С, К/ч	Твердость, HRC
1	25	980	6	Не более 150	33–35
2	Около 1000	980	4	Не более 80	30–32
3	Около 1000	980	3	Не более 50	29–31

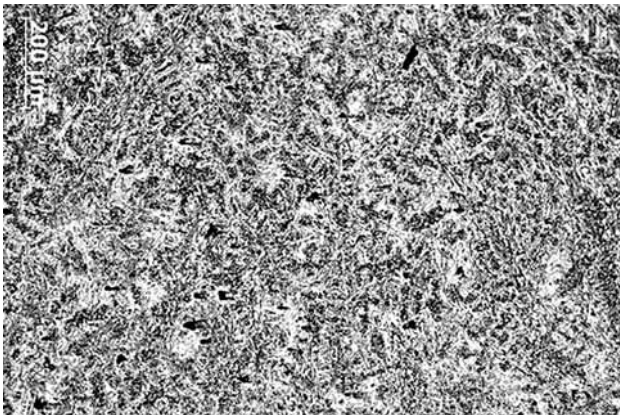


Рис. 6. Структура рабочей зоны детали после закалки

По результатам эксплуатации опытно-промышленных партий дисков тормозных на РУП БМЗ были проведены технологические исследования и сравнение технологических параметров работы дисков, изготовленных из специального чугуна по новой технологии, и серийных из стали Х12М, для выявления соотношения цена–качество. Оценивались следующие показатели: стабильность натяжения тонкой проволоки; коэффициент трения на поверхности тормозного диска и тормозного механизма в целом; качество свивки; производительность канатного оборудования, характеристики деталей по износостойкости, твердости, шероховатости рабочей поверхности.

Установлено, что все показатели соответствуют проектной документации и оцениваются по высшим баллам. Особо отмечается высокая износостойкость опытных дисков. Контроль этого параметра за период беспрерывной работы в течение более трех месяцев показал, что износа на рабочей поверхности тормозных дисков не наблюдалось.

Выводы

Определены исходные данные для разработки литейно-термической технологии получения полых заготовок из БВХЧ методом направленного затвердевания. Разработан ресурсосберегающий метод отжига отливок с использованием их первичного тепла в едином неразрывном технологическом цикле «литье–термическая обработка».

Затвердевание БВХЧ в условиях высокой скорости охлаждения отливки обеспечивает получение дисперсной карбидной эвтектики в литом состоянии. Мелкодисперсная структура чугуна сохраняется и после высокотемпературной термической обработки. Решающая роль в наследовании чугуном положительного эффекта направленного затвердевания расплава состоит в формировании плотной структуры и более дисперсной карбидной эвтектики с благоприятной морфологией карбидов, что определяет высокую износостойкость чугуна и эксплуатационные характеристики деталей.

Литература

1. Современные литейные технологии: монография / Н.К. Толочко [и др.]. — Минск : БГАТУ, 2009. — 359 с.

2. *Marukovich Y.I., Beuza U.F.* Fundamentally New Effective Prozess of Casting of Hollow Cylindrical Billets of Cast Iron by the Metod of Directional Solidification // Key Engineering Materials. — 2011. — Vol. 457. — P. 465–469.

3. *Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Богданов Б.И., Красный В.А.* Литье полых цилиндрических заготовок из чугуна методом пристеночной кристаллизации // Двигателестроение. — 2013. — № 3 (253). — С. 23–27.

4. *Савина Л.Г., Барышев Е.Е., Филиппов М.А.* Влияние высокотемпературной обработки расплава на формирование структуры и износостойкость белого хромистого чугуна // Известия вузов. Черная металлургия. — 2008. — № 2. — С. 45–47.

5. *Шебатинов М.П., Болдырев Е.В.* Влияние термообработки на структуру и свойства белого чугуна // Литейное производство. — 1987. — № 2. — С. 8.

6. Чугун: Справочн. изд./под ред. А.Д. Шермана и А.А. Жукова. — М. : Металлургия, 1991. — 576 с.

УДК 621.43

КОМПЛЕКСНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОЧИСТКИ ВЫБРОСОВ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ХОЛОДНОЙ ПЛАЗМЫ (материалы конгресса CIMAC 2013)

Масаки Окубо, Такуя Кувахара, Масаши Каваи, Томоюки Куроки,
Университет префектуры Осака, Япония
Киеииро Йошида, Технологический институт, Япония
Кеничи Ханамото, Казутоши Сато, «Дайхатсу дизель МФГ», Япония

Доклад, подготовленный группой специалистов Университета Osaka и фирмы «Daihatsu Diesel MFG. Co., Ltd.» (Япония), посвящен работам по созданию системы очистки отработавших газов судового дизеля от NO_x и частиц с использованием холодной плазмы. Суть метода сводится к восстановлению NO_x в сорбенте и при обработке их холодной плазмой, вырабатываемой генераторами под действием высоковольтных разрядов. Эффективность очистки газов в системе обеспечивается его периодичностью, включающей последовательные циклы адсорбции и десорбции NO_x сорбентом.

К достоинствам технологии относятся:

➢ высокая эффективность очистки отработавших газов от NO_x;

➢ отсутствие дорогостоящих (на основе благородных или редкоземельных металлов) катализаторов, не совместимых с высокосернистыми топливами;

➢ отсутствие восстанавливающих реагентов с токсичным аммиаком или мочевиной.

Показано, что опытный судовой дизель мощностью 1100 кВт при 900 об/мин, оборудованный подобной системой очистки, может обеспечить требования IMO Tier 3 по выбросам NO_x без каких-либо изменений в рабочем процессе.

Качество работы системы оценивается показателем энергоэффективности очистки, вычисляемым как отношение количества восстановленных NO_x к энергии, потребляемой генератором плазмы. Максимальная потребляемая мощность реактора не превышает 5 % от мощности двигателя.

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

РЕФЕРАТ

Выполнение перспективных норм выбросов NO_x только за счет совершенствования процесса сгорания в дизеле становится весьма проблематичным, поэтому все большее внимание уделяется поискам рациональных технологий газоочистки. Настоящее исследование посвящено созданию эффективной системы очистки отработавших газов одновременно от твердых частиц (PM) и окислов азота (NO_x) с помощью технологии, использующей холодную плазму (nonthermal plasma — NTP). Преимущество предлагаемой технологии по сравнению с селективной каталитической очисткой (selective catalytic reduction — SCR) состоит в том, что процесс протекает при низких температурах (менее 150 °C), без использования таких экологически опасных компонентов, как раствор мочевины и катализаторы на основе тяжелых металлов. Система газоочистки состоит из следующих основных компонентов: судовой дизель, камера поглощения NO_x с гранулированным сорбентом, NTP-реактор и фильтр частиц (diesel particulate filter — DPF). Процесс газоочистки включает в себя следующие стадии: поглощение (адсорбция), выделение (десорбция) и восстановление NO_x в реакторе холодной плазмы.

Одновременно с этим ведется регенерация фильтров DPF с использованием озона O_3, образующегося под воздействием плазмы.

ВВЕДЕНИЕ

Как известно, дизельные двигатели обладают целым рядом достоинств, в частности компактностью и высоким КПД, при достаточно высокой полезной мощности. Они, однако, не лишены недостатков, одним из которых является наличие вредных выбросов, включая твердые частицы (PM) и окислы азота $NO_x = (NO + NO_2)$. Поэтому последние годы были отмечены интенсивным развитием методов газоочистки [1] как наиболее эффективного средства снижения вредных выбросов.

Для удаления PM в двигателях автомобилей и дорожно-строительных машин широко используются фильтры частиц (DPF) из металлических пластин, карбида кремния или кордиеритовой керамики [2]. Для удаления отложений сажи в DPF с целью регенерации фильтра было предложено выжигание с помощью каталитических нейтрализаторов (система непрерывной регенерации CRT — Continuous Regeneration Trap [3]). Метод CRT хорошо зарекомендовал себя в автомобильных двигателях, но в судовых дизелях он не применим из-за высокого содержания в топливе серы, разрушающей каталитический нейтрализатор. Для судовых дизелей исследовался метод очистки фильтров DPF противотоком с использованием сжатого воздуха высокого давле-

ния [4]. Кроме того, разработана высокоэффективная технология регенерации DPF с использованием радикалов, образующихся под воздействием холодной плазмы [5, 6]. Данный метод является самодостаточным, не использует катализаторы и вполне подходит для судовых двигателей.

Более сложную проблему представляет снижение выбросов NO_x, особенно с учетом заметного ужесточения экологических стандартов за последнее время. В двигателях автомобилей и внедорожной техники для снижения уровня NO_x в условиях избытка кислорода (O_2) в последние годы используется метод селективного каталитического восстановления NO_x (Selective Catalytic Reduction — SCR) с помощью мочевины или аммиака, ранее применявшийся в стационарных установках, таких как электростанции и агрегаты высокотемпературного сжигания [7–19]. Исследовалось также сочетание SCR с NTP-очисткой. Однако методу SCR свойственен ряд недостатков, а именно: для активации катализатора требуется температура порядка 300 °C, при которой возможно образование наночастиц, существует опасность утечки аммиака, используются токсичные катализаторы на основе тяжелых металлов, необходимо иметь емкости для хранения мочевины.

В странах Запада переход к новым стандартам в части ограничения выбросов NO_x от автомобильных двигателей практически завершен, теперь очередь дошла до судовых двигателей. В выбросах судовых двигателей концентрация NO_x относительно высока (500–1000 ppm), SO_x (порядка 100 ppm), присутствуют твердые частицы, поскольку эти двигатели работают на тяжелом топливе (marine diesel oil — MDO) или судовом дизельном топливе (marine fuel oil — MFO), где содержание серы составляет несколько процентов.

Требования к выбросам NO_x судовых дизелей устанавливаются Международной Морской Организацией (IMO); нормы допустимых выбросов NO_x показаны на рис. 1. Например, для судового двигателя с номинальной частотой вращения 900 об/мин, использованного в настоящем эксперименте, предельно допустимые выбросы NO_x составляют 9,2 г/кВт·ч (Tier 2) с 2011 г., и 2,3 г/кВт·ч (Tier 3) — с 2016 г. в зонах контролируемых выбросов NO_x. Таким образом, при переходе к Tier 3 от действующего в настоящее время стандарта Tier 2 выбросы NO_x должны быть снижены на 6,9 г/кВт·ч. Иначе говоря, снижение должно составить 75 %, что выполнить будет далеко не просто. Производство двигателей, не соответствующих жестким требованиям Tier 3, после 2016 г. должно быть прекращено.

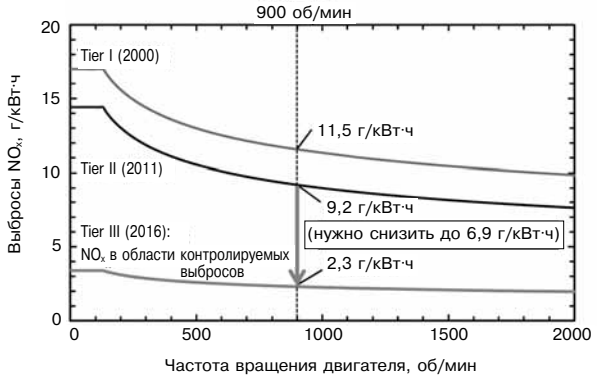


Рис. 1. Нормативы выбросов IMO и требования к снижению NO_x для уровней Tier 1–3

В этих обстоятельствах становится понятным, насколько актуальна проблема очистки отработавших газов от NO_x [20]. В 2011 г. большинству производителей судовых дизелей удалось достичь уровня требований Tier 2 по выбросам NO_x только за счет совершенствования процесса сгорания. Однако, учитывая уровень требований Tier 3 в части снижения выбросов NO_x, большинство специалистов считает, что его достижение невозможно без использования эффективной технологии газоочистки.

В ходе настоящего исследования, на основе наших предыдущих работ по снижению выбросов NO_x с помощью NTP в сочетании с адсорбцией [21, 22] была создана и испытана лабораторная установка для очистки ОГ двигателя, работающего на судовом дизельном топливе MDO (или тяжелом топливе типа «А»). Затем была разработана система газоочистки для судового дизеля с использованием комбинированного NTP-процесса.

ЛАБОРАТОРНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ ПО ОЧИСТКЕ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ ОТ NO_x С ПОМОЩЬЮ ХОЛОДНОЙ ПЛАЗМЫ

Принцип очистки отработавших газов от NO_x с помощью холодной плазмы

Схема комбинированного метода удаления NO_x в лабораторной установке показана на рис. 2. Данная технология включает в себя три процесса: (*а*) адсорбцию, (*б*) десорбцию и (*в*) EGCR (рециркуляция компонентов отработавших газов). Порядок их чередования следующий: (*а*)–(*б*)–(*в*). Все три процесса протекают последовательно в одной и той же камере поглощения.

Как видно из рис. 2, *а*, на стадии адсорбции отработавшие газы сначала проходят через DPF, где они очищаются от твердых частиц.

Затем газы охлаждаются в воздушном радиаторе и направляются в камеру поглощения, где они частично очищаются от NO_x за счет адсорбции. Одновременно идет адсорбция CO_2, углеводородов (HCs) и водяных паров.

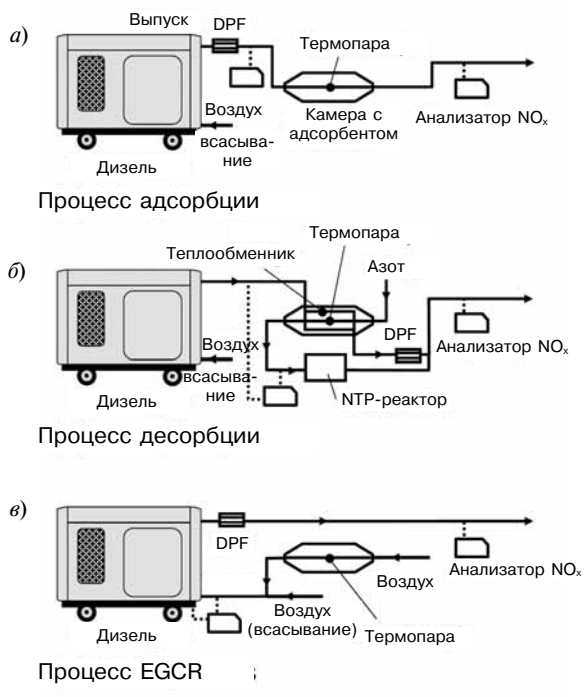


Рис. 2. Процессы очистки отработавших газов от NO_x в лабораторной установке

На рис. 2, *б* показаны газовые потоки в процессе десорбции при нагреве. Отработавшие газы сначала проходят через встроенный в камеру поглощения теплообменник, где нагревают гранулы адсорбента, чтобы инициировать термодесорбцию NO_x. Одновременно в зону, содержащую гранулы адсорбента, подается газообразный азот с расходом 10 нл/мин. При этом из гранул элюируется (вымывается) NO_x высокой концентрации. Подача азота осуществляется воздушным насосом (на рисунке не показан). Затем в NTP-реакторе происходит восстановление элюированных газообразным азотом NO_x. Точка измерения концентрации NO_x находится ниже точки слияния потоков отработавших газов и восстановленного азота.

На рис. 2, *в* показаны газовые потоки в процессе EGCR. Атмосферный воздух с расходом порядка 50 нл/мин подается в зону адсорбента за счет существующего на всасывании двигателя разрежения. Воздух охлаждает гранулы адсорбента, нагретые поступающим в теплообменник потоком отработавших газов. Одновременно продолжается термодесорбция NO_x, CO_2 и водяных паров. Указанные компоненты подаются на всасывание двигателя. В докладе [21] этот процесс назван EGCR. Данный процесс имеет одно существенное отличие от EGR. Поскольку в EGR часть отработавших газов направляется в двигатель, состав газов в линии рециркуляции не отличается от состава «сырых» отработавших газов. Если же говорить о технологии EGCR, то здесь десорбированный газ подается в линию рециркуляции после того, как часть отработавших газов из двигателя была частично поглощена адсорбентом. Поэтому газ в линии рециркуляции по своему составу отличается от «сырых» отработавших газов более высокой концентрацией NO_x, CO_2 и водяных паров. Как было показано в работах [21, 22], EGCR обеспечивает лучшую очистку отработавших газов от NO_x, поскольку возвращаемые в двигатель NO_x и CO_2 имеют более высокую концентрацию. Концентрация компонентов измеряется как на входе, так и на выходе двигателя. Кроме того, во всех процессах измеряется температура газа на входе в двигатель.

Метод снижения NO_x и его реализация в системе газоочистки (лабораторная установка)

Схема лабораторной установки показана на рис. 3. Направление потоков в процессах (*а*)—(*в*) показано стрелками.

Лабораторные исследования велись на стационарном дизель-генераторе (YDG200VS-6E, YANMAR Co., Ltd., Japan) на базе одноцилиндрового двигателя мощностью 2,0 кВт при 3600 об/мин, с рабочим объемом 219 мл. Расход отработавших газов равен 300 нл/мин (символ «н» здесь означает нормальные условия, т. е. 0 °С, 0,1 МПа) при работе двигателя на нагрузку (электронагреватель мощностью 1 кВт, подключенный к выходным клеммам генератора). Концентрация NO_x измерялась анализатором NO_x (PG-235, Horiba, Ltd.). В качестве топлива использовалось судовое дизельное топливо (marine diesel oil — MDO) с содержанием серы 0,067 %, или отфильтрованное тяжелое топливо типа «А». Отработавшие газы содержат 660~770 ppm

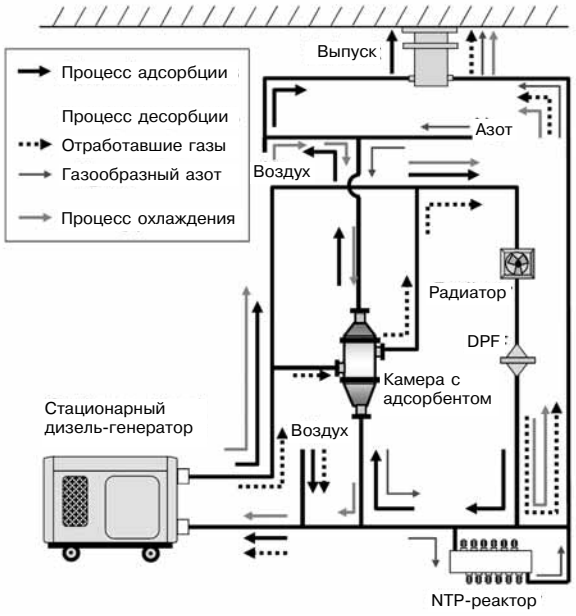


Рис. 3. Схема лабораторной установки

NO_x = (NO + NO_2), 433–1607 ppm CO, и 7 % (по объему) воды.

Для охлаждения отработавших газов перед входом в камеру поглощения (с целью повышения эффективности адсорбции) используется воздушный радиатор (потребляемая мощность 15,5 Вт).

Конструкция камеры поглощения схематически изображена на рис. 4. Здесь же показано взаимодействие газовых потоков в процессе десорбции. Через камеру поглощения проходят два многократно пересекающихся, но изолированных газовых тракта — I и II. Газовый тракт I заполнен гранулированным адсорбентом, газовый тракт II пуст. С целью интенсификации теплообмена газовый тракт I снабжен гофрированными ребрами. В процессе адсорбции поток отработавших газов направляется через газовый тракт II снизу вверх, при этом NO_x поглощаются гранулами адсорбента.

В процессе десорбции горячие отработавшие газы пропускаются через газовый тракт I для нагрева гранул адсорбента, одновременно через газовый тракт I в направлении сверху вниз пропускается газообразный азот. В процессе EGCR горячие отработавшие газы пропускаются через газовый тракт I для нагрева гранул адсорбента, одновременно через газовый тракт I в направлении сверху вниз пропускается поток воздуха. Для управления этими тремя процессами используется переключение газовых трактов путем открытия и закрытия соответствующих шаровых клапанов.

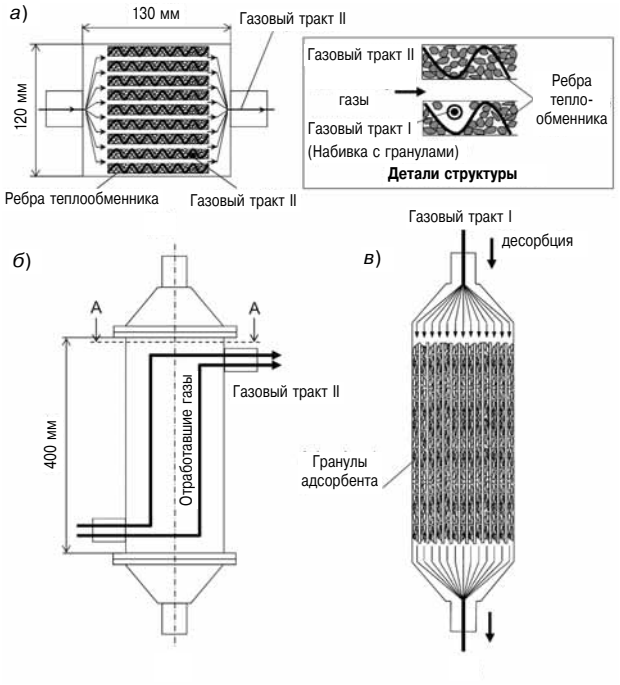


Рис. 4. Схема камеры поглощения лабораторной установки с адсорбцией и десорбцией NO_x:
(*а*) — сечение А–А (масштаб 2:1); (*б*) — вид сбоку; (*в*) — вид спереди (в разрезе)

Размеры секции с гранулами адсорбента составляют 120×130×400 мм. Адсорбент, использованный в настоящей работе, представляет собой окислительный компаунд N-140 производства «Sud-Chemie Catalysts Japan, Inc.» (круглые гранулы MnO_x–CuO диаметром 1,2–2,4 мм) с рутениевой пропиткой (1 %масс). Набивка весит 2,7 кг и занимает объем 3,15 л. Температура адсорбента измерялась с помощью термопар.

Устройство реактора холодной плазмы показано на рис. 5. Реактор представляет собой алюминиевый патрубок с двенадцатью последовательно расположенными элементами поверхностного разряда (рис. 5, *а*). Элемент поверхностного разряда ОС-002 производства «Masuda Research Inc.», Japan, представляет собой керамическую трубку диаметром 13 мм, на поверхности которой под действием высокого напряжения между внутренней и наружной поверхностями керамической стенки возникает NTP, как показано на рис. 5, *в*. Каждый элемент окружен алюминиевыми блоками, направляющими поток газов так, чтобы он омывал поверхность элементов, генерирующих NTP (см. рис. 5, *б*). Зазор между блоками равен 1 мм. При прохождении бо́льшей части потока газов через зону формирования NTP, существенно повысилась степень очистки отработавших газов от NO_x. Элементы параллельно подключены к источнику высокого напряжения типа HC-RK производства «Masuda Research Inc.» максимальной мощностью 300 Вт. Элемент

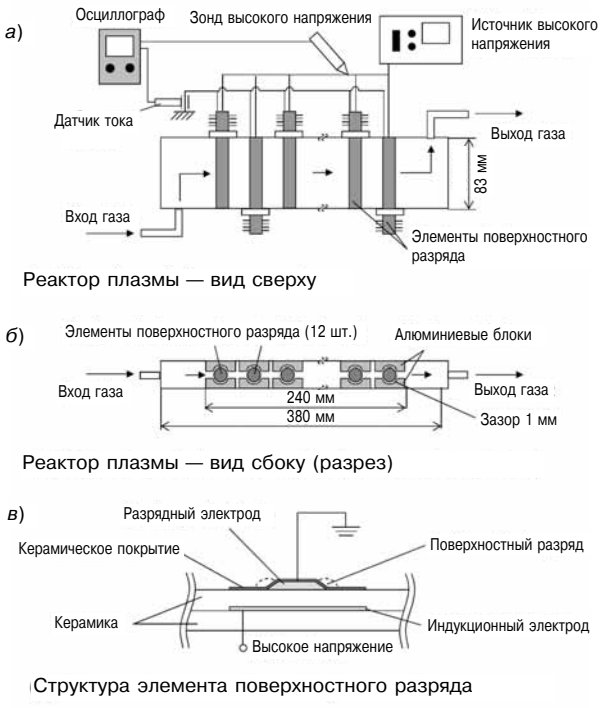


Рис. 5. Схема расположения реакторов холодной плазмы (NTP-реакторов) для очистки отработавших газов от NO_x в лабораторном эксперименте

генерирует импульсы переменной полярности частотой 10 кГц с максимальной амплитудой напряжения 5 кВ. Источник предназначен для питания элементов с точно согласованным импедансом. Напряжение измерялось с помощью зонда высокого напряжения P6015A производства «Tektronix Japan, Ltd.» и осциллографа DL1740 производства «Yokogawa Electric Corporation». Суммарный ток разряда двенадцати элементов измерялся с помощью датчика тока (датчик переменного тока P6021, «Tektronix Japan, Ltd.»), расположенного на стороне заземления. Мощность разряда определялась путем интегрирования по времени произведения $V \times I$, выражающего мощность, потребляемую элементами поверхностного разряда.

Оценка результатов лабораторного эксперимента

На рис. 6 показаны значения выбросов NO_x до и после прохождения газов через систему газоочистки для рабочих циклов 19–23, когда режим работы системы газоочистки можно считать установившимся. Масса NO_x оценивалась по молекулярному весу NO_2, при этом единицей измерения является г(NO_2) (грамм NO_2). Белыми кружками обозначен массовый расход NO_x перед системой газоочистки. Черными кружками обозначен массовый расход NO_x после системы газоочистки.

Можно было ожидать, что в установившемся режиме количества поглощенных и выделенных NO_x в циклах адсорбции/десорбции будут равны. Однако, как оказалось, количество поглощенных NO_x превышало количество выделенных NO_x даже после достижения установившегося режима. Это может быть объяснено тем, что адсорбент $Ru/MnO_x–CuO$ при его нагреве в условиях кислородного дефицита действует как катализатор восстановления NO_x, при этом в качестве восстановителей выступают адсорбированные углеводороды.

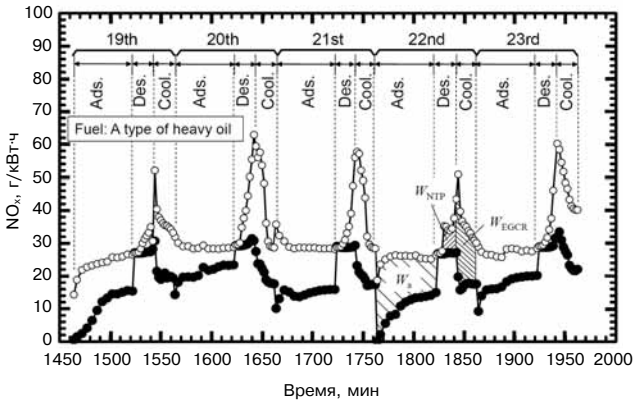


Рис. 6. Изменение во времени содержания NO_x в отработавших газах до и после системы газоочистки (циклы 19—23)

Массовый расход NO_x с неочищенными отработавшими газами изображен на графике линией с белыми символами. Плазма NTP использовалась только в процессах нагрева с мощностью разряда 120 Вт. Массовый расход NO_x в составе неочищенных отработавших газов составил 26,5 г/ч, причем внутри каждого цикла наблюдались флуктуации этого параметра. Примерно 46 % NO_x, выходящих из двигателя, стабильно поглощаются. Циклическая вариация свидетельствует о восстановлении способности системы к адсорбции NO_x в процессе нагрева и охлаждения.

В табл. 1 приведены количества NO_x, подвергшихся адсорбции, десорбции, восстановлению и очистке в каждом цикле. Система очистки находится в установившемся режиме, и это, в частности, касается количества выделенных NO_x. Однако в некоторых случаях флуктуации наблюдаются даже и в установившемся режиме, поскольку в ходе эксперимента возможны небольшие изменения его условий, например, температуры среды или состояния двигателя. В этих циклах масса адсорбированных NO_x, W_a колеблется от 7,48 до 14,83 г. В процессах десорбции и EGCR общая масса выделенных NO_x, W_d колеблется в пределах от 5,55 до 9,71 г. W_{NTP}, т. е. масса NO_x, восстановленных с помощью NTP, находится в пределах 0,95–3,34 г. Энергоэффективность NTP-реактора в данном процессе рассчитывается по формуле

$$\eta_{NTP} = W_{NTP}/E_{plasma} \qquad (1)$$

и составляет (23,8–83,5) г/кВт·ч (см. табл. 1). Результаты эксперимента показали, что энергоэффективность реакции повышается благодаря сорокакратному увеличению концентрации NO_x

Таблица 1

Количество удаленных NO_x и энергоэффективность очистки в каждом цикле лабораторного эксперимента (циклы 19–23)

Цикл	19	20	21	22	23
Количество NO_x в «сырых» отработавших газах, г	23,27	28,40	28,78	24,93	26,89
Поглощенные NO_x W_a, г	13,54	7,48	14,19	14,83	9,49
Выделенные NO_x W_d, г	4,96	9,36	7,07	5,55	9,71
NO_x, удаленные за счет NTP W_{NTP}, г	0,95	3,34	1,88	1,92	2,42
NO_x, удаленные за счет EGCR W_{EGCR}, г	5,50	8,15	7,85	6,29	7,78
NO_x, удаленные в системе W_{system}, г	15,0	9,6	16,8	17,5	10,0
Энергия NTP E_{plasma}, Вт·ч	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
Энергоэффективность очистки за счет NTP, г/кВт·ч	23,7	83,4	47,0	47,9	60,4
Энергоэффективность очистки η_{system}, г/кВт·ч	376	240	421	437	250

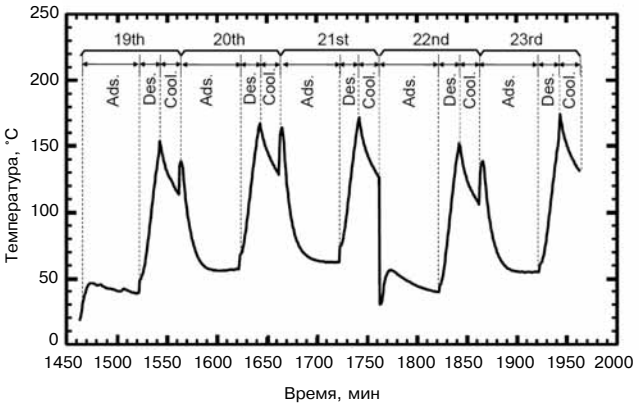


Рис. 7. Изменение во времени температуры адсорбента в лабораторном эксперименте (циклы 19–23)

(до 2,8 % об.) в результате десорбции. В процессах EGCR масса NO_x, восстановленных за счет эффекта EGCR, W_{EGCR} составляет 5,50–8,15 г.

Зная массовый выброс NO_x из системы в процессах десорбции и EGCR, можно рассчитать энергоэффективность системы очистки как количество удаленных NO_x, отнесенное к потребляемой энергии разряда, по формулам

$$W_{system} = W_a - W_d + W_{NTP} + W_{EGCR}; \quad (2)$$

$$\eta_{system} = W_{system} / E_{plasma}, \quad (3)$$

где E_{plasma} — расход энергии плазмы в процессе нагрева. На 22-м цикле значения параметров составляют: W_a = 14,83 г, W_d = 5,55 г, W_{NTP} = 1,92 г, W_{EGCR} = 6,29 г и E_{plasma} = 40,0 Вт·ч. Таким образом, на этом цикле зарегистрировано максимальное значение энергоэффективности системы, равное η_{system} = 437 г/кВт·ч.

На рис. 7 показано температурное распределение в камере поглощения в циклах 19–23. Максимальная температура цикла составляет около 180 °C (в процессе десорбции), а минимальная 50 °C (в процессе адсорбции), что можно считать идеальными значениями температур для данной системы.

С учетом достигнутой энергоэффективности расход мощности в системе при выполнении требований IMO Tier 3 составит порядка 1,6 % (100×6,9/437) мощности двигателя. Система очистки с такими показателям должна обеспечить выполнение требований IMO Tier 3, без изменения рабочего процесса.

ЭКСПЕРИМЕНТ ПО ОЧИСТКЕ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ ОТ NO_x С ПОМОЩЬЮ ХОЛОДНОЙ ПЛАЗМЫ НА ОПЫТНОМ ДИЗЕЛЕ

Реализация метода снижения NO_x на опытно-промышленной установке

С использованием описанных выше результатов лабораторных экспериментов была создана опытно-промышленная система газоочистки. В качестве объекта эксперимента был выбран судовой дизель. Схема опытной системы снижения выбросов NO_x показана на рис. 8. Система состоит из следующих основных компонентов: дизель, фильтры DPF, камера поглощения и NTP-реакторы. Удаление NO_x из отработавших газов происходит с помощью двух процессов:

- ➢ адсорбции;
- ➢ десорбции с использованием NTP-плазмы.

Непрерывное удаление части NO_x из отработавших газов происходит в ходе двух последовательных процессов, протекающих в одной и той же камере поглощения. Как видно из рис. 8, *а*, отработавшие газы в процессе адсорбции сначала очищаются от твердых частиц в DPF. Для определения расхода отработавших газов измерялась скорость газового потока с помощью трубок Пито (тип L, FV-21 A, «OKANO WORKS, Ltd.» Japan).

Затем газы охлаждаются в теплообменнике с водяным охлаждением и направляются в камеру поглощения, где происходит адсорбция NO_x. Одновременно с этим протекают процессы адсорбции CO_2, углеводородов (HCs) и водяных паров. Значения концентрации NO_x измерялись на входе и на выходе камеры поглощения с помощью анализатора NO_x типа PG-235 производства «Horiba, Ltd.». В процессе десорбции, как видно из рис. 2, *б*, отработавшие газы проходят через теплообменник, встроенный в камеру поглощения. Тепло отработавших газов в процессе теплообмена нагревает гранулы адсорбента, что инициирует термодесорбцию NO_x. Одновременно через набивку из гранул адсорбента пропускается газ с малым количеством кислорода или азот в

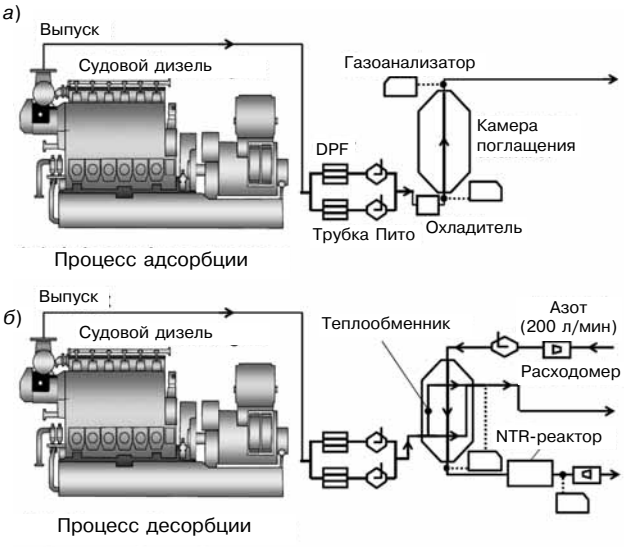


Рис. 8. Принципиальная схема опытно-промышленной установки для очистки отработавших газов судового двигателя от NO_x

количестве 11,1–22,2 нм^3/ч. В результате из камеры элюируются (вымываются) NO_x высокой концентрации (типичная величина концентрации — 3000 ppm), которые проходят очистку и восстановление в NTP-реакторе. Измерение концентрации NO_x в отработавших газах производится как перед их очисткой в NTP-реакторе, так и после нее.

В качестве опытного двигателя в составе опытно-промышленной установки был выбран дизель типа 6DK-20 производства «Daihatsu Diesel MFG Co., Ltd.», Japan. Номинальная мощность опытного четырехтактного шестицилиндрового двигателя размерностью 20/30, работающего при постоянной частоте вращения 900 об/мин, равна 1071 кВт. Общий вес дизель-генератора составляет 16 т. Двигатель работал на судовом дизельном топливе типа «А» с массовым содержанием серы 0,075 %, азота 0,01 % и теплотворной способностью 45,4 МДж/кг. Расход отработавших газов равен 3920 нм^3/ч при 50 %-ной нагрузке, 5526 нм^3/ч при 75 %-ной нагрузке, и 6815 нм^3/ч при 100 %-ной нагрузке (символ «н» означает стандартные условия, т. е. 0 °С и 0,1 МПа).

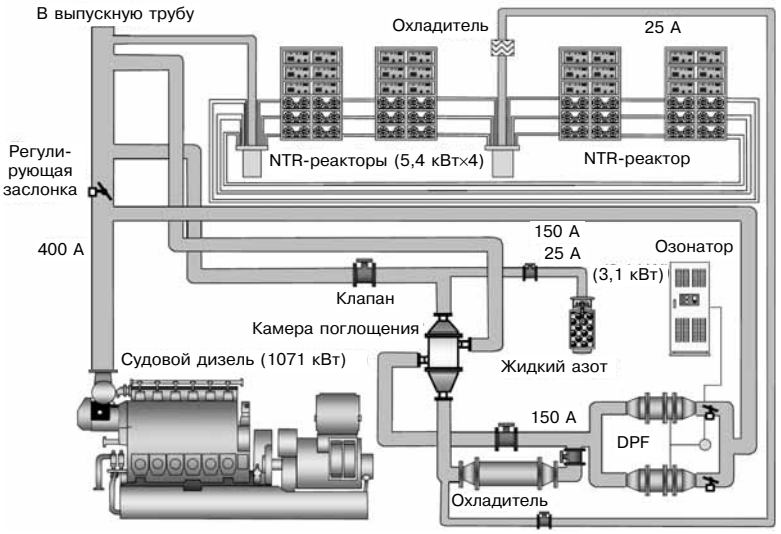


Рис. 9. Схема опытно-промышленной установки для исследования системы очистки отработавших газов судового дизеля

Схема экспериментальной установки для исследования системы очистки отработавших газов судового дизеля показана на рис. 9. В этой установке поток отработавших газов после двигателя разделяется. Примерно 13 % отводимого в байпас потока, величина которого изменяется с помощью регулирующей заслонки, пропускается через группу керамических фильтров DPF, удаляющих бо́льшую часть твердых компонентов PM. Размер трубы байпаса (в системе обозначений Промышленных Стандартов Японии) равен 150А (что соответствует внутреннему диаметру 155,2 мм. Основные характеристики фильтра DPF производства «TYK Corporation», Japan, следующие: материал — SiC, диаметр — 190,5 мм, длина — 100 мм, плотность структуры — 169 ячеек на кв. дюйм, толщина стенок — 16 милов ($16 \cdot 10^{-3}$ дюйма). В DPF задерживается более 95 % находящихся в отработавших газах частиц. Частицы, аккумулированные в DPF, обрабатываются озоном (O_3), образовавшимся под действием плазмы [6], в озонаторе EW-90Z, «Ebara Jitsugyo Co., Ltd.» в количестве O_3 = 90 г/ч при мощности 3,1 кВт. После удаления содержащихся в отработавших газах частиц NO_x подвергаются обработке плазмой. Процесс очистки отработавших газов от NO_x реализуется с помощью системы клапанов переключения и регулирования потоков в процессах адсорбции и десорбции. В процессе адсорбции отработавшие газы, имеющие температуру порядка 270 °С, направляются в водяной холодильник, где охлаждаются примерно до 45 °С. В камере поглощения, где находится адсорбент, происходит адсорбция до 92 % NO_x. И наконец, отработавшие газы уходят в выпускную трубу. Для обеспечения десорбции небольшое количество (11,1– 22,2 нм^3/ч) азота N_2 с помощью управляемых клапанов подается из цилиндра с жидким азотом и пропускается в газообразном виде через камеру поглощения. Поток газообразного азота N_2 при адсорбции движется в направлении, противоположном потоку отработавших газов. Одновременно при этом происходит нагрев камеры теплом отработавших газов. В результате из камеры выходит газовый поток с высокой (порядка 3000 ppm) концентрацией NO_x, который поступает в NTP-реакторы общей мощностью до 21,6 кВт.

На рис. 10 показана камера поглощения, оборудованная утилизационным теплообменником конструкции и производства «Sumitomo Precision Products Co., Ltd.». Также показаны направления движения потоков и размеры аппарата. На схеме видны два различных газовых тракта — тракт I и тракт II. Потоки газа в обоих трактах изолированы друг от друга, но между ними происходит интенсивный теплообмен. Газовый тракт I , высота которого равна 270 мм, заполнен гранулированным адсорбентом, тогда как газовый тракт II свободен. Кроме того, газовый тракт I снабжен гофрированными ребрами для интенсификации теплообмена. В процессе адсорбции поток отработавших газов направляется через газовый тракт I снизу вверх, при этом NO_x поглощается гранулами адсорбента. В процессе десорбции горячие отработавшие газы, двигаясь по тракту II, нагревают гранулы адсорбента,

одновременно небольшое количество газообразного азота или газа с низким содержанием кислорода пропускается через газовый тракт I сверху вниз, как показано на рис. 10, *а* и *б*.

Для переключения между этими двумя процессами направление газовых потоков меняется путем открытия и закрытия соответствующих шаровых клапанов. В данном эксперименте использовался адсорбент типа N-140, представляющий собой окислительный компаунд MnO_x–CuO производства «Sud-Chemie Catalysts Japan, Inc.» в виде круглых гранул размером порядка 2,4 мм.

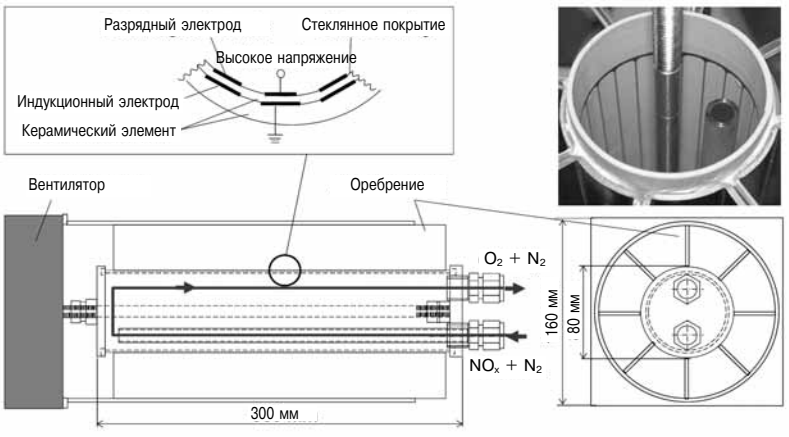


Рис. 11. Схема NTP-реактора, структура разрядной секции и вид внутренней части реактора опытно-промышленной установки (фото)

Температура адсорбента измерялась термопарами, расположение которых показано на рис. 10, *б*. Перепад давления в камере поглощения составляет 2 кПа при расходе отработавших газов 830 нм^3/ч (что соответствует нагрузке двигателя 75 %). Теплообменник противоточного типа обеспечивает эффективность теплообмена 928 Вт/К при следующих условиях: расход газа (сухого) на входе в газовый тракт I = 800 нм^3/ч при 25 °С; на входе в тракт II = 800 нм^3/ч при 300 °С.

На рис. 11 показана схема NTP-реактора, используемого для удаления NO_x в процессе десорбции. Реактор состоит из элементов поверхностного разряда типа ET- OC70G-C производства «Masuda Research Inc.», Japan, вентилятора охлаждения, оребрения и фланца крепления элемента к раме. Вольфрамовые разрядные электроды расположены на внутренней стенке элемента из корундовой керамики. Установка включает две группы таких реакторов с импульсными источниками высокого напряжения типа HCII-70/2 («Masuda Research Inc.»). Его технические характеристики: максимальная амплитуда напряжения 10 кВ, частота 10 кГц, максимальная потребляемая мощность 900 Вт. Генератор NTP типа HCII-OC70×12 состоит из двенадцати NTP-реакторов и шести источников питания. Суммарное потребление мощности генератора NTP равно 900 Вт × 6 = 5,4 кВт, а мощность разряда или эффективная мощность NTP равна 5,0 кВт. Четыре генератора NTP, использованные в эксперименте, показаны на рис. 9. Четыре блока NTP-реакторов объединены в три отдельные параллельные линии с общим расходом газов 60 нм^3/ч. Выделившиеся из сорбента NO_x высокой концентрации поступают на вход реактора с потоком N_2, а NO_x, восстановленные с помощью NTP, выходят из реактора в виде чистых газов N_2 и O_2.

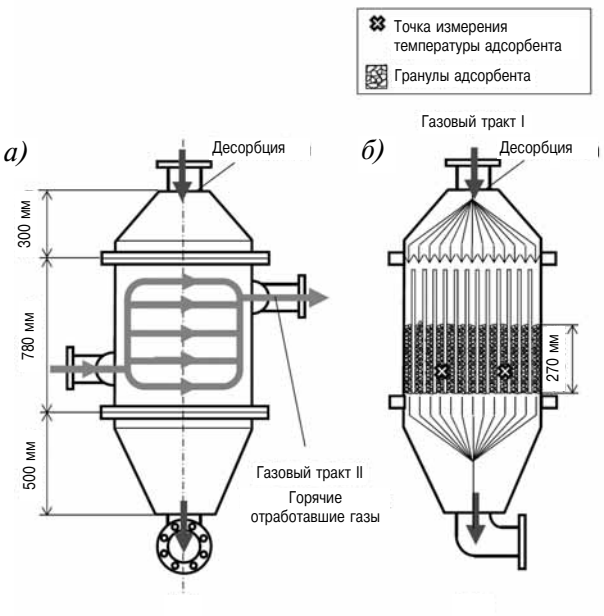


Рис. 10. Схема камеры поглощения с теплообменником: *а* — вид сбоку; *б* — вид спереди (в разрезе)

Результаты эксперимента на опытно-промышленной установке

Эксперимент, состоящий из 12 циклов, проводился для оценки эффективности очистки отработавших газов от NO_x. В каждом процессе двигатель один раз останавливался.

На рис. 12 показано содержание NO_x в отработавших газах в функции времени до и после прохождения газа через систему газоочистки (испытательные циклы 2–4, 9 и 10). Нагрузка двигателя составляла 75 % для всех процессов адсорбции, и 50 % — для всех процессов десорбции. На данном графике по оси ординат отложен массовый расход NO_x в г/ч. Содержание NO_x в отработавших газах до их очистки обозначено белыми кружками, а после очистки — черными кружками. Плазма NTP была задействована только в процессе десорбции, при этом потребление мощности NTP-генератором равнялось

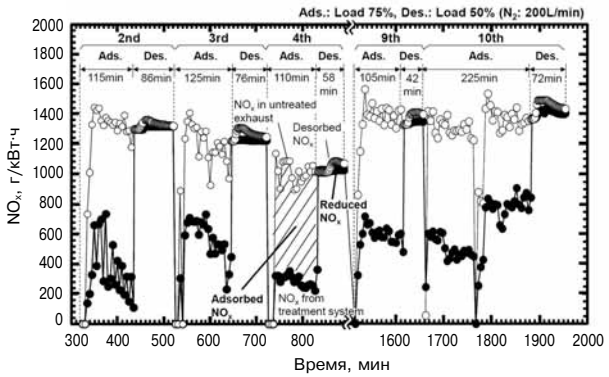


Рис. 12. Сравнительная оценка содержания NO_x в функции времени до и после системы газоочистки (циклы 2–4, 9 и 10)

21,6 кВт в циклах 2–4, и 12,0 кВт — в циклах 9 и 10. Массовый расход NO_x до очистки был равен 1566–4592 г/ч и в процессе адсорбции в поглощающей системе был снижен до 430–1570 г/ч. Усредненная степень восстановления NO_x в циклах 2–4, 9 и 10 составила 68 и 57 % соответственно. В цикле 4 (заштрихованная область процесса адсорбции, ограниченная белыми и черными кружками), представляет собой суммарную массу адсорбированных NO_x, тогда как область процесса десорбции выражает суммарную массу NO_x, восстановленных с помощью NTP.

В табл. 2 приведены результаты эксперимента на опытном двигателе. В процессах адсорбции масса поглощенных NO_x, W_a, изменялась в пределах от 1118 до 2365 г. В соответствующих процессах десорбции масса выделенных NO_x, W_d, изменялась в пределах от 32,7 до 109 г. Масса NO_x, восстановленных с помощью NTP, W_{NTP}, находилась в пределах 25,7–56,6 г. Общая масса NO_x, удаленных в системе, сочетающей действие адсорбции и NTP, W_{system}, а также энергоэффективность удаления NO_x η_{system}, рассчитывались соответственно как

$$W_{system} = W_a - W_d + W_{NTP}; \quad (4)$$

$$\eta_{system} = W_{system} / E_{plasma}. \quad (5)$$

Таблица 2

Количество NO_x после очистки и энергоэффективность очистки в каждом цикле эксперимента на опытно-промышленной установке (циклы 2–4, 9 и 10)

Цикл	2	3	4	9	10
Средний расход отработавших газов, нм^3/ч	791,0	720,3	661,1	769,0	738,7
Количество NO_x в «сырых» отработавших газах, г	2215	2127	1566	2208	4592
Поглощенные NO_x W_a, г	1586	1120	1118	1254	2365
N_2, нм^3/ч	11,1	11,1	11,1	11,1	11,1
Выделенные NO_x W_d, г	49,1	66,8	32,7	41,2	109
NO_x, удаленные за счет NTP W_{NTP}, г	25,7	55,0	20,7	29,9	56,6
NO_x, удаленные в системе W_{system}, г	1563	1108	1106	1243	2312
Мощность NTP, кВт	21,6	21,6	21,6	12,0	12,0
Энергия NTP E_{plasma}, кВт·ч	31,0	27,4	20,9	8,40	14,4
Энергоэффективность очистки за счет NTP η_{NTP}, г/кВт·ч,	0,83	2,01	0,99	3,55	3,93
Энергоэффективность очистки η_{system}, г/кВт·ч	50,5	40,5	53,0	148	161

В опытно-промышленной установке система EGCR не использовалась, поскольку это привело бы к чрезмерному ее усложнению. Энергоэффективность обработки газов плазмой η_{NTP} рассчитывалась по уравнению (1).

В результате были получены следующие значения энергоэффективности очистки: η_{NTP} = = 0,83–3,93 г/кВт·ч. Наивысший коэффициент энергоэффективности системы был достигнут в 10-м цикле и составил η_{system} = 161 г/кВт·ч при наименьшем расходе мощности на NTP — 12 кВт, что оказалось достаточным для восстановления NO_x.

На рис. 13 показана температура отработавших газов в тракте I камеры поглощения, измеренная в циклах 2–4, 9 и 10. Значения температуры на графике показаны как результат усреднения измеренной температуры в двух точках. Хотя в начале каждого процесса адсорбции температура адсорбента превышает 200 °С (из-за остаточного тепла, выделившегося в предшествующем процессе десорбции), она быстро снижается до 60 °С в результате притока охлажденных отработавших газов в камеру поглощения. В процессе десорбции температура быстро повышается благодаря теплообмену с отработавшими газами, находящимися в тракте II. При снижении температуры адсорбента эффективность адсорбции NO_x повышается. Эффективность десорбции NO_x, напротив, повышается с ростом температуры адсорбента.

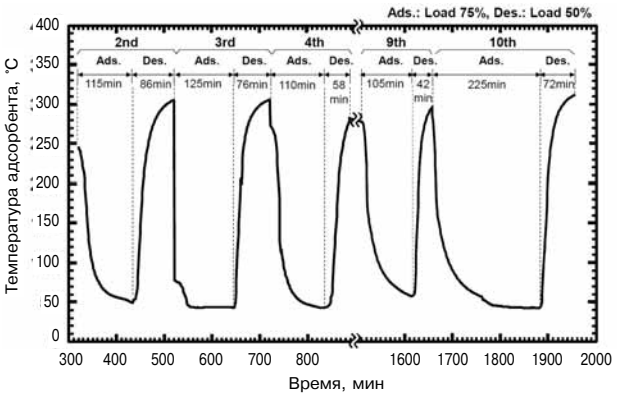


Рис. 13. Изменение во времени температуры адсорбента в эксперименте на опытно-промышленной установке (циклы 2–4 9, и 10)

Система газоочистки может обеспечить оптимальные температуры для обоих процессов – адсорбции и десорбции.

На рис. 1 показано, что для выполнения нормы IMO Tier 3 применительно к судовому дизелю с частотой вращения 900 об/мин необходимо снизить выбросы NO_x на 6,9 г/кВт·ч. С учетом достигнутой энергоэффективности потребление мощности системой газоочистки при этом составит порядка 4,3 % (100 × 6,9/161) мощности двигателя.

В описываемом эксперименте показатель десорбции NO_x оказался ниже показателя адсорбции, поскольку число последовательных циклов оказалось недостаточным для достижения равновесного состояния.

Расчеты показывают, что если число циклов увеличится настолько, чтобы соотношение W_d/W_a приблизилось к 100 %, то станет возможным достижение энергоэффективности системы на установившемся режиме свыше 100 г/кВт·ч.

ВЫВОДЫ

Комбинированная система газоочистки с помощью адсорбции, плазмы и EGCR в экспериментах на лабораторной установке продемонстрировала исключительно высокую энергоэффективность очистки отработавших газов от NO_x, достигавшую 437 г/кВт·ч. На основе разработанной технологии и методики создана система очистки отработавших газов судового дизеля.

Разработана и испытана опытно-промышленная установка газоочистки на базе судового дизеля мощностью 1 МВт, на котором определены характеристики адсорбции/десорбции NO_x и очистки отработавших газов от NO_x. Проведен анализ полученных результатов.

Дана оценка энергоэффективности очистки отработавших газов от NO_x с помощью NTP. Система продемонстрировала высокую энергоэффективность удаления NO_x из отработавших газов, равную 161 г/кВт·ч, без использования EGCR. Высокая энергоэффективность данной технологии объясняется использованием процессов адсорбции и десорбции для извлечения NO_x высокой концентрации из состава отработавших газов. Это позволяет выполнить вступающие в силу в 2016 г. требования IMO Tier 3 по выбросам NO_x для судового дизеля при энергозатратах не более 4,3 % от мощности двигателя. Система не нуждается в катализаторах на основе редкоземельных или благородных металлов, а также в таких веществах, как токсичный аммиак или раствор мочевины. В этом заключается решающее преимущество рассматриваемого метода по сравнению с традиционными технологиями газоочистки, как, например, метод SCR.

Литература

1. *Okubo M., Arita N., Kuroki T., and Yamamoto T.* Total Diesel Emission Control System Using Ozone Injection and Plasma Desorption // Plasma Chemistry and Plasma Processing. — 2008. — Vol. 28. — P. 173–187.

2. *Kuroki T., Ishidate M., Okubo M., and Yamamoto T.* Charge-to-Mass Ratio and Dendrite Structure of Diesel Particulate Matter Charged by Corona Discharge // Carbon. — 2010. — Vol. 48. — P. 184–190.

3. *Cooper B.J., and Thoss J.E.* Role of NO in Diesel Particulate Emission Control. SAE Paper, 1989, № 89040.

4. *Kato T., Ibaragi. S., Matsuoka K., Imai K., and Sato K.* Development of Diesel Particulate Filter Applying Nonthermal Plasma Technology for Onboard Diesel Generators // Journal of Japan Institute of Marine Engineering. — 2010. — Vol. 45. — P. 962–967.

5. *Kuwahara T., Yoshida K., Hanamoto K., Sato K., Kuroki T., Yamamoto T., and Okubo M.* Continuous Regeneration Characteristics of Ceramics Particulate Filter in Marine Diesel Engine Using Nonthermal Plasma-Induced Ozone Injection // J. Japan Institute of Marine Engineering. — 2012. — Vol. 47. — P. 379–384.

6. *Kuwahara T., Yoshida K., Hanamoto K., Sato K., Kuroki T., Yamamoto T., and Okubo M.* Pilot-Scale Experiments of Continuous Regeneration of Ceramic Diesel Particulate Filter in Marine Diesel Engine Using Nonthermal Plasma-Induced Radicals // IEEE Transactions on Industry Applications. — 2012. — Vol. 48. —P. 1649–1656.

7. *Kang M., Park E.D., Kim J.M., and Yie J.E.* Cu-Mn Mixed Oxides for Low Temperature NO Reduction with NH_3 // Catalysis Today. — 2006. — Vol. 111. — P. 236–241.

8. *Marban G., Antuna R., and Fuertes A.B.* Low-Temperature SCR of NO_x with NH_3 Over Activated Carbon Fiber Composite-Supported Metal Oxides // Applied Catalysis B. — 2003. — Vol. 41. — P. 323–338.

9. *Miessner H., Francke K.P., Rudolph R., and Hammer T.* NO_x Removal in Excess Oxygen by Plasma-Enhanced Selective Catalytic Reduction // Catalysis Today. — 2002. — Vol. 75. — P. 325–330.

10. *Koebel M., Elsener M., Kleemann M.* Urea-SCR: A Promising Technique to Reduce NO_x Emissions from Automotive Diesel Engines // Catalysis Today. — 2000. — Vol. 59. — P. 335–345.

11. *Cha M.S., Song Y.H., Lee J.O., and Kim S.J.* NO_x and Soot Reduction Using Dielectric Barrier Discharge and NH_3 Selective Catalytic Reduction in Diesel Exhaust // International Journal of Environmental Science and Technology. — 2007. — Vol. 1. — P. 28–33.

12. *Imai H., Ogawa T., Sugimoto K., Kataoka M., Tanaka Y., and Ono T.* Comparison of Activities in Selective Catalytic Reduction of NO_x by C_3H_8 Over Co/MFI, Fe/MFI, and H/MFI Zeolite Catalysts // Applied Catalysis B. — 2005. — Vol. 55. — P. 259–265.

13. *Rappe K.G., Hoard J.W., Aardahl C.L., Park P.W., and Peden C. H. F.* Combination of Low and High Temperature Catalytic Materials to Obtain Broad Temperature

Coverage for Plasma-Facilitated NO_x Reduction // Catalysis Today. — 2004. — Vol. 89. — P. 143–150.

14. *Hammer T., Kappes T., and Baldauf M.* Plasma Catalytic Hybrid Processes: Gas Discharge Initiation and Plasma Activation of Catalytic Processes // Catalysis Today.— 2004. — Vol. 89. — P. 5–14.

15. *Chae J. O.* Non-Thermal Plasma for Diesel Exhaust Treatment // Journal of Electrostatics.— 2003. — Vol. 57. — P. 251–262.

16. *Tonkyn R. G., Barlow S. E., and Hoard J. W.* Reduction of NO_x in Synthetic Diesel Exhaust via Two-Step Plasma-Catalysis Treatment // Applied Catalysis B. — 2003. — Vol. 40. — P. 207–217.

17. *McMillan S. A., Broadbelt L. J., and Snurr R. Q.* Effect of Local Framework Heterogeneity on NO Adsorption in Cobalt-Ferrierite // Journal of Catalysis. — 2003. — Vol. 219. — P. 117–125.

18. *Adelman B. J., Beutel T., Lei G. D., and Sachtler W. M. H.* Mechanistic Cause of Hydrocarbon Specificity Over Cu/ZSM-5 and Co/ZSM-5 Catalysts in the Selective Catalytic Reduction of NO_x // Journal of Catalysis. — 1995. — Vol. 158. — P. 327–335.

19. *McAdams R., Beech P., and Shawcross J. T.* Low Temperature Plasma Assisted Catalytic Reduction of NO_x in Simulated Marine Diesel Exhaust // Plasma Chemistry and Plasma Processing. — 2008. — Vol. 28. — P. 159–171.

20. *Hotub M., Kalisiak S., Borkowski T., Myskow J., and Brandenburg R.* The Influence of Direct Non-Thermal Plasma Treatment on Particulate Matter (PM) and NO_x in the Exhaust of Marine Diesel Engines // Polish Journal of Environmental Studies. — 2010. — Vol. 19. — P. 1199–1211.

21. *Yoshida K., Kuroki T., and Okubo M.* Diesel Emission Control System Using Combined Process of Nonthermal Plasma and Exhaust Gas Components' Recirculation // Thin Solid Films. — 2009. — Vol. 518. — P. 987–992.

22. *Kuwahara T., Yoshida K., Kannaka Y., Kuroki T., and Okubo M.* Improvement of N0x Reduction Efficiency in Diesel Emission Control Using Nonthermal Plasma Combined Exhaust Gas Recirculation Process // IEEE Transactions on Industry Applications. — 2011. — Vol. 47. — P. 2359–2366.

НОВОСТИ IMO

КОМИТЕТ ПО ЗАЩИТЕ МОРСКОЙ СРЕДЫ ИМО УСТАНОВИЛ СРОКИ ВВЕДЕНИЯ СТАНДАРТА IMO TIER-3 ДЛЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Комитет по защите морской среды (КЗМС) Международной морской организации (ИМО) на очередной сессии КЗМС-66, работа которой завершилась в штаб-квартире ИМО в Лондоне 4 апреля 2014 г., принял окончательное решение о сроках введения стандарта IMO Tier 3, регулирующего выбросы NO_x от судовых дизелей в специальных областях контроля выбросов (ECA — Emission Control Areas).

На предыдущей сессии КЗМС-65, состоявшейся год назад, большинством участников-членов ИМО было принято решение, инициированное Российской Федерацией, о переносе планируемого срока назначения новых ECA (Северное и Балтийское моря) и введения в новых и существующих ECA стандарта IMO Tier 3 с 01.01.2016 на 01.01.2021. К существующим ECA относятся Северо-Американское Атлантическое и Тихоокеанское побережье Канады и США, а также Карибское море.

В соответствии с регламентом ИМО принятое на сессии КЗМС-65 решение было сформулировано в виде проекта изменения Приложения VI к Конвенции МАРПОЛ 73/78, который (проект) окончательно должен быть принят на сессии КЗМС-66.

Противниками, выразившими категорическое несогласие с изменением срока введения стандарта, последовательно выступали США, Канада, Дания, Германия, Япония и еще несколько стран. В результате этого противостояния в течение года, предшествующего сессии КЗМС-66, была развернута беспрецедентная борьба за отмену, как ошибочного и необоснованного, решения о переносе сроков введения стандарта IMO Tier 3. В поддержку мнения США и их союзников в адрес руководства ИМО были направлены официальные ноты и протесты от Европейской ассоциации производителей двигателей (EUROMOT), дирекции международного конгресса CIMAC, международной ассоциации производителей каталитического оборудования для двигателей морского применения (ICCSEA). В своей официальной ноте (документ MEPC 66/6/8) Администрация США даже поставила под сомнение способность руководства КЗМС ИМО к адекватной оценке экологических последствий международного судоходства в случае изменения сроков введения стандарта IMO Tier 3.

В ответной ноте Российской Федерации, в дополнение к раннее высказанным аргументам, о преждевременности назначения ECA в Балтийском море и обоснованности переноса срока введения стандарта IMO Tier 3 на более позднее время, было отмечено, что руководство КЗМС ИМО в своих решениях руководствуется интересами всех своих членов, а не только поддержкой групповых бизнес интересов сторонников США и некоторых государств ЕС. В этой связи решение, принятое КЗМС-65, было продиктовано необходимостью развития конкурентной среды на рынке экологически безопасных судовых двигателей за счет появления многовариантных технологических решений для достижения требований стандарта IMO Tier 3 в дополнение к продвигаемой США и ЕС технологии SCR-NH_3 как безальтернативной. Это решение в условиях не преодоленного экономического кризиса в судостроении и избыточного тоннажа коммерческого флота направлено на сохранение конкурентоспособности коммерческого судоходства, как важнейшей отрасли экономики Прибалтийских государств.

В результате дискуссии, состоявшейся на сессии КЗМС-66, было принято компромиссное решение, в соответствии с которым в действующих зонах контроля выбросов окислов азота (Североамериканское побережье и Карибское море), стандарт IMO Tier-3 вводится с 01.01.2016 года и применяется к новым судам, киль которых заложен 01.01.2016 или после этой даты.

Новые зоны контроля выбросов окислов азота будут назначаться после принятия соответствующих поправок в Приложение VI к Конвенции МАРПОЛ 73/78, устанавливающих такую новую зону решением КЗМС ИМО. Дата введения стандарта IMO Tier-3 в новых зонах ECA (например в Балтийском или Северном морях) принимается решением КЗМС ИМО исходя из готовности заинтересованных сторон, а именно технологической готовности производителей оборудования и инфраструктурной готовности прибрежных государств, портов и судовладельцев.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.431

Лимонов А.К. ОАО «РУМО» — путь в 140 лет // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 3—11.

Ключевые слова: машиностроительный завод «Фельзер и К°», «Двигатель революции», ОАО «РУМО», 140 лет со дня основания.

Основанный в 1874 г. в Риге машиностроительный завод «Фельзер и К°», после эвакуации в Нижний Новгород был переименован в «Двигатель революции» и сегодня известен как ОАО «РУМО». Отмечая 140-летний юбилей, завод сохранил производство двигателей собственной конструкции, освоил выпуск лицензионных двигателей MAN и успешно включился в международную кооперацию. Табл. 1. Ил. 15.

УДК 621.431

Рыжов В.А., Печенин В.В. Совершенствование дизелей 16Д49 дизель-дизельных агрегатов 1ДДА12000 кораблей корвет проекта 20380 // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 12—19.

Ключевые слова: среднеоборотный судовой дизель, дизель-дизельный агрегат, переходные режимы, дымность отработавших газов, совершенствование систем управления, двухступенчатый регистровый наддув.

Представлены результаты работ ОАО «Коломенский завод» по созданию и совершенствованию среднеоборотных судовых дизелей 16Д49 в составе дизель-дизельных агрегатов 1ДДА12000. Выполнен анализ причин дымления дизелей на режимах разгона при работе на винт фиксированного шага. Обеспечена нормализация дымности отработавших газов за счет применения малоинерционных управляемых систем газотурбинного наддува регистрового типа, использования электронных регуляторов скорости, оптимизации алгоритма нагружения дизеля при приеме нагрузки. Ил. 7.

УДК 621.431

Румб В.К. Аналитическое определение минимально допустимого коэффициента запаса прочности при расчете деталей ДВС на выносливость // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 20—25.

Ключевые слова: детали ДВС, коэффициент запаса прочности, аналитический метод расчета, вероятность усталостного разрушения.

Предлагается расчетная методика определения коэффициента запаса прочности деталей ДВС при заданной вероятности отсутствия их усталостного разрушения. Ил. 3. Библ. 6.

УДК 621.436.12

Ларцев А.М. Оценка эффективных показателей двигателя воздушного охлаждения В-400 при его форсировании // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 26—29.

Ключевые слова: двигатель воздушного охлаждения, форсирование по мощности, эффективные показатели, измерение температур, оценка теплонапряженности головки цилиндра.

Приведены результаты экспериментальных исследований рабочих параметров при форсировании тяжелого тракторного двигателя воздушного охлаждения типа В-400 до мощности 500 л. с. Дана оценка надежности головки цилиндров по параметру теплонапряженности. Табл. 2. Ил. 2. Библ. 4.

УДК 621.434.038

Тер-Мкртичьян Г.Г., Мазинг М.В. Современное состояние и перспективы развития топливной аппаратуры автотракторных дизелей // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 30—35.

Ключевые слова: дизели, нормы вредных выбросов, топливная аппаратура, аккумуляторная топливная система common rail, форсунка с мультипликатором давления, характеристики впрыскивания топлива.

Выполнен анализ влияния норм выбросов вредных веществ с отработавшими газами на развитие топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Показано, что аккумуляторные системы типа common rail становятся основным типом топливной аппаратуры для транспортных дизелей различного назначения. Показаны перспективы развития комбинированных аккумуляторных систем с мультипликаторами давления, сочетающие достоинства систем common rail и гидроприводных насос-форсунок. Ил. 5. Библ. 7.

УДК 55.42.31; 55.03.33

Задорожная Е.А., Маслов А.П. Разработка элементов дизельного двигателя повышенной мощности на основе применения системы виртуальных испытаний // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 36—40.

Ключевые слова: дизельный двигатель, топливная аппаратура, системы наддува, теплообменники, детали силовой схемы, подшипники скольжения, виртуальные испытания, CALS/ИПИ-технологии.

Представлены основные конструктивные и технические решения для повышения литровой мощности двигателей ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» размерности 13/15 до 75 л. с. Дана оценка эффективности технических решений на основе результатов виртуальных испытаний с применением CALS/ИПИ технологий. Табл. 1. Ил. 4. Библ. 7.

УДК 621.74.047

Марукович Е.И., Бевза В.Ф., Груша В.П., Красный В.А. Формирование отливок из высокохромистого чугуна в металлической водоохлаждаемой форме // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 41—45.

Ключевые слова: чугун, кристаллизатор, направленное затвердевание, отливка, термическая обработка, структура, твердость.

Приведено описание принципиально нового высокопроизводительного метода литья трубчатых заготовок без применения стержня. Разработана технология и выполнен анализ структуры материала при формировании отливок из высокохромистого чугуна. Табл. 2. Ил. 6. Библ. 6.

УДК 621.43

Масаки Окубо, Такуя Кувахара, Масаши Каваи, Томоюки Куроки, Киеииро Йошида, Кеничи Ханамото, Казутоши Сато. Комплексная технология очистки выбросов судового дизеля с использованием холодной плазмы (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 46—56.

Ключевые слова: судовые дизели, выбросы NO_x, стандарт IMO Tier 3, генератор холодной плазмы, циклы адсорбции-десорбции.

Представлены результаты работ университета Osaka и фирмы «Daihatsu Diesel MFG. Co., Ltd.» (Япония) по созданию системы очистки отработавших газов судового дизеля от NO_x и частиц с использованием холодной плазмы. Эффективность очистки газов обеспечивается периодичностью последовательных циклов адсорбции и десорбции NO_x. Показано, что судовой дизель мощностью 1100 кВт при 900 об/мин, оборудованный системой очистки с генератором холодной плазмы, может обеспечить требования IMO Tier 3 по выбросам NO_x. Максимальная потребляемая мощность реактора не превышает 5 % от мощности двигателя. Перевод доклада выполнен к.т.н. Г. Мельником. Табл. 2. Ил. 13. Библ. 13.

UDC 621.431

Limonov A.K. OAO RUMO — a History 140 years-long // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 1. — P. 3—11.

Keywords: Velser & Co Engineering Works, Dvigatel Revolyutsii, OAO RUMO, 140th Anniversary.

Velser & Co Engineering Works, founded in 1874 in Riga, was later relocated to Nizhny Novgorod and renamed into Dvigatel Revolyutsii («Prime Mover of Revolution»). Today it is known as OAO RUMO. Nowadays the Company retains proprietary diesel engines' production, along with manufacturing of licensed MAN engines, thus participating in international cooperation.
15 ill., 1 table.

UDC 621.431

Ryzhov V.A. and Pechenin V.V. Improvements in Type 16Д49 Diesel Engines Powering Type 1ДДА12000 Two-Engine Propulsion Unit Used in Series 20380 Corvette // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 1. — P. 12—19.

Keywords: medium-speed marine diesel engine, two-engine propulsion unit, transients, exhaust gas opacity, improvements in control systems, two-stage sectional turboboost.

Presented are the results of Kolomna Works project targeted at designing and improvement of medium-speed marine diesel engines type 16Д49 powering two-engine propulsion unit type 1ДДА 12000. In particular, the research included identification of a cause of smoky exhaust of engine (driving fixed pitch propeller through a gearbox) during transients. Smoke in exhaust was mitigated through use of low-inertia turbocharge systems, grouping of exhaust manifolds into individual sections, and optimization of engine loading ramp rate.
7 ill.

UDC 621.431

Rumb V.K. Minimum Permissible Safety Factor in Structural Analysis of Diesel Engine Parts: Theoretical Approach // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 1. — P. 20—25.

Keywords: diesel engine parts, safety factor, analytical calculations, fatigue fracture probability.

A method is offered for analytical calculations of safety factor as applied to diesel engine parts, based on given probability of fatigue fracture prevention.
3 ill., 6 ref.

UDC 621.436.12

Lartsev A.M. Performance of Forced Air-Cooled Engine Type B-400 // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 1. — P. 26—29.

Keywords: air-cooled engine, engine uprating, performance, temperature measurement, estimation of thermal stress in cylinder head.

The result are given of investigation into type B-400 air-cooled diesel engine performance when uprated to 500 BHP. Cylinder head reliability is estimated based on thermal stress therein.
2 ill., 2 tables, 4 ref.

UDC 621.434.038

Ter-Mkrtychyan G.G. and Mazing M.V. Fuel Injection Systems of Car-and-Tractor Diesel Engines: Current Status and Projection // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 1. — P. 30—35.

Keywords: diesel engines, air pollution limits, fuel injection systems, common rail system, pressure-boosted injector, fuel injection characteristics.

The article discusses progress in fuel injection systems of car-and-tractor diesel engines as a function of evolution in emission regulations. Common rail systems are shown as mainstream in modern diesel engines as far as mobile machinery is concerned. Also discussed is future development of accumulator systems with pressure-boosters, which combine advantages of common rail systems and hydraulically actuated pump-injector units.
5 ill., 7 ref.

UDC 55.42.31; 55.03.33

Zadorozhnaya E.A and Maslov A.P. Virtual Tests as a Means to Design High-Powered Diesel Engine // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 1. — P. 36—40.

Keywords: diesel engine, fuel injection systems, supercharge systems, heat exchangers, load-bearing parts, shell bearings, virtual tests, CALS/IP technologies.

The article discusses engineering solutions designed to uprate diesel engines type 13/15 produced by ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» up to 75 BHP. Engineering solutions' efficiency was assessed by the results of virtual tests based on CALS/IP technologies.
4 ill., 1 tables, 7 ref.

UDC 621.74.047

Marukovich E.I., Bevza V.F., Grusha V.G., and Krasny V.A. Moulding of High-Chromium Cast Iron in Metallic Water-Cooled Moulds // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 1. — P. 41—45.

Keywords: cast iron, directional solidification, cast product, thermal treatment, structure, hardness.

The article presents a new high-performance method of coreless tubular parts casting. A production process is developed, based on the analysis of high-chromium cast material structure.
6 ill., 2 tables, 6 ref.

UDC 621.43

Masaaki Okubo, Takuya Kuwahara, Masashi Kawai, Tomoyuki Kuroki, Keiichiro Yoshida, Kenichi Hanamoto, Kazutoshi Sato. Total Marine Diesel Emission Control Technology Using Nonthermal Plasma Hybrid Process (Proceedings of CIMAC-2013) // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 1. — P. 46—56.

Keywords: marine diesel engines, NOx emission, IMO emission standard Tier III, nonthermal plasma generator, adsorptions/desorption cycles.

The article describes the research work carried out by Osaka Prefecture University and Daihatsu Diesel MFG. Co., Ltd., Japan, which resulted in the development of a PM and NOx simultaneous reduction aftertreatment system that employs a nonthermal plasma (NTP) hybrid process. Aftertreatment technology efficiency is ensured by periodical NO_x adsorptions/desorption cycles. Marine diesel engine rated at 1100 kW @ 900 RPM featuring aftertreatment system with a nonthermal plasma generator is shown as able to meet IMO Tier 3 NO_x emission standard. Nonthermal plasma generator power consumption does not exceed 5% of engine rated output.
The paper was translated into Russian by G.Melnik, PhD.
13 ill., 2 tables, 13 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