ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 2 (256)
апрель–июнь 2014

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю.
Расчет согласованных стационарных полей температур узла крышка цилиндра-клапаны двигателя внутреннего сгорания 3

Абызов О.В., Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю.
Численное исследование гидродинамики и теплообмена в полости охлаждения головки цилиндра дизеля 8

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Chainov N.D. and Roussinkovsky S.Yu.
Analysis of Stationary Thermal Fields in Cylinder Heads & Valves 3

Abyzov O.V., Galyshev Yu.V. and Shabanov A.Yu.
Mathematical Analysis of Hydrodynamic and Heat Exchange Processes in Diesel Engine Cylinder Head 8

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Тер-Мкртичьян Г.Г., Мазинг М.В.
Особенности аккумуляторных топливных систем дизелей большой цилиндровой мощности 11

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.
Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува 16

Смирнов А.В.
Перспективный тип опор турбокомпрессоров ДВС 23

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Ter-Mkrtychyan G.G. and Mazing M.V.
Accumulator-based Fuel Supply Systems for High Cylinder Output Engines 11

Tsyplenkin G.E and Iovlev V.I.
Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency 16

Smirnov A.V.
New Type of Turbocharger Bearing Support 23

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Савченко О.Ф., Альт В.В., Добролюбов И.П., Ольшевский С.Н.
Развитие средств автоматизации измерений и анализа рабочих процессов при испытаниях ДВС 26

AUTOMATION AND DIAGNOSTICS

Savchenko O.F., Alt V.V., Dobrolyubov I.P. and Olshevsky S.N.
Instrumentation and Means of Automatic Combustion Analysis for Diesel Engine Test Facilities 26

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Остриков В.В., Зимин А.Г., Попов С.Ю., Сафонов В.В.
Многофункциональная добавка к моторным маслам 32

Красножон П.А., Янчеленко В.А.
Оценка влияния экологически безопасных охлаждающих жидкостей на надежность автомобильных двигателей 35

FUEL AND LUBRICANTS

Ostrikov V.V., Zimin A.G., Popov S.Yu. and Safonov V.V.
Multi-Functional Additive for Engine Oils 32

Krasnozhon P.A. and Yanchelenko V.A.
Influence of Environmentally-Sound Coolants on Car Engine Reliability 35

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Перспективные технологии снижения выбросов NO_x судовых дизелей (материалы конгресса CIMAC 2013) 38

ENGINE BUILDING NEWS

Promissory Technologies to Improve Marine Engine NO_x Performance (based on CIMAC 2013 papers) 38

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 03.06.2014
Подписано в печать 20.06.14
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 135. 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. № 2 (256)

УДК 621.431

РАСЧЕТ СОГЛАСОВАННЫХ СТАЦИОНАРНЫХ ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУР УЗЛА КРЫШКА ЦИЛИНДРА–КЛАПАНЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
С.Ю. Руссинковский, к.т.н., главный конструктор
ООО «Завод инновационных продуктов Концерна "Тракторные заводы"», г. Владимир

Представлены основные положения методики математического моделирования согласованных и взаимозависимых тепловых граничных условий для расчета температурных полей, полей деформаций и напряжений элементов ЦПГ(головка цилиндра-клапаны и поршень–кольца–гильза цилиндра). Рассмотрены различные условия и виды теплообмена на поверхностях этих деталей, а также взаимовлияние этих условий и взаимозависимость температурных полей. Показана необходимость согласования этих полей при решении общей задачи моделирования ТНДС ЦПГ поршневого двигателя. Приведено описание программы, реализующей предлагаемую методику, и результаты расчета 2D и 3D температурных полей с ее использованием.





Результаты моделирования граничных условий теплообмена и расчет согласованных температурных полей цилиндропоршневой группы (поршень–поршневые кольца–втулка цилиндра) были представлены в работе [1]. В рассматриваемом случае, в отличие от поршня, крышка цилиндра неподвижна, но клапаны в течение рабочего цикла двигателя какое-то время открыты, а какое-то закрыты, поэтому при моделировании должны учитываться фазы газораспределения. При этом с помощью итерационной процедуры производится согласование граничных условий теплообмена на поверхностях контакта клапана и крышки цилиндра (седел клапанов, зачастую охлаждаемых). В качестве «инструмента» математического моделирования здесь используется метод конечных элементов (МКЭ), при этом, в отличие от предыдущего случая (поршень–кольца–втулка), здесь предпочтительно использовать объемную конечно-элементную модель. На предварительной стадии расчетного анализа в первом приближении можно применить двумерную (плоскую) конечно-элементную модель решения задачи теплопроводности огневого днища крышки цилиндра с определением температуры в срединной плоскости днища, что подробно изложено в работе [2]. Однако при этом трудно учесть особенности теплообмена на опорных фасках клапанов, роль которого в формировании температурных полей узла крышка-клапан весьма заметна.

На рис. 1 представлена схема крышки цилиндра с клапанами и указанием мест, где должны быть определены граничные условия теплообмена при расчете теплового состояния узла крышка цилиндра–клапаны. В качестве граничных условий со стороны камеры сгорания используются условия теплообмена третьего рода. Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле Вошни [1, 2] с последующим осреднением его величины за рабочий цикл двигателя. Распределение по поверхности огневого днища локального коэффициента теплоотдачи можно принять такими же, как при расчете теплового состояния поршня [3]. Для дизелей с открытыми камерами сгорания изменение осредненного за рабочий цикл коэффициента теплоотдачи по радиусу r можно в качестве первого приближения определить по соотношениям, предложенным в работе [5].

При работе двигателя значительное количество теплоты, помимо огневого днища, подводится к стенкам выпускных каналов крышки (головки) цилиндра. За период выпуска теплообмен в каналах крышки цилиндра описывается формулой:

$$\mathrm{Nu}_г = 0{,}33\mathrm{Re}^{0{,}67}\mathrm{Pr}^{0{,}33}, \qquad (1)$$

где $\mathrm{Nu}_г = \alpha_г d_{экв}/\lambda_г$; $d_{экв} = 4F_к/П$; $F_к$ — площадь проходного сечения канала; П — периметр ка-

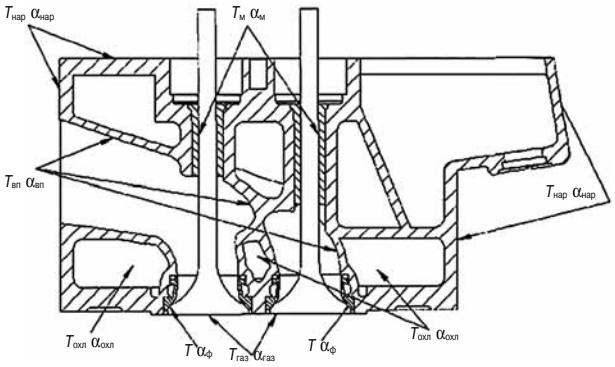


Рис. 1. Схема областей задания граничных условий теплообмена крышки цилиндра с клапанами

нала; $\lambda_г$ — теплопроводность газа, $\mathrm{Re} = W_г d_{экв}/\nu_г$; $W_г$ — скорость газа; $\nu_г$ — кинематическая вязкость газа; $\mathrm{Pr} = \nu_г/a_г$; $a_г$ — температуропроводность газа.

При закрытом клапане теплообмен в канале определяется колебаниями давления газа и естественной конвекцией. В этом случае

$$\mathrm{Nu}_г = 2{,}37F_0^{-0{,}43}(1 + 0{,}00051\mathrm{Re}_x^{0{,}8}), \qquad (2)$$

где $F_0 = \alpha_г\tau/d^2_{экв}$; $\mathrm{Gr} = \beta g l^3 \Delta T/\nu_г^2$; β — коэффициент объемного расширения; l — длина канала; ΔT — перепад температуры между газом и стенкой канала; τ — время.

Значения коэффициента теплоотдачи усредняются по углу поворота коленчатого вала.

На температурное поле крышки цилиндра значительное влияние оказывает теплообмен на поверхностях сопряжения крышки и клапанов (в первую очередь выпускных). От клапанов, имеющих высокую температуру через фаску и посадочную поверхность седла клапана, крышке цилиндра передается значительный тепловой поток. Коэффициент теплоотдачи в сопряжении фаска клапана–седло крышки при открытом положении клапана определяется из соотношения

$$\mathrm{Nu}_г = 0{,}0377\mathrm{Re}^{0{,}8}\mathrm{Pr}^{0{,}43}, \qquad (3)$$

(см. обозначения в выражении 1).

При определении стационарного температурного поля крышки на внутренних контурах, соответствующих отверстиям под клапаны, следует задавать средние значения параметров, характеризующих теплообмен в целом за весь цикл — средний тепловой поток q_{Lj}, соответствующие ему приведенный коэффициент теплоотдачи α_{Lj} и результирующую температуру клапана $T_{клLj}$ по теплоотдаче:

$$q_{Lj} = \frac{1}{\theta}\left[\int_{\varphi_о}\alpha_{гс}(T_с - T_{гс})\mathrm{d}\varphi + \int_{\varphi_з}\alpha_к(T_с - T_{фкл})\mathrm{d}\varphi\right]; \qquad (4)$$

$$\alpha_{Lj} = \frac{1}{\theta}\left[\int_{\varphi_о}\alpha_{гс}\,\mathrm{d}\varphi + \int_{\varphi_з}\alpha_к\,\mathrm{d}\varphi\right]; \qquad (5)$$

$$T_{клLj} = \frac{\int_{\varphi_о}\alpha_{гс}T_{гс}\,\mathrm{d}\varphi + \int_{\varphi_з}\alpha_к T_{фкл}\,\mathrm{d}\varphi}{\int_{\varphi_о}\alpha_{гс}\mathrm{d}\varphi + \int_{\varphi_з}\alpha_к\mathrm{d}\varphi}, \qquad (6)$$

где $\alpha_{гс}$, $\alpha_к$ — коэффициенты теплоотдачи для седла соответственно при открытом и закрытом положениях клапана; φ_0, $\varphi_з$, θ — соответственно продолжительность открытия и закрытия клапана и длительность цикла в градусах угла поворота коленчатого вала; $T_с$, $T_{гс}$, $T_{фкл}$ — температуры соответственно седла, омывающей среды (газа или воздуха) и фаски клапана.

Соответствующее приведение можно выполнить и по средней температуре среды, омывающей контур Lj .

Расчет теплового состояния клапана следует проводить с помощью численных методов, в частности метода конечных элементов.

Сложность расчета температурного поля клапана заключается в задании достоверных условий теплообмена по контуру меридионального сечения клапана. Требуется оценить локальные значения коэффициента теплоотдачи и результирующую температуру среды, омывающей клапан. Со стороны камеры сгорания коэффициент теплоотдачи $\alpha_г$ и средняя результирующая температура в первом приближении определяются, как и для днища крышки цилиндра, с последующим осреднением в течение рабочего цикла двигателя. Теплота, воспринимаемая головкой клапана от горячих газов, отводится, главным образом, в крышку цилиндров. При этом значительная доля теплоты отводится в закрытом состоянии клапана через его фаску в седло. Специальные исследования теплообмена на посадочной поверхности головки клапана показали высокую интенсивность теплоотдачи на фаске клапана. Поскольку изменение давления в цилиндре вызывает изменение усилий в контакте, то изменяется и интенсивность контактного теплообмена, который также зависит от состояния и качества контактирующих поверхностей, свойств материалов, свойств межконтактной среды, наличия пленок и отложений на поверхности. При вычислениях коэффициент теплоотдачи при контактном теплообмене можно определить по формуле, предложенной в работе [4]

$$\alpha_ф = \frac{1}{R_ф} = \frac{\lambda_с}{(h_к + h_п)(1-m)d} + 2{,}12\left(\frac{pB_п}{E}\right)^{0{,}8}\lambda\cdot 10^4, \qquad (7)$$

где p — давление в контакте фаска клапана–седло; $\lambda_с$ — коэффициент теплопроводности среды, заполняющей пустоты в контактирующей паре; $h_к$, $h_к$ — высота микронеровностей соответственно клапана и седла; $E = (2E_кE_с)/(E_к + E_с)$, $\lambda = (2\lambda_к\lambda_с)/(\lambda_к + \lambda_с)$.

Средние значения коэффициентов контактного теплообмена $\alpha_к$ составляют 9000−10 000 Вт/м^{2}К для фаски впускного клапана и 3000−3500 Вт/м^{2}К —для фаски выпускного клапана.

На опорной поверхности при открытом положении клапана теплообмен происходит в условиях вынужденного турбулентного движения газов в кольцевом зазоре с переменной скоростью и параметрами газа. В этот период тепловой поток направлен к фаске клапана, температура которой увеличивается. После посадки клапана на седло направление теплового потока изменяется на противоположное, так как обычно седло имеет более низкую температуру.

Используемые при расчете коэффициенты теплоотдачи относят ко всему рабочему циклу двигателя, поэтому требуется приведение величины $\alpha_к$ с учетом продолжительности закрытия впускного клапана в течение $[4\pi - (\alpha_1 + \alpha_2 + \pi)]$ радиан угла поворота коленчатого вала, а выпускного клапана в течение $[4\pi - (\alpha_3 + \alpha_4 + \pi)]$ радиан (в случае 4-тактного двигателя). При этом соответственно, α_1, α_2 и α_3, α_4 углы открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов.

Поскольку на такте впуска головка впускного клапана омывается свежим зарядом, а головка выпускного клапана на такте выпуска — горячими газами, имеет место существенное различие температур головок впускных и выпускных клапанов. Теплообмен на боковой поверхности клапанов в каналах головки (крышки) цилиндров имеет сложный характер и зависит от положения клапанов (открыты или закрыты). При открытом положении выпускнго клапана его боковая поверхность омывается высокоскоростным потоком горячих газов. При закрытом положении в канале головки цилиндров происходят колебания массы газа, оказывающие влияние на процесс теплообмена. Во впускном канале отмеченные процессы протекают между свежим зарядом и боковой поверхностью впускного клапана. Обычно средний коэффициент теплоотдачи составляет 300−600 Вт/м^{2}К.

В работе [6] предложены формулы для определения коэффициента теплоотдачи во впускном и выпускном каналах крышки цилиндров. Их значения в первом приближении могут быть использованы для боковой поверхности клапанов.

$$\begin{aligned} \mathrm{Nu}_{вп} &= 0{,}214\mathrm{Re}^{0{,}68}(1 - 0{,}765h_{вп}/d_{вп}); \\ \mathrm{Nu}_{вп} &= 2{,}58\mathrm{Re}^{0{,}5}(1 - 0{,}797h_{вып}/d_{вып}), \end{aligned} \qquad (8)$$

где $\mathrm{Nu} = \alpha d/\lambda$; $\mathrm{Re} = wd/\nu$; w — средняя скорость газа в канале.

В качестве определяющего размера принимается гидравлический диаметр канала, h и d соответственно ход клапана и диаметр седла клапанного отверстия. Зависимостями (8) учитывается, что впускной клапан находится на выходе из впускного канала в сформировавшемся потоке свежего заряда, а выпускной клапан на входе выпускного канала, где возникает вихревое движение с отрывом потока отработавших газов.

Интенсивность теплоотдачи от стержня клапана к направляющей втулке зависит в основном от величины зазора δ между стержнем и втулкой и коэффициента теплопроводности среды $\lambda_{ср}$, заполняющей зазор. Коэффициент теплоотдачи от стержня к втулке можно ориентировочно определить по формуле

$$\alpha_{вт} = \lambda_{ср}/d. \qquad (9)$$

Коэффициент теплоотдачи от стержня клапана за пределами направляющей втулки к окружающей среде в крышке (головке) цилиндра невелик и может быть принят равным 60−70 Вт/м^{2}К.

При наличии у клапана полости, частично заполненной жидким теплоносителем, интенсивность переноса теплоты от тарелки клапана к его стержню определяется или расчетом температуры жидкого теплоносителя и коэффициентов теплоотдачи по внутренней поверхности полости, или моделированием процесса передачи теплоты за счет теплопроводности среды с условной проводимостью. Обычно в качестве теплоносителя используют натрий, который при работе двигателя нагревается, расплавляется и, находясь в поле действия знакопеременных инерционных сил, переносит теплоту с более нагретой поверхности головки в стержень клапана. Условный коэффициент теплопроводности $\lambda_{усл}$, определяющий эффективность переноса теплоты от тарелки в стержень, для клапанов лежит в пределах 200−400 Вт/м^{2}К.

Охлаждение крышек цилиндров может происходить в режиме вынужденной конвекции и поверхностного кипения. Коэффициент теплоотдачи зависит от особенности обтекания детали при охлаждении. В условиях вынужденной конвекции, характерных для периферийных зон днища и выпускных каналов, может быть использована зависимость

$$\mathrm{St} = 292\mathrm{Re}^{0{,}583}, \qquad (10)$$

где $\mathrm{St} = \mathrm{Nu}/(\mathrm{RePr})$ − число Стантона; число Re отнесено к диаметру подводящего отверстия.

В конструкциях со сверленными каналами рекомендуется формула

$$\mathrm{Nu} = 2{,}02\mathrm{Re}^{m}\mathrm{Pr}^{0{,}33}(\bar{x})^{0{,}15}, \qquad (11)$$

где $\bar{x}$ — относительная длина канала; $m = 0{,}4\bar{x}^{(-0{,}135)}$.

У форсированных двигателей температура охлаждаемой поверхности крышки может превысить температуру насыщения охлаждающей жидкости. В этом случае в прилегающих к поверхности слоях жидкости начинается поверхностное кипение, вследствие чего интенсивность

теплоотдачи резко возрастает. При незначительном перегреве стенки процесс теплоотдачи определяется в основном вынужденной конвекцией, тогда как при увеличении перегрева процесс теплоотдачи соответствует режиму кипения.

По мере повышения температуры охлаждаемой поверхности режим вынужденной конвекции переходит в режим поверхностного кипения. Для крышки цилиндра в этом случае

$$\mathrm{Nu}_{\text{ж}} = 0{,}45 \cdot 10^{-2} (p_e'')^{0,27} \mathrm{K}_{\text{ф}}^{0,4} \mathrm{Pr}_{\text{ж}}^{0,3} \left(\frac{p_{\text{ж}}}{p_0} \right)^{0,5}, \quad (12)$$

где $p_e'' = ql_0/r\rho''\alpha_{\text{ж}}$; $\mathrm{K}_{\text{ф}} = r/(c\Delta T_s)$ — критерий фазового превращения; r — скрытая теплота парообразования; ΔT_s — разность температур насыщения и теплоносителя; $l_0 = \sqrt{\sigma/(\rho' - \rho'')}$ — характерный размер (здесь σ — коэффициент поверхностного натяжения), $p_{\text{ж}}$ и p_0 — соответственно давление в контуре охлаждения и атмосферное; ρ' и ρ'' — соответственно плотность жидкости и пара.

Для построения единого процесса перехода конвективного теплообмена из области вынужденной конвекции в область кипения с учетом непрерывности функции перехода принимается описанный ранее [1] подход для втулки цилиндра.

Значения $\alpha_{\text{ж}}$, получаемые по приведенным зависимостям, следует рассматривать как ориентировочные. Они могут служить в качестве первого приближения для задания локальных граничных условий при расчете температурного поля. Последние назначают с учетом результатов многочисленных расчетов, а главное, по экспериментальным данным, полученным на работающих двигателях. Вследствие ограниченности этих данных, большое значение имеет решение обратных задач теплопроводности, позволяющее на основании температурного поля детали получить адекватное распределение параметров теплообмена по ее поверхности.

Как и в рассмотренном ранее случае, при моделировании узла крышка (головка) цилиндра–клапаны задаются геометрические параметры и свойства материалов крышки (головки), клапанов, их седел, физические свойства охлаждающей жидкости, а также параметры рабочего процесса, включая индикаторную диаграмму на рассматриваемом режиме работы двигателя.

На основании приведенной методики разработан и реализован интерактивный программный комплекс «Расчет граничных условий теплообмена для 3D моделирования температурных полей крышки цилиндров и клапанов, поршня с кольцами и гильзы цилиндра» (рис. 2), при помощи которого возможно рассчитать граничные условия теплообмена в форме условий третьего рода.

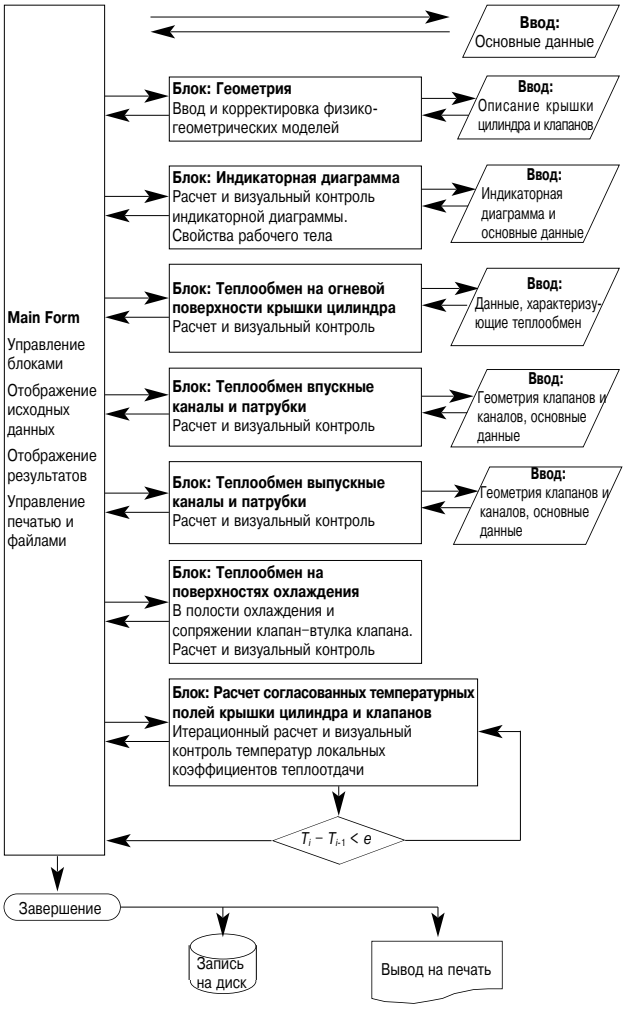


Рис. 2. Блок-схема программного комплекса

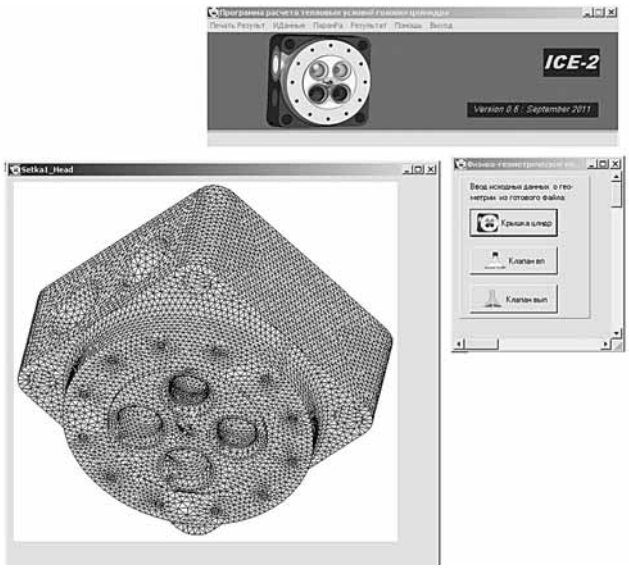


Рис. 3. Конечно-элементная модель полноразмерной крышки цилиндра

На рис. 3 представлена конечно-элементная модель крышки цилиндра, на рис. 4 — модели

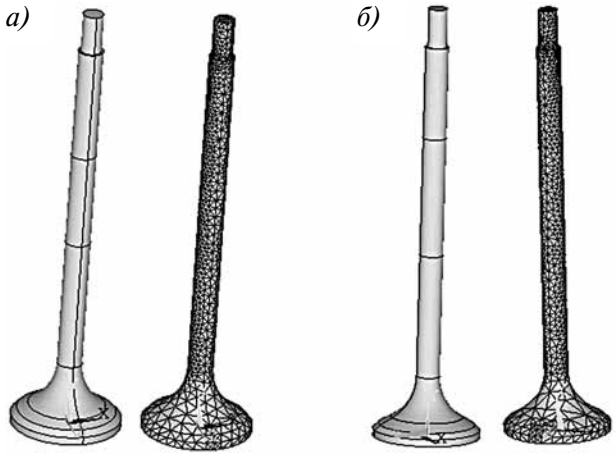


Рис. 4. Конечно-элементные модели выпускного (*а*) и впускного (*б*) клапанов

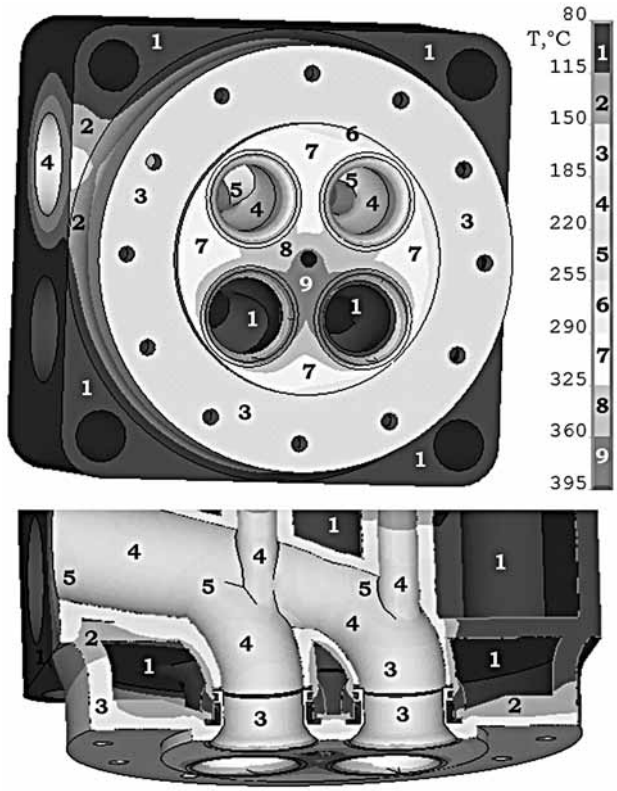


Рис. 5. Температурное поле крышки цилиндра среднеоборотного дизеля

клапанов форсированного среднеоборотного дизеля.

Следует отметить, что для расчета температурных полей может использоваться любой программный комплекс, позволяющий выполнять трехмерное конечно-элементное моделирование.

Моделируемая крышка изготовлена из чугуна ВПЧ-НМ.

На рис. 5 показано температурное поле крышки цилиндров. Максимальная температура находится на огневом днище в перемычке между впускными клапанами и форсункой и достигает 385 °С.

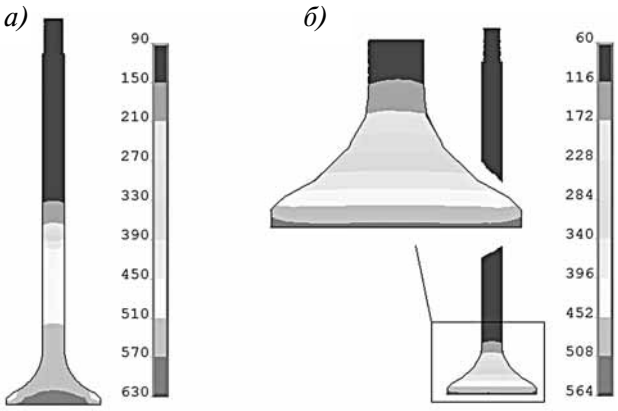


Рис. 6. Температурные поля выпускного (*а*) и впускного (*б*) клапанов

На рис. 6 представлены температурные поля выпускного (*а*) и впускного (*б*) клапанов. Максимальные значения температур находятся на огневых поверхностях тарелок и составляют соответственно 625 и 560 °С для выпускных и впускных клапанов.

Относительно высокие значения температур элементов узла крышка–клапаны объясняются высокой форсировкой дизеля, крышка которого анализируется. Моделирование рабочего процесса и соответствующие величины давления и температуры горячих газов в течение рабочего цикла двигателя соответствовали среднему эффективному давлению p_e = 26,2 бар и максимальному давлению цикла p_z = 200 бар.

Литература

1. *Руссинковский С.Ю., Чайнов Н.Д.* 3D моделирование граничных условий теплообмена при расчете теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 3–8.

2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А., Краснокутский А.Н., Мягков Л.Л. ; ред. Чайнов Н.Д. — 2-е изд. — М. : Машиностроение, 2011. — 494 с.

3. *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 591 с.

4. *Попов В.М.* Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. — М. : Энергия, 1971. — 214 с.

5. *Seile W.T., Taylor D.H.* Spatial Variation of Transfer to Pistons and Liner of Some Medium Engines. Proceedings Institution of Mechanical Engineers 1970–1971. V.185, Part 1, London, 1972.

6. *Zapf H.* Beitrag zur Untersuchung des Warmeubergangs wahrend des Ladungswechsels im Viertakt Dieselmotor. MTZ. — 1969. — № 12. — P. 461–465.

УДК 621.43

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛООБМЕНА В ПОЛОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРА ДИЗЕЛЯ

О.В. Абызов, асп., Ю.В. Галышев, д.т.н., зав. кафедрой, А.Ю. Шабанов, к.т.н., проф.
ФБГОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Предложен метод численного моделирования процессов гидродинамики и теплообмена в полостях охлаждения головки цилиндров форсированного дизеля. Приведены результаты расчета полей температур в головке цилиндров и охлаждающей жидкости в полости охлаждения четырехтактного дизеля размерности D/S = = 15/17,5. Выполнен анализ сеточной устойчивости предложенных решений.

В условиях постоянного повышения литровой мощности поршневых двигателей важным ограничивающим фактором является тепловая и механическая напряженность деталей, подверженных тепловым нагрузкам. Одна из наиболее теплонапряженных деталей ДВС — головка цилиндра (блока цилиндров). Расчет теплонапряженного состояния головки цилиндра затрудняется большой неравномерностью распределения тепловых потоков в теле детали из-за ее сложной конструктивной формы, сложного характера процессов газодинамики и теплообмена в рабочих полостях головки. Одна из наиболее сложных задач моделирования граничных условий теплового нагружения головки — расчет процессов гидродинамики и теплообмена в полостях охлаждения детали. Эффективное охлаждения головки цилиндра включает в себя комплекс расчетно-конструктивных мероприятий, начальный и наиболее важный этап которых — расчет динамики течения охлаждающей жидкости (ОЖ) и условий теплообмена на границе жидкость–твердое тело.

Развитие компьютерных технологий и постоянное увеличение производительности компьютеров способствует повсеместному внедрению в инженерную практику методик прямого численного моделирования. Применительно к расчету систем охлаждения можно выделить использование методов конечных элементов [5] и контрольных объемов [1] для определения поля скоростей жидкости в объеме полости охлаждения. Тем не менее, дальнейший расчет условий теплоотдачи в стенку по-прежнему производится с использованием полуэмпирических α-формул (Вошни, Эйхельберга и др.), требующих принятия некоторых допущений, как, например, о квазиравновестности, квазистационарности и невязкости потока. Более того, как показано в [1], задача теплообмена в полостях охлаждения должна решаться в сопряженной постановке, поэтому для расчета требуется первоначальное задание распределения температур в теле детали, которое уточняется при выполнении нескольких итераций, что делает методику чрезвычайно громоздкой.

В данной работе предлагается использование метода контрольных объемов (МКО) для расчета гидродинамики и теплообмена в полости охлаждения высокофорсированного дизельного двигателя размерности D/S = 15/17,5. Методика расчета подразумевает создание сопряженной модели жидкости и твердого тела и задание условий теплового нагружения на поверхностях контакта с рабочим телом: огневой поверхности камеры сгорания, фасках клапанов, впускных и выпускных каналах. Алгоритм работы вычислительного пакета (в работе используется ANSYS FLUENT 14.0 и 15.0) включает совместное решение дискретных аналогов уравнений неразрывности, сохранения импульса и энергии для жидкости совместно с уравнением теплопроводности для твердого тела (корпуса головки цилиндров).

При этом отпадает необходимость задания дополнительных условий теплообмена на границе контакта с ОЖ, так как температурные поля в жидкости и металле будут сопряжены. Точность сопряжения полей температур определяется адекватностью выбора модели вязкого пограничного слоя и разрешения расчетной сетки.

Метод контрольных объемов, часто называемый методом конечных объемов, получил широкое применение для задач конвективного и кондуктивного теплообмена с конца 70-х годов благодаря работам С. Патанкара, и Б. Сполдинга [3, 4]. Важнейшее свойство МКО заключается в том, что в нем заложено точное интегральное сохранение таких величин, как масса, количество движения и энергия для любого КО и, следовательно, всей расчетной области. Причем это свойство хорошо проявляется не только при большом количестве узловых точек, но и при ограниченном их количестве. Это означает, что даже решения на грубых сетках удовлетворяют точным интегральным балансам.

Расчет температурного поля крышки цилиндров выполняется в несколько основных этапов:

➢ построение трехмерной CAD-модели головки цилиндра и полости охлаждения;

➢ построение расчетной сетки для моделей головки цилиндра и полости охлаждения;

➢ расчет течения ОЖ в полости охлаждения;

➢ расчет теплообмена для сопряженной модели жидкость–твердое тело;

➢ определение температур в жидкости и на охлаждаемой стенке.

Полученные результаты были использованы для моделирования напряженно-деформированного состояния головки цилиндра и внесения изменений в конструкцию по условиям работоспособности.

На рис. 1 представлена трехмерная CAD-модель головки цилиндра, построенная в пакете SolidWorks.

Для построения расчетной сетки принимается допущение, что полость охлаждения и сама головка симметрична плоскости, проходящей между одноименными клапанами. Дальнейшие расчеты производятся для половины расчетной области (ставится граничное условие симметрии). Дискретная модель головки приведена на рис. 2.

В модели жидкости реализован сеточный структурированный пограничный слой из призматических элементов, необходимый для адекватного воспроизведения пристеночных функций.

При расчете задачи гидродинамики рассматривается течение вязкой жидкости в области с одним входом и одним выходом. В качестве ОЖ используется вода с параметрами при нормальных условиях. В данном тестовом расчете на входе ОЖ принимаются осредненные параметры расхода и турбулентности и равномерный профиль скоростей, т. е. все возмущения вверх

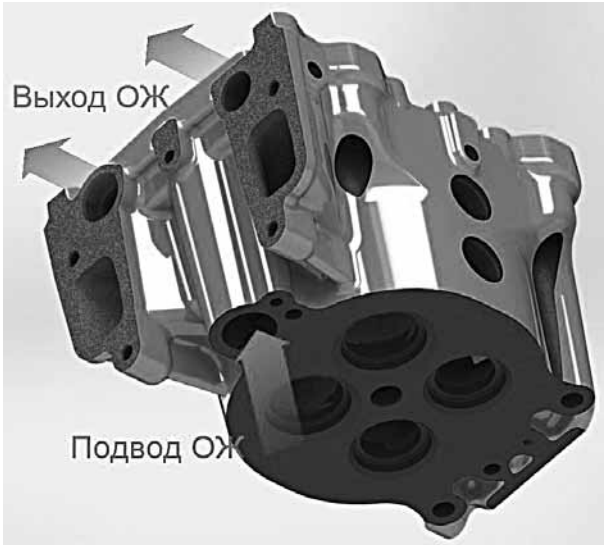


Рис. 1. CAD-модель головки цилиндра

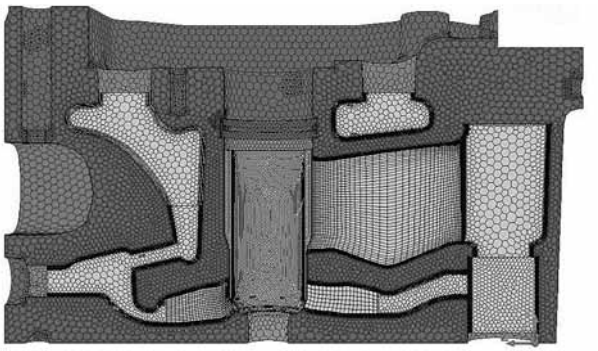


Рис. 2. Расчетная сетка для сопряженной задачи

по потоку (в рубашке охлаждения цилиндра) игнорируются. В качестве граничных условий задается массовый расход охлаждающей жидкости. Используется модель турбулентности k-ω SST, имеющая приемлемую точность в ядре потока и вязком подслое и малочувствительная к параметрам сетки в пограничной области.

При расчете использовались схемы дискретизации второго порядка. Для определения сходимости, помимо контроля невязок, производился контроль дисбаланса массовых потоков и давлений на входе и выходе, а также скоростей в точках. Полное выравнивание интегральных параметров происходило после 100–400 итераций в зависимости от сетки.

Для оценки сеточной устойчивости решения, расчет производился на трех сетках: «грубая» (без пограничного слоя, 399 539 элементов), «промежуточная» (с пограничным слоем, 624 810 элементов), «подробная» (с пограничным слоем, 1 445 440 элементов). При этом точность разбиения менялась только для модели жидкости.

Контроль параметров производился в 10 точках мониторинга и 20 сечениях. Измерялась скорость и массовый расход через сечения. Исследование показало, что отклонение параметров для разных сеток в целом не превышает нескольких процентов. Поскольку сетка без пограничного слоя не подходит для расчета теплообмена, для дальнейших расчетов была выбрана промежуточная сетка.

Поле скоростей в объеме жидкости, полученное в результате расчета (рис. 3.), демонстрирует высокие скорости течения ОЖ в каналах, окружающих впускные и выпускные клапана. В критической с точки зрения тепловой нагрузки зоне перемычки между выпускными клапанами (I) наблюдается максимум скоростей, что должно хорошо сказаться на теплоотдаче. Застойные зоны с минимальными скоростями имеются в районе перемычки между впускными клапанами (II) и вокруг выпускного канала (III).

Для расчета теплообмена в полостях охлаждения и тепловых полей в теле головки цилиндра

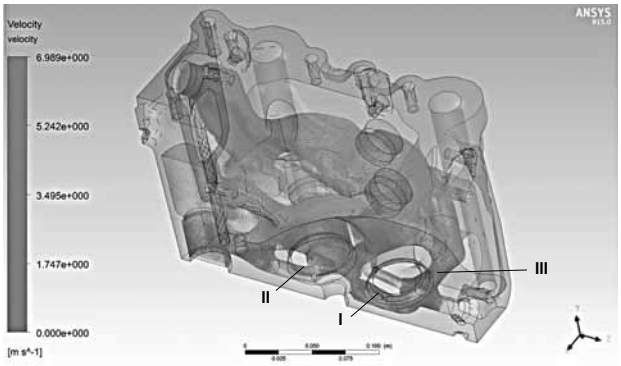


Рис. 3. Векторное поле скоростей в расчетной области

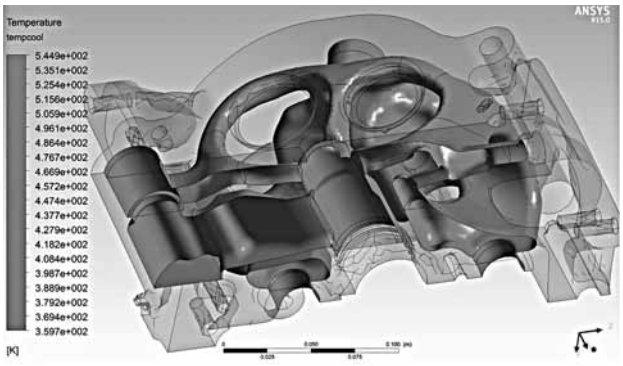


Рис. 4. Температурные поля в головке цилиндров

и в охлаждающей жидкости решалась сопряженная задача. Нагрев головки осуществлялся по огневой поверхности камеры сгорания и по поверхности выпускного канала. Граничные условия для этих поверхностей рассчитывались с использованием методики [5].

Результаты расчета представлены на рис. 4 и 5 (поля температур в детали и в охлаждающей жидкости соответственно). Как видно из рис. 4, на некоторых участках поверхности охлаждения температура превышает температуру начала кипения, а значит в этих областях начинает действовать другой механизм теплообмена.

Уточнение модели теплообмена с учетом возможного фазового перехода предполагается на следующем шаге исследования с использованием соотношений Розенау [9], Пфлаума–Молленхауэра [8] либо аналогичных. Предварительные расчеты по зависимостям для пузырькового кипения в трубах [2] показывают, что температура стенки в наиболее нагретых участках превышает температуру насыщения жидкости всего на несколько градусов, поэтому в первом приближении можно принять для зон кипения $T_W = T_S$.

Представленная в настоящей статье методика расчета теплообмена и определения температурных полей в головке цилиндра позволяет производить оценку работоспособности детали по уровню ее температур. На следующем этапе исследова-

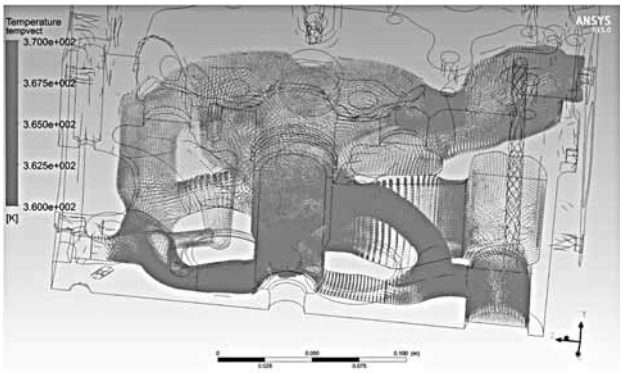


Рис. 5 Температурные поля в охлаждающей жидкости

ний предполагается уточнение методики для учета возможных процессов кипения в полости охлаждения, а также ее комплексная экспериментальная проверка.

Работа выполнена в ФБГОУ ВПО СПбГПУ в рамках реализации постановления Правительства Российской Федерации № 218 от 9.04.2010 г. «О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства».

Литература

1. *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 591 с.

2. *Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П.* Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). — М. : Энергоатомиздат, 1989. — 359 с.

3. *Патанкар С., Сполдинг Д.* Тепло- и массообмен в пограничных слоях. — М. : Энергия, 1971. — 128 с.

4. *Патанкар С.* Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. — М. : Энергоатомиздат, 1984. — 152 с.

5. *Шабанов А.Ю., Зайцев А.Б., Машкур М.А.* Новый метод расчета граничных условий теплового нагружения головки блока цилиндров поршневого двигателя // Двигателестроение. — 2005. — № 1. — С. 5–9.

6. *Шабанов А.Ю., Машкур М.А.* Конечно-элементный метод расчета граничных условий теплового нагружения головки блока цилиндров поршневого двигателя // Деп. в ВИНИТИ: N1827-B2004 от 19.11.04. — 17 с.

7. *Шабанов А.Ю., Сгибнев Ю.Е.* Трехмерное моделирование локального теплообмена в КС карбюраторного ДВС с учетом постадийного выгорания топлива. Тезисы к докл. / Материалы 12-го Всесоюзного межотраслевого научно-технического семинара. — СПб., 1992. — С. 51.

8. *Pflaum, W., Mollenhauer, K.* Warmeubergang in der Verbrennungskraftmaschine // Springer Verlag, 1977.

9. *Rohsenow W.M.* A method of correlation heat transfer data for surface boiling of liquid // Trans. ASME J. Heat Trans. 74 (1952) 969-976.

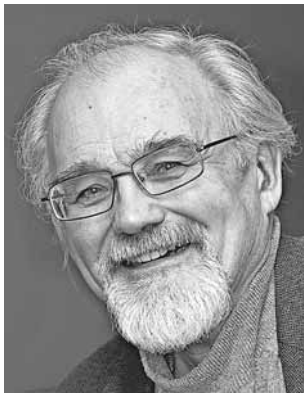
УДК 621.434.038

ОСОБЕННОСТИ АККУМУЛЯТОРНЫХ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЕЙ БОЛЬШОЙ ЦИЛИНДРОВОЙ МОЩНОСТИ

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

Аккумуляторные топливные системы типа common rail под воздействием жестких экологических требований постепенно вытесняют традиционную топливную аппаратуру на судовых и тепловозных дизелях с большой цилиндровой мощностью. Проведен анализ конструкций аккумуляторных топливных систем фирм «Bosch», «L'Orange» и «Duap». Отмечены особенности этих систем: интегрирование топливных аккумуляторов в топливный насос и форсунку и использование на базе высокооборотного многоплунжерного насоса унифицированных платформ с изменяемыми размерами и числом насосных секций.





Топливная аппаратура судовых, тепловозных и промышленных дизелей большой цилиндровой мощности на протяжении большей части XX века принципиально практически не менялась. Требованиям к стоимости, надежности, долговечности вполне удовлетворяли системы с многоплунжерными и индивидуальными топливными насосами и насос-форсунки с кулачковым приводом плунжера. Такие системы просты конструктивно и в обслуживании, надежны, сравнительно легко компонуются на двигателе, допускают широкий диапазон изменения цикловых подач топлива. Основные же их недостатки — сильная зависимость давления впрыскивания и момента начала впрыскивания топлива от скоростного режима, а также трудности обеспечения равномерности подачи топлива по цилиндрам во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов.

Ужесточение законодательства по ограничению выбросов вредных веществ с отработавшими газами и топливной экономичности дизелей и успехи в создании электромагнитных управляющих клапанов с высоким быстродействием привели к применению в этом классе дизелей топливной аппаратуры нового поколения с микропроцессорным управлением и высоким уровнем давлений впрыскивания. В первую очередь это коснулось топливных систем импульсного типа — индивидуальных ТНВД и насос-форсунок, которые благодаря переходу к клапанному способу дозирования получили дополнительную степень свободы в пределах профиля кулачка — гибкое управление началом и продолжительностью впрыскивания топлива. Эти топливные системы обеспечивали высокие давления впрыскивания (180 МПа и выше) и позволили снизить вредные выбросы и расходы топлива. Однако из-за кулачкового привода насосных секций сохранился основной недостаток таких систем — зависимость характеристик от скоростного режима [1].

Дальнейшее ужесточение требований к выбросам вредных веществ стимулировало появление на рынке аккумуляторных топливных систем типа common rail (рис. 1). Наиболее важные преимущества этих систем заключаются в гибком управлении на каждом режиме работы величиной давления впрыскивания топлива, моментом начала, длительностью, фазами и формой характеристики впрыскивания, и, главное, в обеспечении управляемого многофазного процесса топливоподачи [2].

Аккумуляторные системы типа common rail для высокооборотных и среднеоборотных судовых, тепловозных и промышленных дизельных двигателей с большой цилиндровой мощностью по своему конструктивному исполнению отличаются от аналогичных топливных систем автотракторных дизелей, сохраняя при этом свою принципиальную схему и основной принцип работы — разделение во времени процессов создания энергии впрыскивания, дозирования и впрыскивания топлива.

Различие в конструктивном исполнении компонентов топливной системы вызвано в первую очередь необходимостью обеспечить увеличенные на один-два порядка расходы топлива этих двигателей при одновременном обеспечении требований безопасности для обслуживающего пер-

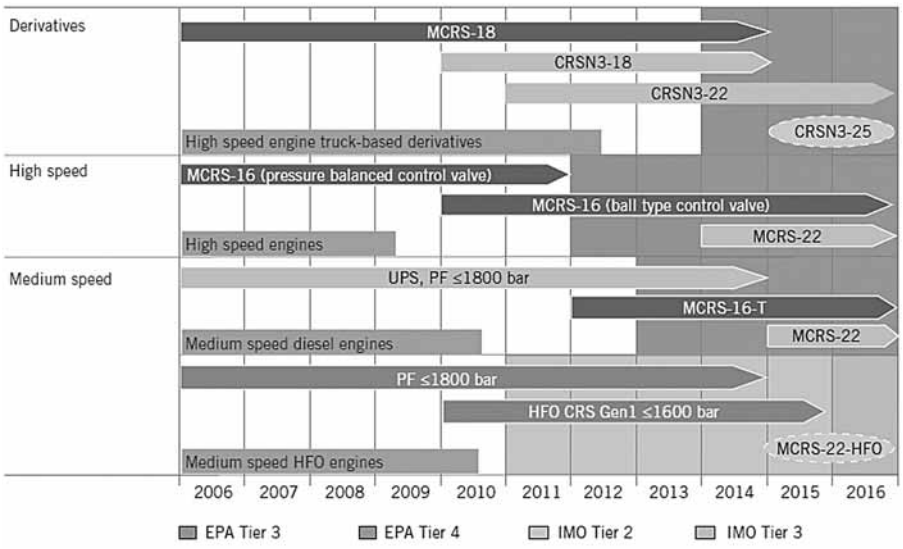


Рис. 1. Экологические стандарты для дизелей с большой цилиндровой мощностью и топливная аппаратура фирмы «Bosch»

сонала, поскольку увеличение количества топлива, находящегося под большим давлением в компонентах топливной системы, приводит к увеличению вероятности разрушения топливного аккумулятора и других агрегатов.

На дизелях с большой цилиндровой мощностью в основном используются аккумуляторные топливные системы типа common rail производства фирм «Bosch», «L'Orange» и «Duap».

Для высокооборотных дизелей судового назначения и для специальной техники с рабочим объемом цилиндра $V_h \le 2{,}5$ л и цилиндровой мощностью до 120 кВт фирма «Bosch» поставляет адаптированную для судовых условий аккумуляторную систему третьего поколения CRSN3, разработанную для коммерческих автомобилей, с давлениями впрыскивания 180 и 220 МПа, с последующим повышением давления до 250 МПа. В состав системы CRSN3 входят насос высокого давления, электрогидравлическая форсунка, микропроцессорный блок управления, топливный аккумулятор с датчиком давления, ограничителем давления и управляющим клапаном PCVN (pressure control valve). Данная система имеет большой потенциал для оптимизации процесса сгорания (рис. 2) и способна формировать до семи впрыскиваний за цикл. Минимальная доза впрыскиваемого топлива 1,5 мм^3, максимальная — 450 мм^3. Форсунка имеет такие же габаритные характеристики, как и у предыдущих поколений системы common rail, что позволяет легко модернизировать двигатели без изменения конструкции головки блока цилиндров [2].

В аккумуляторной системе CRSN3 используется топливный насос высокого давления CPN5-22/2 рядной модульной конструкции со встроенным шестеренным топливоподающим насосом. Максимальная производительность насоса 250 л/ч. Масса насоса снижена на 30 % по сравнению с насосом предыдущего поколения. Детали насоса смазываются топливом.

Для высокооборотных судовых дизелей с цилиндровой мощностью более 120 кВт фирмой «Bosch» разработана модульная аккумуляторная система MCRS-18 (Modular Common Rail System) с давлением впрыскивания 180 МПа, конструкция которой отличается от стандартной системы common rail отсутствием топливного аккумулятора как отдельного компонента. Вместо единого топливного аккумулятора в системе MCRS предусмотрены отдельные аккумуляторы, интегрированные в форсунки и ТНВД (рис. 3). Благодаря такому конструктивному решению система MCRS может применяться на двигателях с увеличенным по сравнению с классической системой common rail числом цилиндров — до 10 при рядном их расположении и до 16 — при V-образном. Кроме того, такая конструкция позволяет демпфировать колебания, генерируемые ТНВД в процессе закрытия нагнетательного клапана и форсункой при окончании впрыскивания топлива.

На высокооборотных судовых дизелях с V_h от 2,5 до 7 л и цилиндровой мощностью до 250 кВт используются два варианта системы MCRS-16 с давлением впрыскивания 160 МПа, отличающихся конструкцией управляющего клапана форсунки.

Для среднеоборотных судовых и тепловозных дизелей с $V_h \approx 4{-}32$ л и цилиндровой мощностью до 500 кВт фирма «Bosch» в 2012 г. поставила на

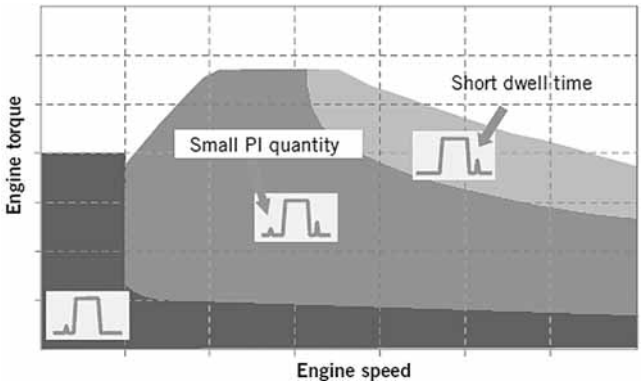


Рис. 2. Характеристики впрыскивания топлива системы CRIN3

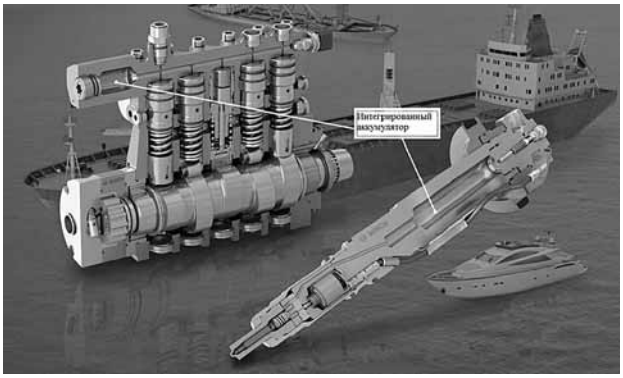


Рис. 3. Топливный насос и форсунка системы MCRS «Bosch» со встроенными аккумуляторами

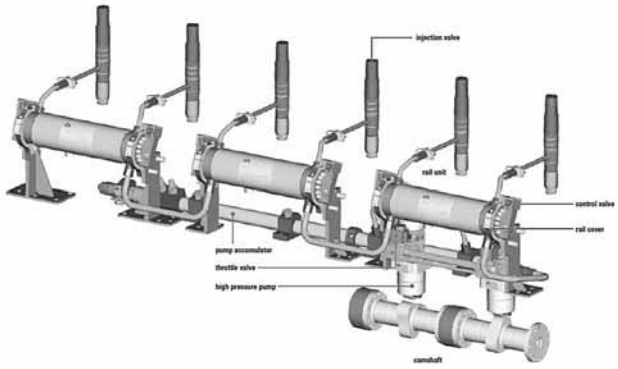


Рис. 4. Аккумуляторная система MCRS-22-HFO для работы на тяжелом топливе

производство аккумуляторную систему MCRS-T, разработанную на базе системы MCRS и рассчитанную на большие цикловые подачи. Система MCRS-T используется в двигателях, соответствующих экологическим нормам Tier 4 и отличается наличием индивидуального топливного насоса CP9.2 с электромагнитным дозатором. смазывают маслом. Насос смазывается маслом и рассчитан на работу с давлением до 220 МПа. Топливный аккумулятор встроен в корпус форсунки CRIN-LE (см. рис. 3), управляющий шариковый клапан которой полностью гидравлически уравновешен, что позволило уменьшить затраты энергии на его привод. Вращением шарика предотвращается накапливание частиц на посадочном диаметре и обеспечивается требуемая гидроплотность клапана. Распылитель форсунки благодаря оптимизированной конструкции в меньшей степени подвержен кавитационному износу. Форсунки одного комплекта связаны друг с другом с помощью коротких топливопроводов высокого давления (в том числе имеющих двойные стенки).

Особой проблемой для систем common rail судовых двигателей является качество топлива и нестабильность его характеристик, негативно влияющих на работу управляющих клапанов.

Для среднеоборотных судовых дизелей с $V_h \approx$ $\approx 33–290$ л и цилиндровой мощностью до 2100 кВт, работающих на тяжелом топливе с повышенной вязкостью, фирма «Bosch» совместно с фирмой «MAN Diesel & Turbo» разработали систему MCRS-22-HFO (рис. 4), позволяющую обеспечить выполнение экологических требований IMO Tier 2 [3].

Индивидуальные ТНВД, используемые в системе, оснащены дозирующим модулем. Циркуляционный клапан служит для осуществления предварительного прогрева тяжелого топлива. Управление процессом топливоподачи осуществляется блоком клапанов, расположенных на каждом торце «аккумуляторного блока», которые оснащены жиклерами, предотвращающими непредвиденное увеличение цикловой подачи.

Для судовых дизелей, соответствующих экологическим нормам IMO Tier 3, введение которых предполагается в 2016 г., фирмы «Bosch» и «MAN Diesel & Turbo» разработали систему MCRS-22-HFO второго поколения, сочетающую преимущества системы первого поколения и системы MCRS-22. Форсунка CRIN-LE-22-HFO со встроенным аккумулятором, обеспечивает повышение давления до 220 МПа и способна формировать трехфазную цикловую подачу топлива. Проведенные испытания на одноцилиндровых отсеках подтвердили соответствие выбросов вредных веществ экологическим нормам IMO Tier 3.

Фирма «L'Orange» (Германия) является крупнейшим производителем топливоподающей аппаратуры для дизелей с большой цилиндровой мощностью, в том числе и для работы на тяжелых топливах с повышенной вязкостью — мазутах. Фирмой «L'Orange» разработана аккумуляторная система типа common rail, которой с 2002 г. комплектуются многоцилиндровые (до 20 цилиндров) V-образные дизели MTU серии 4000 [4].

Электрогидравлическая форсунка «L'Orange» для дизеля MTU по своим техническим решениям аналогична форсункам фирмы «Bosch». Наряду с электромагнитным приводом управляющего клапана и мультипликатором она содержит дополнительный управляющий золотник с промежуточным клапаном, увеличивающим быстродействие форсунки.

Управление производительностью восьмисекционного ТНВД осуществляется дросселированием на всасывании. В конструкцию ТНВД заложено несколько удачных технических решений. Для сглаживания пульсаций давления насос снабжен встроенным топливным аккумулятором. Привод плунжеров эксцентриковый, более работоспособный по контактным давлениям по сравнению с кулачковым приводом. Для увеличения

несущей способности подшипников в эксцентриковый вал подводится смазка.

Основным направлением работ фирмы «L'Orange» для среднеоборотных дизелей остается разработка и производство аккумуляторных систем для работы на тяжелых топливах с повышенной вязкостью. Эти системы начали разрабатывать с 2000 г., наращивая давление впрыскивания от 120 до 180 МПа для дизелей с цилиндровой мощностью порядка 100 кВт. Для получения давления используются индивидуальные насосы с электроуправляемыми клапанами расхода и слива топлива, отличающиеся от применяемых в системах непосредственного действия только использованием кулаков или эксцентриков с профилем меньшей крутизны. С 2003 г. индивидуальные ТНВД используются в аккумуляторной системе среднеоборотных дизелей W32CR фирмы «Wartsila» с цилиндровой мощностью до 460 кВт.

С 2004 г. фирмой «L'Orange» начата разработка унифицированных топливных насосов (рис. 5) для аккумуляторных систем судовых дизелей агрегатной мощностью от 1000 до 20 000 кВт, работающих на мазутах. Номинальная частота вращения кулачкового вала насоса значительно превышает частоту коленчатого вала и равна 3150 об/мин. Направление вращения кулачкового вала для всех вариантов насоса — левое, регулирование производительности осуществляется дросселированием на впуске. Дроссельный регулятор производительности с управляющим его положением соленоидом, выполненным в виде пропорционального электромагнита, отделен от агрессивного влияния тяжелого топлива.

Система смазки дизеля обеспечивает и смазку ТНВД, защищая его от воздействия воды, частиц и химически активных веществ, находящихся в тяжелом топливе. Утечки топлива удаляются, не попадая в картер ТНВД. Интегрированный в головку ТНВД топливный аккумулятор цилиндрической формы имеет выход на два топливоотводящих штуцера, что удобно для работы в составе V-образного дизеля [5].

Удачным нетрадиционным решением является закрепление втулки насосной секции, которая прижимается к головке насоса пружиной, а не жесткими отбортовками корпуса. При этом автоматически решается проблема устранения перекоса и нарушения уплотнения по верхнему торцу нескольких втулок единой головки.

Насосная секция (рис. 6) отличается расположением клапанов внутри втулки, что существенно упрощает головку и сопряжение с ней. Утечки топлива возвращаются во впускную полость, при этом исключается смешение тяжелого топлива с маслом. Состояние стыка сопряжения с головкой насоса оптимизировалось на конечно-элементных моделях, с помощью которых выбрана минимально необходимая поверхность контакта. Кроме деформации анализировались и напряжения во втулке.

Унифицированные ТНВД на базе универсальной платформы применялись весьма широко: на дизеле «Liebherr» карьерного самосвала, на дизеле MTU локомотива «Геркулес», на дизелях морских буксиров и т. д. ТНВД были успешно применены на дизеле «Wartsila» модели W32, на которых до 2001 г. использовали систему common rail первого поколения.

Разработанная в 2010 г. аккумуляторная топливная система позволяет обеспечить требования экологических норм IMO Tier 2 и содержит ранее отработанные фирмой «L'Orange» компоненты: индикатор утечек, предохранительный клапан (PDSV — Pressure Drop Safety Valve), перепускной клапан для выпуска воздуха. Из соображений

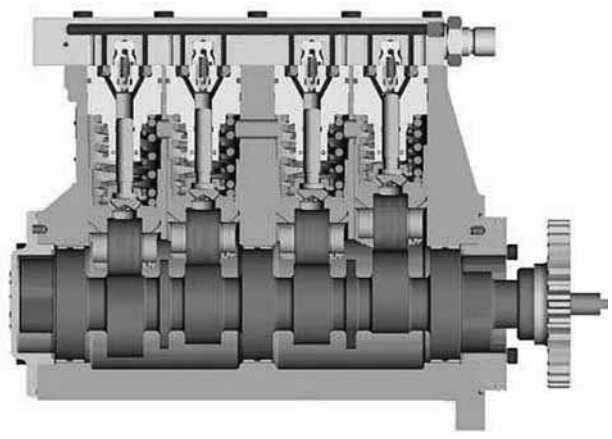


Рис. 5. Унифицированный топливный насос фирмы «L'Orange» для судовых дизелей

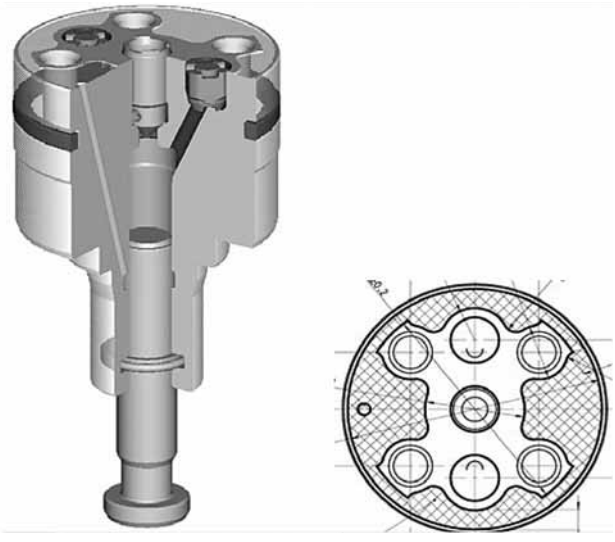


Рис. 6. Насосная секция унифицированного ТНВД фирмы «L'Orange»

безопасности все топливопроводы имеют двойную стенку.

Для судовых дизелей с диаметром поршня более 200 мм, работающих на тяжелых топливах с вязкостью порядка 13–17 сСт, швейцарская фирма DUAP разрабатывает и производит аккумуляторные системы DUARAIL, для комплектации которых серийно используются два семейства насосов высокого давления CRP-12DF и CRP-18HF производительностью соответственно 3,5–8,7 и 8,9–35,7 л/мин [6].

Аккумуляторные топливные системы common rail, получающие в последнее десятилетие применение в дизелях с большой цилиндровой мощностью, в настоящее время активно вытесняют другие типы топливной аппаратуры. Управление характеристикой впрыскивания предусматривает возможность организации двухфазного или многофазного впрыска, что ранее было нехарактерно для этого класса дизелей.

Среди множества разработанных и производимых топливных насосов для систем common rail применительно к дизелям с большой цилиндровой мощностью следует выделить технические решения фирм «Bosch» и «L'Orange», использующие унифицированную платформу с изменяемыми размерами и числом насосных секций на базе высокооборотного многоплунжерного топливного насоса. Применение унифицированной платформы обеспечивает снижение стоимости и времени разработки топливной системы в условиях мелкосерийного производства и разнообразия моделей крупных дизелей, а также позволяет относительно просто адаптировать компоненты топливной системы к различным их модификациям.

Эффективным решением для многоцилиндровых крупных дизелей, позволяющим повысить надежность работы аккумулятора и минимизировать негативное влияние волновых процессов на параметры впрыскивания, является разделение аккумулятора на несколько блоков, зачастую интегрированных в топливный насос и форсунку.

Литература

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

2. *Lonard R.* Injection Technology for Marine Diesel Engines / R. Lonard, M. Parche, C.K. Bacher // MTZ 0412011 Volume 72. — P. 10 –16.

3. *Тер-Мкртичьян Г.Г.* Тенденции развития аккумуляторных топливных систем крупных дизелей / Г.Г. Тер-Мкртичьян, Е.Е. Старков // Труды НАМИ: сб. науч. ст. — М., 2013. — Вып. № 255. — С. 22–47.

4. *Kendlbacher C.* Large Engine Injection Systems for Future Emission Legislations / C. Kendlbacher, P. Mueller, M. Bernhaupt. // Paper №. 50, CIMAC Congress 2010, Bergen, 11 p.

5. *Wintruff I.* The next generation of MTU series 4000 rail engines to comply with EUIIIB emission legislation / I. Wintruff, O. Buecheler, S. Huchler // Paper № 211, CIMAC Congress 2010, Bergen, 7 p.

6. *Vogt E.* Economical and technical aspects of DUAP's fuel Injection parts and systems / E. Vogt, S.R. Jung, M. Poletti // Paper № 131, CIMAC Congress 2010, Bergen, 8 p.

УДК 621.43.052

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ НАДДУВА

Г.Е. Ципленкин, к.т.н, В.И. Иовлев, к.т.н.
ООО «Турбоком»

Выполнен обзор и анализ развития конструкций современных турбокомпрессоров фирм «Mitsubishi», «MAN Diesel Turbo», ABB, «Honeywell». Показано, что за счет оптимизации параметров наддува при работе двигателей на частичных нагрузках достигается снижение расхода топлива на 2–4 %.

За последние 60 лет цена нефти резко возросла и продолжает оставаться на высоком уровне (рис. 1) [1]. В связи с этим стоимость топлива составляет основную статью эксплуатационных расходов силовой установки, а улучшение топливной экономичности является важнейшей задачей исследователей и изготовителей дизелей. Наиболее острая проблема сегодня — снижение выбросов NO_x с отработавшими газами (ОГ), решение которой приводит к увеличению расхода топлива (рис. 2) [1], что требует принятия соответствующих мер по поиску дополнительных путей улучшения топливной экономичности и более полного использования тепла ОГ и охлаждающих жидкостей.

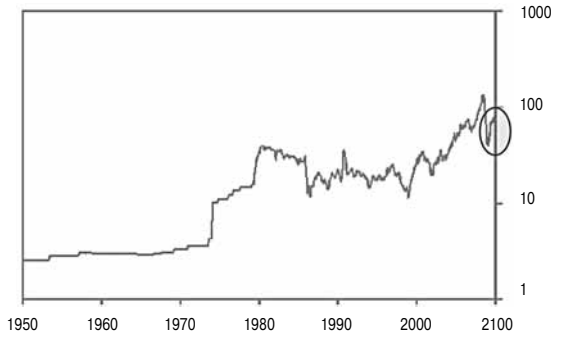


Рис. 1. Изменение цены на нефть в $ США за последние 60 лет

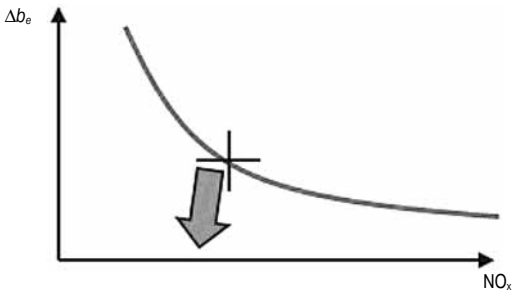


Рис. 2. Соотношение между удельным расходом топлива и эмиссией NO_x

В связи с введением территориальных зон контролируемых выбросов это затрагивает в первую очередь двухтактные судовые двигатели. Решение вопроса лежит в двух плоскостях:

➢ для высокой нагрузки — использование систем утилизации отходящего тепла в полной (силовая, паровая турбины и т. п.) или частичной комплектации;

➢ для малых нагрузок — оптимизация работы системы наддува двигателя.

1. Меры по оптимизации работы двигателей на низких нагрузках

Снижение скорости судна на 25 % ведет к существенному уменьшению мощности двигателя (приблизительно) на 65 % вследствие более низкого сопротивления движению при работе на винт фиксированного шага (рис. 3).

Например, для двигателей фирмы MAN ME/ME-C удельный расход топлива при нагрузке 35 % находится примерно на том же самом уровне, что и при 100 %, поэтому относительные затраты на топливо становятся меньше половины исходного значения. Конечно, снижение скорости связано с удлинением срока доставки груза и может быть применено только при наличии такой возможности.

Имеются различные способы оптимизировать работу двигателей на низких нагрузках [1, 2]:

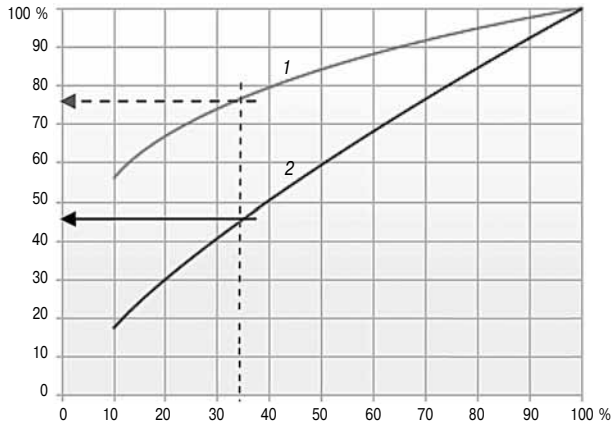


Рис. 3. Зависимость скорости судна (*1*) и расхода топлива (*2*) на морскую милю пройденного расстояния от мощности двигателя

➢ оптимизация характеристик двигателя и системы наддува на низких нагрузках;

➢ турбокомпрессор с регулируемой турбиной;

➢ регистровый наддув (отключение турбокомпрессора);

➢ перепуск газа.

1.1. Оптимизация характеристик двигателя и системы наддува на частичных нагрузках

При снижении максимальной длительной мощности по сравнению с установленной изготовителем системы двигателя должны быть настроены на работу при низкой нагрузке (рис. 4). Соответственно и проточные части турбокомпрессора должны быть подобраны для работы на этих режимах (рис. 5) [1].

Для улучшения характеристики турбины на режимы малых нагрузок двигателя фирма «Mitsubishi» спрофилировала новую лопатку турбины и оптимизировала ее методом численного моделирования динамики жидкости. Результаты испытаний на стенде показали увеличение КПД турбины примерно на 2 % при частичной нагрузке (рис. 6) [3].

Для расширения диапазона характеристики компрессора и смещения границы помпажа в зону меньших расходов фирма «Mitsubishi» на стенке диффузора в зоне горл межлопаточных каналов



Рис. 4. Сравнение настроек двигателей на различные значения максимальной и длительной мощности [1]

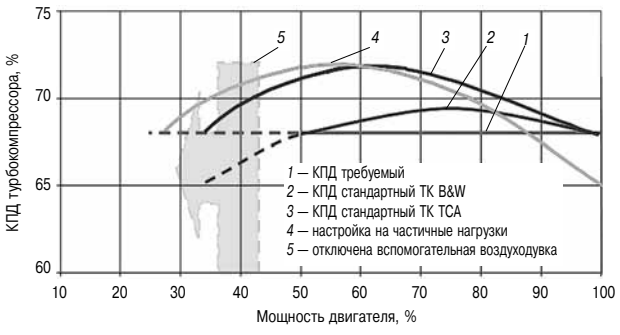


Рис. 5. Настройка турбокомпрессора для оптимизации работы двигателя на низких нагрузках

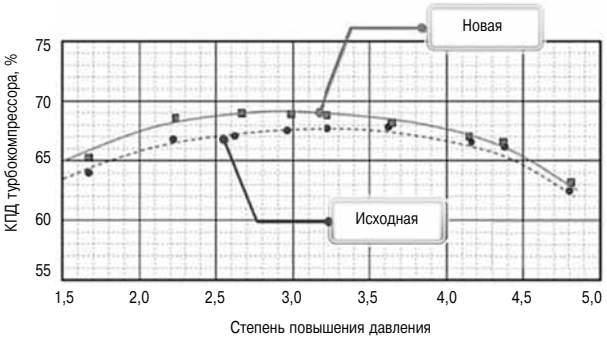


Рис. 6. Результаты испытаний турбокомпрессора MET-MB с новой лопаткой турбины

сделала прорези, которые сообщаются между собой через стабилизационную полость в задней стенке диффузора (рис. 7). Это позволяет стабилизировать поток на входе в лопаточный диффузор, получить более широкую характеристику компрессора, сдвинутую в сторону меньших расходов, и использовать диффузор с большей пропускной способностью, имеющий более высокий КПД при низких частотах вращения компрессора (рис. 8) [3].

В 2010 г. фирма «Mitsubishi» разработала гибридный турбокомпрессор MET83MAG для мощных судовых дизелей. Этот турбокомпрессор имеет высокооборотный электрогенератор, напрямую состыкованный с ротором ТК, который может работать как мотор, подкручивающий ротор ТК при работе двигателя на частичных нагрузках и заменить вспомогательную воздуходувку, используемую для этих целей на двухтактных дизелях. Для выполнения этой задачи фирма разработала встроенный в ТК электрический агрегат для подкрутки ротора (рис. 9) [3], более простой, чем гибридный ТК. Причем мощность, затрачиваемая на создание требуемого давления наддува электрическим агрегатом, меньше, чем у вспомогательной воздуходувки. Так, при 30 %-ной нагрузке двигателя мощность, потребляемая воздуходувкой, составляет 74 кВт, а электрический агрегат расходует только 33 кВт.

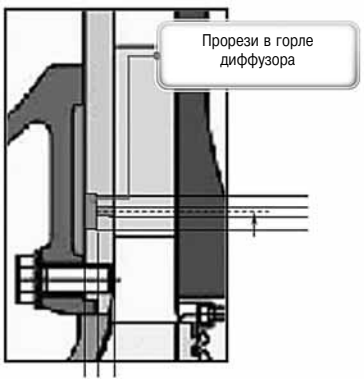


Рис. 7. Поперечное сечение диффузора со стабилизационной полостью

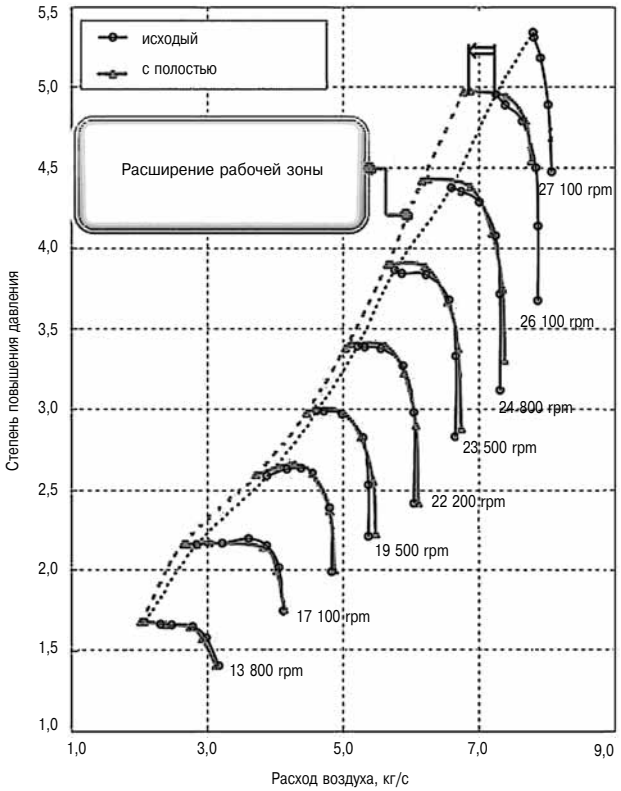


Рис. 8. Сопоставление характеристик исходного компрессора и компрессора со стабилизационной полостью

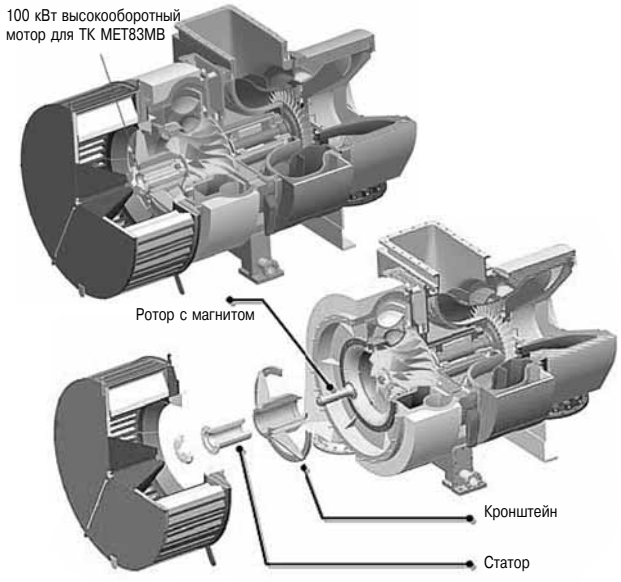


Рис. 9. Высокооборотный электропривод турбокомпрессора MET83MB

1.2. Турбокомпрессор с регулируемой турбиной

Самым эффективным средством улучшения характеристик двигателя при работе на частичных нагрузках является применение турбины с регулируемым сопловым аппаратом (СА). При работе на номинальном режиме и вблизи него СА имеет максимальное открытие, при переходе на частичные нагрузки он прикрывается и обеспечивает повышение давления наддува и улучшение воздухоснабжения двигателя.

В качестве примера можно представить конструкцию фирмы «MAN» (рис. 10) [1].

КПД турбины с подвижными лопатками при максимальном открытии СА сохраняется на том же уровне, что и при неподвижных лопатках, при минимальном проходном сечении примерно на 1 % ниже (рис. 11), т. е. введение регулируемого СА практически не ухудшает КПД турбокомпрессора.

По сравнению с турбокомпрессором, оптимизированным на полную мощность двигателя 6S46MC-C, применение турбокомпрессора TCA55V с регулируемым СА обеспечивает увеличение КПД турбокомпрессора на режимах нагрузки ниже 85 % (рис. 12).

Величина снижения расхода топлива двигателем при работе с регулируемым ТК показана на рис. 13. Снижение расхода топлива было определено при одновременном измерении его на установке с двумя двигателями, один из которых был оборудован регулируемым ТК.

По опыту фирмы MAN повышение давления продувочного воздуха на 0,10 бар приводит к снижению расхода топлива примерно 1 г/кВт·ч вблизи нагрузки 75 %. В представленных результатах снижение составляет более 4 г/кВт·ч в широком диапазоне частичных нагрузок.

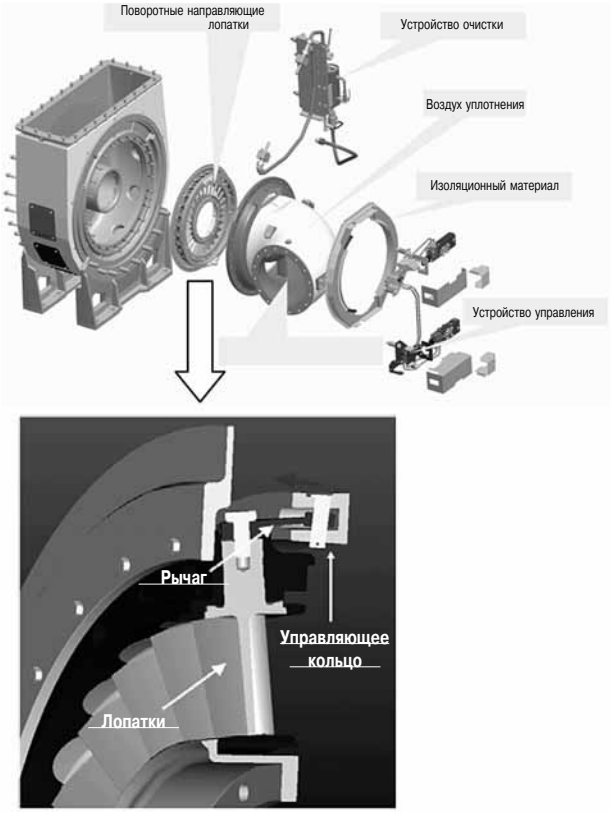


Рис. 10. Турбокомпрессор TCA с осевой турбиной и поворотными лопатками соплового аппарата

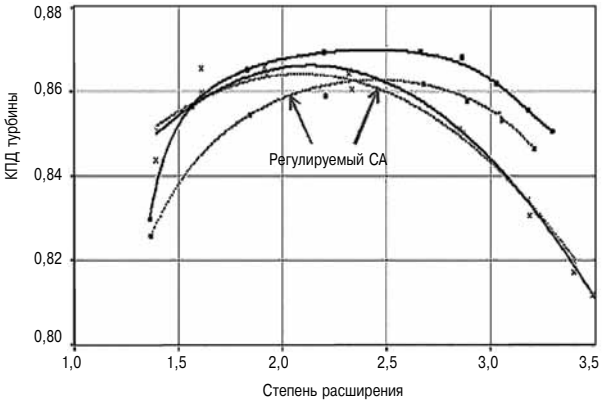


Рис. 11. Характеристики турбины с подвижными и неподвижными лопатками соплового аппарата при максимальном и минимальном раскрытии

Турбокомпрессоры TCA55V с регулируемой турбиной прошли эксплуатационные испытания на двигателе 6S46MC. После более 10 000 часов работы все основные элементы системы сохранились в хорошем состоянии. Устройство привода лопаток работает плавно без какого-либо заедания. Поверхность валов подшипников лопатки и управляющее кольцо не имеют износа с сохранением достаточного количества сухой смазки.

Опыт эксплуатации турбокомпрессоров с регулируемой турбиной показал, что, помимо снижения удельного расхода топлива и выбросов вредных веществ на частичных нагрузках, снижается зависимость от окружающих условий, появляется возможность отказаться от включения воздуходувок на низких нагрузках и улучшаются динамические характеристики силовой установки.

Кроме применения регулируемого соплового аппарата имеются и другие способы регулирования давления наддува. Так, фирма «Mitsubishi» разработала турбокомпрессор MET-VTI с регулируемым входом в турбину для повышения давления наддува на долевых режимах работы двигателя. Конструкция представлена на рис. 14 и 15. Сопловой аппарат разделен по радиусу перегородкой на две части. Нижняя часть СА с меньшей пропускной способностью имеет свой корпус, газ к которому подводится по трубе с клапаном. При нагрузке ниже 75 % клапан закрыт, при более высокой — открыт, распределение потоков газа показано на рис. 16.

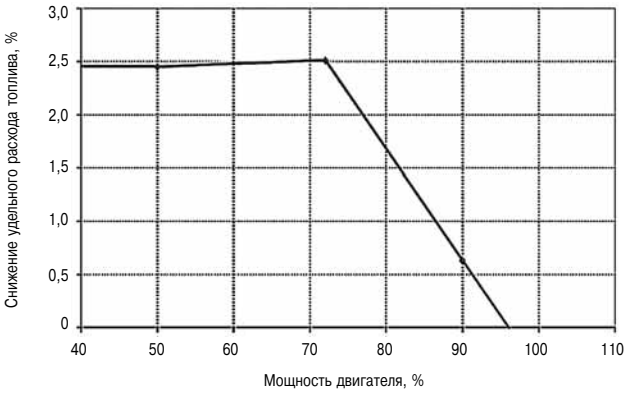


Рис. 13. Снижение расхода топлива при использовании турбокомпрессора с регулируемой турбиной

Изменение КПД турбокомпрессора при работе с открытым и закрытым клапаном показано на рис. 17, а точки совместной работы двигателя с компрессором на рис. 18.

При 75 %-ной нагрузке двигателя при закрытом клапане давление продувки увеличивается на 0,35 бар (рис. 19), а расходная характеристика двигателя приближается к границе помпажа, поэтому компрессор должен быть укомплектован проточной частью, исключающей попадание в помпаж (рис. 18). В диапазоне нагрузок 25–75 % при закрытом клапане удельный расход топлива уменьшается на 3 до 5 г/кВт·ч (рис. 20).

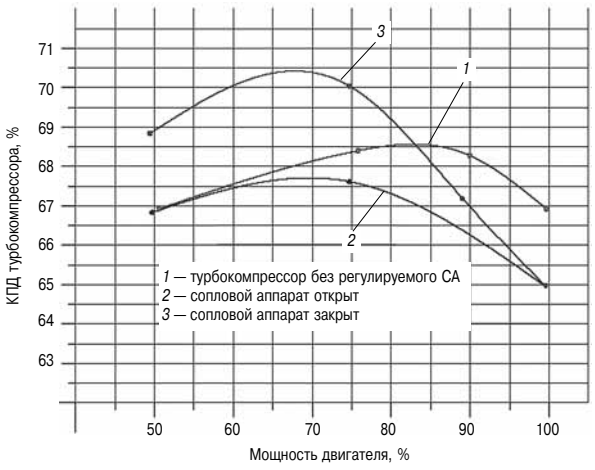


Рис. 12. Сравнение КПД турбокомпрессора с регулируемой турбиной и турбокомпрессора, оптимизированного на номинальный режим (*1*)

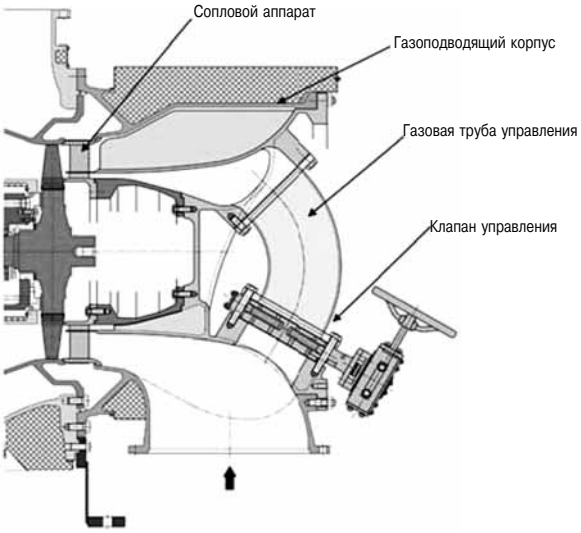


Рис. 14. Продольное сечение турбокомпрессора MET-VTI



Рис. 15. Конструкция газоподводящего корпуса с клапаном управления

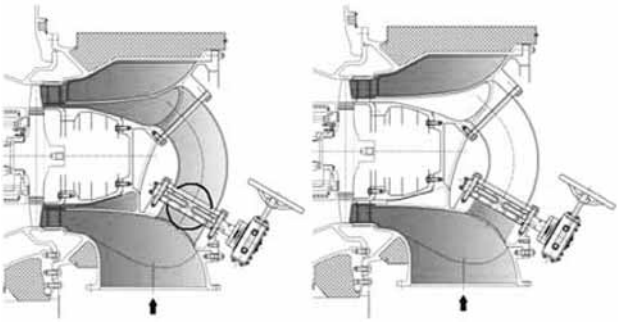


Рис. 16. Распределение потока газа при открытом (слева) и закрытом (справа) клапане управления

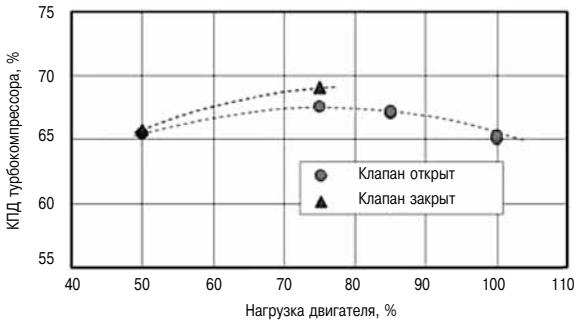


Рис. 17. КПД турбокомпрессора MET66MA-VTI на двигателе Hitachi MAN B&W 6S60MC

Фирма ABB выпускает два типоразмера турбокомпрессоров — TPR56 и TPR61, предназначенных для двигателей типа MS мощностью 4500 и 6000 л. с. для железнодорожного транспорта [10]. На каждый двигатель устанавливается два турбокомпрессора. Для улучшения топливной экономичности и снижения эмиссии NO_x турбокомпрессоры оборудованы сопловым аппаратом с поворотными лопатками (рис. 21).

Регулируемый СА турбокомпрессоров TPR разработан на основе конструкции СА турбокомпрессоров типа TPS и TPL, поставленных на производство в конце прошлого века и прошедших обширные эксплуатационные испытания. При



Рис. 18. Характеристика компрессора турбокомпрессора MET66MA-VTI с рабочими линиями двигателя

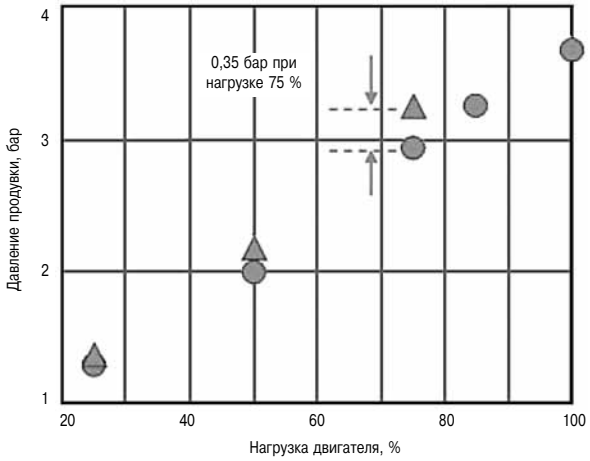


Рис. 19. Давление продувки при закрытом и открытом клапане

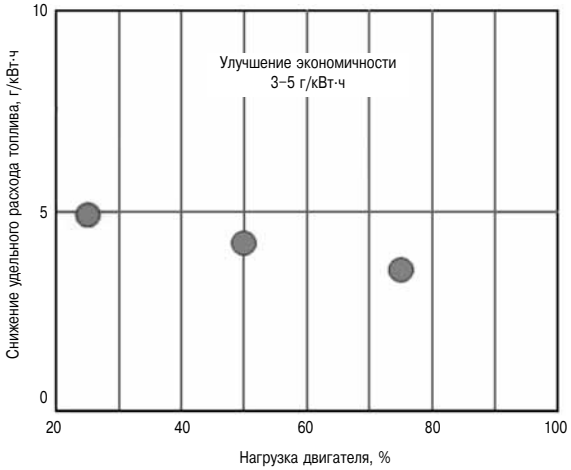


Рис. 20. Улучшение топливной экономичности при закрытом клапане

раскрытии регулируемого СА от минимального до максимального значения пропускная способность турбины изменяется на 50 %. Регулируемый СА по установке в турбокомпрессоре полностью совместим с неподвижными лопатками, что по-

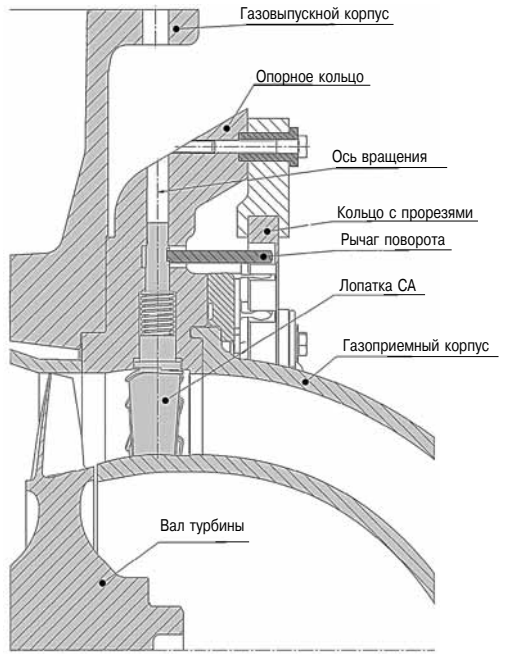


Рис. 21. Конструкция турбины с поворотными лопатками соплового аппарата фирмы ABB

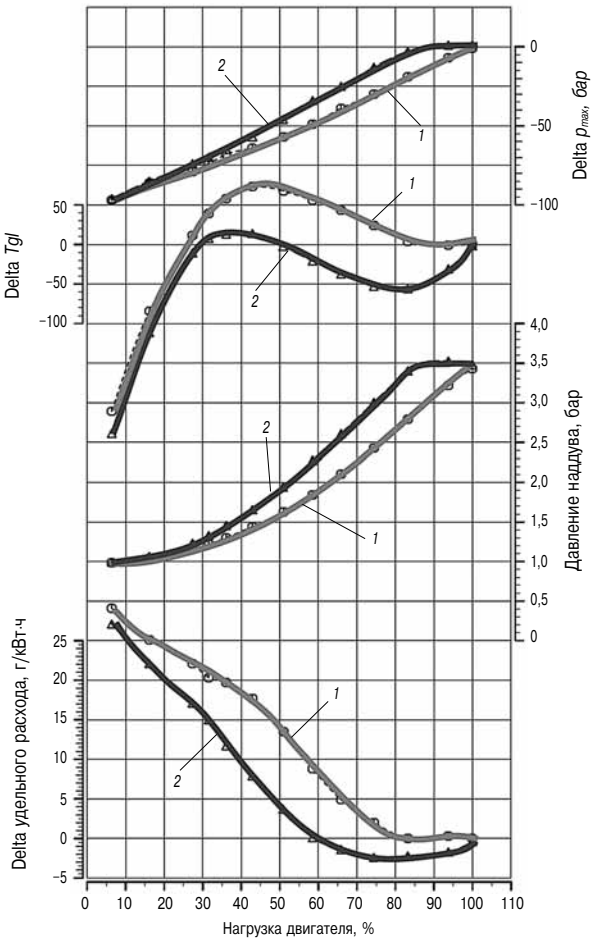


Рис. 22. Изменение параметров тепловозного двигателя при работе с регулируемой турбиной (*2*) и фиксированной проточной частью (*1*) турбокомпрессора:
Delta — разность между текущим значением параметра и его значением на 100 % нагрузке

зволяет модернизировать турбокомпрессоры, находящиеся в эксплуатации заменой соответствующего модуля.

Сопоставление параметров тепловозного двигателя мощностью 4500 л. с. при 1000 об/мин на полной нагрузке при работе с турбокомпрессорами с регулируемой турбиной и фиксированной проточной частью было выполнено при работе по кубической тяговой характеристике. Давление наддува регулировалось так, чтобы максимальное давление сгорания не превышало заданный уровень. По результатам испытаний отмечено существенное снижение расхода топлива и температуры газа на входе в турбину (рис. 22). Кроме того, было отмечено улучшение тяговой характеристики двигателя при работе на долевых режимах, на которых он работает наиболее длительное время. Работа двигателя при заданном профиле нагрузок на типичном грузовом пути показала приблизительно 2 %-ную экономию топлива при коммерческой перевозке.

Расходные характеристики двигателя, нанесенные на характеристику компрессора, приведены на рис. 23. При работе с регулируемой турбиной точки совместной работы двигателя и компрессора смещаются в сторону более высокого давления и расхода (стрелка 3) и приближаются к границе помпажа.

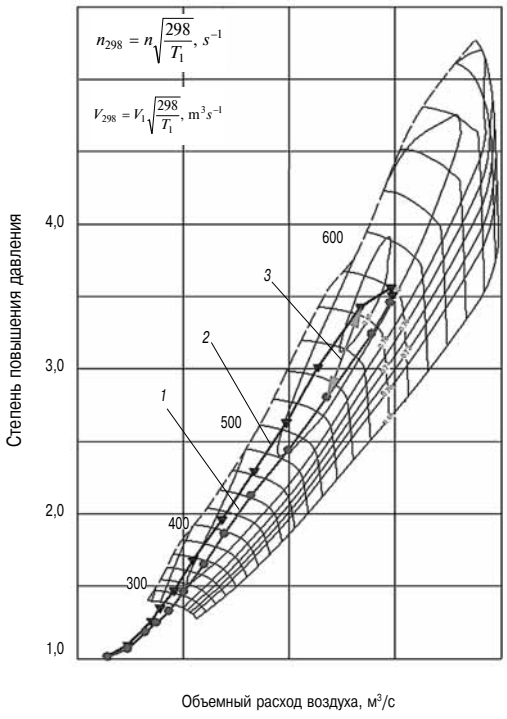


Рис. 23. Совмещенные расходные характеристики компрессора TPR56-F и двигателя при работе с фиксированной проточной частью (*1*) и регулируемой турбиной (*2*)
3 — рабочие точки двигателя при одном и том же положении контроллера тепловоза

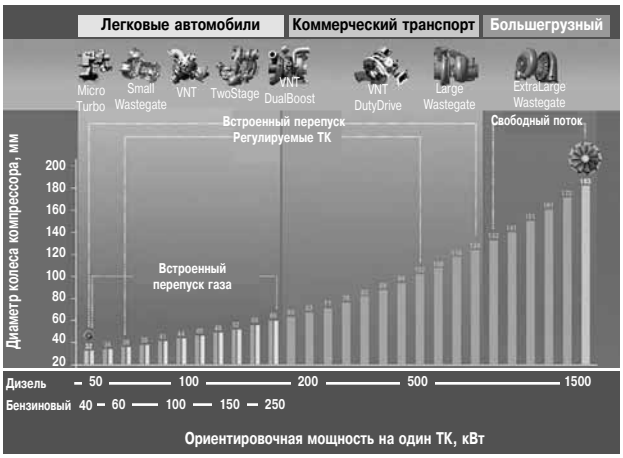


Рис. 24. Турбокомпрессоры с регулируемой турбиной в номенклатуре турбокомпрессоров фирмы «Honeywell»

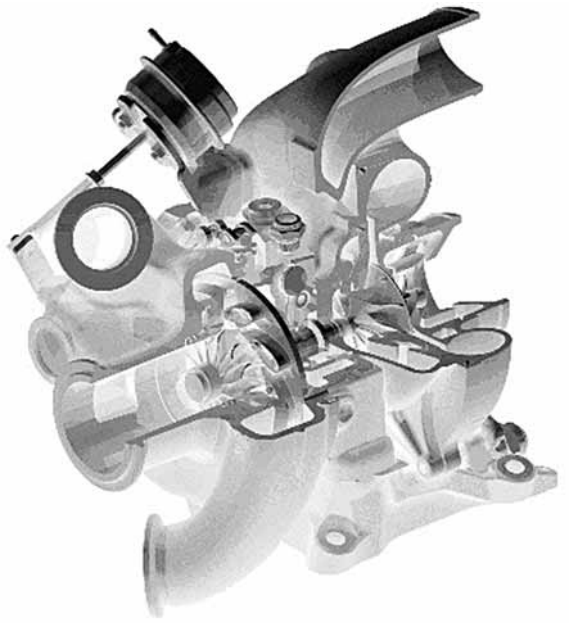


Рис. 25. Турбокомпрессор VNT с регулируемой турбиной для двигателя Форд с объемом цилиндров 6,7 л

Турбокомпрессоры с регулируемой турбиной позволяют поддерживать параметры двигателя в приемлемых пределах при изменении температуры окружающего воздуха от −4 до +4 °С и при давлении на высоте до 2500 м над уровнем моря.

Фирма «Honeywell» выпускает турбокомпрессоры с регулируемой турбиной с 1991 г. для диапазона мощностей дизельного двигателя от 70 до 500 кВт. Этот диапазон в зависимости от мощности перекрывается тремя типами турбокомпрессоров VNT (регулируемый сопловой аппарат турбины), VNT DualBoost и VNT DuteDrave (рис. 24) [11].

Диаметр колеса компрессора находится в пределах от 36 до 102 мм. Регулируемая турбина выполняется с поворотными лопатками соплового аппарата, позволяющими плавно изменять пропускную способность турбины (рис. 25 и 26). Привод лопаток имеет несколько вариантов конструктивного исполнения.

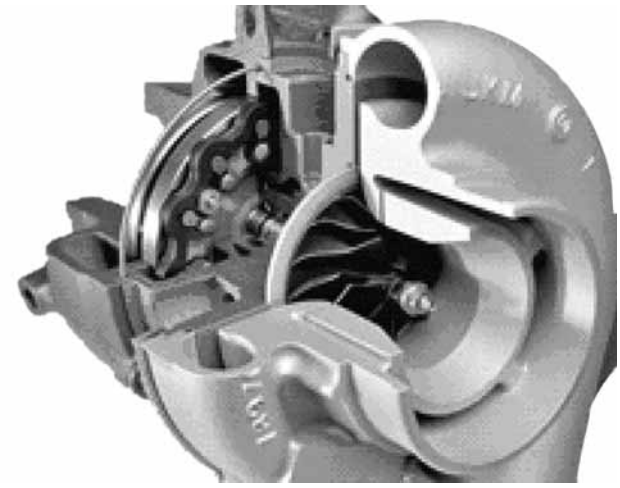


Рис. 26. Один из вариантов привода лопаток соплового аппарата турбокомпрессора VNT DuteDrive

Фирма «Holset» выпускает турбокомпрессоры с регулируемым СА простой конструкции с 1998 г. Изменение проходного сечения выполняется при перемещении лопатки в направлении оси ротора. Лопатка на половине своей ширины подрезана. При установке подрезанной части лопатки СА на входе в колесо турбина имеет максимальную пропускную способность, при установке целой ее части — минимальную.

Литература

1. *Herbert Schmuttermair H., Fernandez A., Witt M.* Fuel Economy by Load Profile Optimized Charging Systems from MAN. № 250, CIMAC 2010, Bergen.

2. *Jakobsen S. B.* Service Experience of MAN B&W Two Stroke Diesel Engine. № 17, CIMAC 2010, Bergen.

3. *Ono Y.* Solutions for better engine performance at low load by Mitsubishi turbochargers. № 15, CIMAC 2013, Shanghai.

4. *Veser N., Schneemann A., Kasper W., Wollmann B.* Development of the high-speed diesel engine 20V8000 M71. Paper № 153, CIMAC 2007, Vienna.

5. *Czerny L., Klotz H., Ruck J., Schmid U.* Advanced turbochargers for high-performance supercharging systems, CIMAC 2001, Hamburg.

6. *Czerny L., Wintruff I., Schmid U., Baumgarten J.* Future Potential of Series 4000 Marine Engines. Paper № 156, CIMAC 2007, Vienna.

7. Stiesch G., Baumann H., Wachter V., Schmitz J., Teetz C. Utilizing Multiple Injections for Optimized Performance and Exhaust Emissions with the MTU Series 2000 Common Rail Marine Engines. Paper № 50, CIMAC 2007, Vienna.

8. Veser N., Speetzen R., Glowacki C. Development of the Series 4000 IRONMEN workboat engine. №200, CIMAC 2010, Bergen.

9. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А.* Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007 // Двигателестроение. — 2008 — № 3. — С. 29–35.

10. *Pierre J., Henry X., David W.* VTG turbocharging — a valuable concept for traction application. № 116, CIMAC 2013, Shanghai.

11. www.Honeywell turbotechnologies VNT.

(Продолжение следует)

УДК 621.43.052

ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ТИП ОПОР ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДВС

А.В. Смирнов, к.т.н., доцент
Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет

Одним из перспективных направлений повышения эффективности двигателей является совершенствование системы наддува и конструкции турбокомпрессора. Применяемые в турбокомпрессорах традиционные опоры качения и скольжения имеют ряд недостатков, связанных в том числе с надежностью режимов смазки. Для повышения надежности и эффективности турбокомпрессоров предлагается использование в их конструкции бесконтактных опор — комбинированных газомагнитных подшипников.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) как дизельные, так и бензиновые продолжают доминировать в качестве автономных источников энергии для привода различных видов транспорта. Кроме автомобильного транспорта, ДВС используются на железнодорожном, морском, речном транспорте, в малой авиации, стационарных генераторных, насосных, газоперекачивающих станциях и остаются основным видом привода [1–3].

В связи с этим продолжается совершенствование систем и агрегатов ДВС, в том числе систем турбонаддува, для повышения экономичности и улучшения экологических показателей.

К основным направлениями развития систем турбонаддува можно отнести разработку двухступенчатых систем наддува, применение турбин с изменяемой геометрией, использование различных систем регулирования турбокомпрессоров, использование новых материалов рабочих колес и роторов. Практически все перечисленные направления развития ТК связаны с улучшением их динамических характеристик и надежности.

Как надежность турбокомпрессора, так и инерция его вращающихся частей во многом зависят от характеристик узлов трения, типа опор, надежности и эффективности их работы, поскольку выход из строя подшипниковых узлов является одной из проблем, возникающих при эксплуатации турбокомпрессоров.

Так, по данным Регистра Ллойда [4] общая тенденция надежности судовых дизелей характеризуется следующим соотношением количества отказов турбокомпрессора к общему количеству отказов двигателя: 22 % — для малооборотных, 11 % — для среднеоборотных и 4 % — для высокооборотных дизелей соответственно. При этом в самом турбокомпрессоре отказы по подшипникам турбины и компрессора составили 12 и 11 % соответственно. По данным другого источника [5] отказы и повреждения турбокомпрессоров, связанные с работой подшипников турбины и компрессора, составили соответственно 23 % и 20 %.

Анализ исследований, выполненных в России примерно с 2000 г. и связанных, так или иначе, с надежностью работы турбокомпрессоров автомобильных, тепловозных и судовых ДВС, показал, что нарушения в работе подшипниковых узлов — одна из основных причин нарушений и отказов в работе турбокомпрессоров.

Основными типами опор турбокомпрессоров являются подшипники качения и скольжения.

Подшипники качения имеют меньшие механические потери и обеспечивают лучшие динамические характеристики турбокомпрессора. К недостаткам этих подшипников относится высокая стоимость, меньшая долговечность, бо́льшая сложность подшипникового узла, необходимость индивидуальной системы смазки [6]. Подшипники скольжения более просты по конструкции и дешевле, имеют бо́льшую долговечность и могут работать на масле, используемом в системе смазки двигателя [6]. К недостаткам подшипников скольжения можно отнести появление перекосов, большой расход масла, необходимость предварительной смазки после остановки ротора.

Рассмотрим основные недостатки конструкции на примере подшипников скольжения, получивших наибольшее распространение в турбокомпрессорах.

1. Загрязненное масло. Причинами загрязнения масла могут быть засоренный или некачественный масляный фильтр (с плохим качеством фильтрации); износ поршневой группы двигателя; масло низкого качества (неоригинальное масло) и т. д. Загрязненное масло приводит к абразивному износу подшипников скольжения, динамических уплотнений и поверхности ротора, что характеризуется наличием неравномерных задиров и царапин на сопрягаемых поверхностях трения. В дальнейшем износ может привести к увели-

ченным радиальному и осевым люфтам ротора, что приводит к касанию колесами ротора корпусных деталей и отказу турбокомпрессора.

2. Недостаточная смазка. Длительный процесс нарушения режима смазки, называемый масляным голоданием, приводит к тому, что на подшипнике скольжения и опорных шейках ротора турбокомпрессора образуются как следы износа, так и характерные следы перегрева на поверхностях. Это проявляется в характерном изменении цвета опорной поверхности вала. На роторе турбокомпрессора появляются следы побежалости и налет бронзы от подшипников скольжения, так как недостаток смазывающего масла в паре трения ротор–подшипник приводит к соприкосновению трущихся поверхностей. Как следствие, происходит увеличение зазоров в паре трения и касание лопаток рабочих колес и корпуса.

Масляное голодание может быть вызвано следующими причинами:

➢ нарушением режима подвода/отвода масла;

➢ низким давлением масла из-за сбоя в системе системы смазки;

➢ низким уровнем масла в двигателе;

➢ использованием герметика в качестве прокладочного материала в соединениях маслопроводов;

➢ попаданием воздуха в систему смазки.

Полное отсутствие смазки очень быстро приводит к поломке турбины.

3. Перегрев пар трения турбокомпрессора. Чаще всего система смазки турбокомпрессора совмещена с системой смазки двигателя. Масло используется для смазки и охлаждения узла трения. Перегрев может случиться по разным причинам, например, когда двигатель остановили после работы под нагрузкой. В остановленном двигателе циркуляция масла прекращается, что приводит к возможности коксования масла в подшипнике.

При перегрузке двигателя высокие температуры отработавших газов также создают условия для закоксовывания масла, что в результате может привести к масляному голоданию.

При этом возникают значительные повреждения вала, его уплотнений и подшипников. На опорной шейке вала образуется масляный нагар, появляются следы «воронения» металла (цвета побежалости).

При перегреве увеличивается износ уплотнения турбинной части и упорных подшипников, могут появляться сквозные трещины в корпусе турбинного колеса.

Причины, вызывающие перегрев следующие:

➢ забившийся воздушный фильтр, или чрезмерное сопротивление впуску;

➢ низкое качество масла, нестойкость его к коксованию;

➢ нерегулярная замена масла;

➢ чрезмерные нагрузки и предельные режимы эксплуатации двигателя.

4. Химическое загрязнение и окисление масла. Химическое загрязнение — частая причина износа ротора и подшипников, а также перегрева. Визуальные признаки почти такие же, как и при недостаточной подаче масла. Обычно причиной химического загрязнения может стать попадание в масло топлива, что приводит к снижению смазывающих свойств масла.

Характерные для современных дизельных двигателей высокие температуры могут вызвать деструкцию и окисление масла. В результате этих процессов образуются сажистые, смолистые материалы, которые налипают на детали движения двигателя и вызывают другие проблемы. Окисление вызывается тем, что углеводороды в масле смешиваются с кислородом, в результате чего образуются органические кислоты. Если кислоты достигают высокой концентрации, то на деталях движения возможна точечная коррозия. Сильное окисление масла приводит к появлению нагара и ускоряют процессы коксования. Кроме этого, в процессе окисления масла участвуют агрессивные продукты сгорания топлива, а также сажа, несгоревшие остатки топлива и вода.

5. Выброс масла в компрессор или турбину. При разряжении на впуске более 450 мм вод. ст. (засоренный воздушный фильтр, замерзание воздушного фильтра — покрытие ледяной коркой и др.), приводит к выдавливанию масла из подшипников турбокомпрессора на колесо и во впускной коллектор двигателя.

При затрудненном сливе масла из ТК вследствие повреждения или засорения сливной трубки, а также при повышенном давлении в картере двигателя появляется выброс масла из подшипников на лопатки колеса турбины. При коксовании масла на лопатках возможна разбалансировка ротора и выход турбокомпрессора из строя.

Также протечка масла возможна при нарушении герметичности уплотнений в месте соприкосновения их с ротором и масло из корпуса подшипников начинает протекать в проточные части турбокомпрессора.

Таким образом, рассмотренные выше недостатки конструкции системы смазки подшипников красноречиво указывают на проблемы в эксплуатации турбокомпрессоров, приводящие к отказам в их работе.

Перспективный тип опор. Для устранения указанных недостатков, а также повышения надежности и эффективности работы турбокомпрес-

соров предлагается использовать в качестве опор ротора бесконтактные подшипники. К таковым можно отнести газовые (воздушные) и электромагнитные опоры.

Эти опоры давно известны и применяются в различных областях техники: машиностроении, точном приборостроении, вычислительной технике, ядерной энергетике, криогенной технике и т. д.

Применение газовой смазки позволяет упростить конструкцию устройства за счет исключения масляной системы смазки. Отсутствие металлического или жидкостного контакта в газовом подшипнике исключает износ поверхностей, значительно снижает тепловыделение. Подшипники с газовой смазкой, не теряя своих эксплуатационных качеств, могут работать при температурах до 1000 °С и высоком давлении, обеспечивают низкие вибрационные и шумовые характеристики.

При оценке и использовании опор с газовой смазкой следует учитывать и их недостатки, которые заключаются в сравнительно невысокой несущей и демпфирующей способности смазочного слоя.

В электромагнитных подшипниках свободное взвешивание в электромагнитном поле обеспечивает работу опоры при высоких скоростях и крайне малых возмущающих моментах. Срок службы таких опор определяется ресурсом работы электронной аппаратуры, надежность которой в настоящее время высока. Отсутствие износа, шума и вибраций, возможность работы в агрессивных средах, в широком температурном диапазоне делают такие опоры перспективными. К недостаткам электромагнитных опор следует отнести сложные системы управления, невысокую несущую способность и большие затраты энергии.

Тем не менее, несмотря на недостатки бесконтактных подшипников, как в отечественной, так и в зарубежной технической литературе говорится о перспективах применения таких опор в конструкции турбокомпрессоров. Примером могут служить исследования турбокомпрессоров на газостатических подшипниках, выполненных в 1980–1990 гг. в НАМИ. Экспериментальные исследования показали увеличение КПД турбокомпрессора на 6–9 %. Однако, несмотря на такие результаты, работ, выполненных в области исследования бесконтактных подшипников турбокомпрессоров, немного, что говорит о недостаточной изученности проблемных вопросов в этой области.

Также примером, характеризующим реальность и эффективность применения бесконтактных опор в газотурбинных агрегатах, является опыт их применения в конструкциях газотурбинных двигателей (ММПП «Салют»), турбогенераторов (ОАО «ГТ-ТЭЦ Энерго») [7–9].

Таким образом, для повышения эффективности работы систем наддува ДВС, предлагается использовать в качестве опор турбокомпрессоров бесконтактные подшипники. При этом для получения наилучшего эффекта целесообразно рассматривать не чисто газовые или магнитные опоры, а их комбинацию — газомагнитный подшипник. Комбинированный газомагнитный подшипник позволит частично устранить недостатки, присущие каждому типу опор, при сохранении тех положительных качеств, которыми они обладают.

В целом применение бесконтактных опор позволит не только упростить конструкцию турбокомпрессора и повысить надежность их работы, но и уменьшить время реагирования на изменяющиеся условия работы.

Исследования газомагнитных опор и устройств с такими опорами проводятся в Комсомольском-на-Амуре государственном техническом университете. В настоящее время исследование турбокомпрессора с газомагнитными опорами находится на стадии подготовки экспериментальных исследований.

Литература

1. *Жуков В.А.* Поршневые двигатели внутреннего сгорания: перспективы использования и совершенствования / В.А. Жуков // Справ. инж. ж. — 2010. — № 11. — С. 46–50.

2. Наддув бензиновых и дизельных ДВС // Vor dem Elektroantrieb kommt die Aufladung von Benzin-und Dieselmotoren. VDI-Nachr. — 2011. — № 30–31. — С. 19.

3. *Кусака Дзин.* Прогноз развития ДВС / Кусака Дзин // Meiden jiho=Meiden Rept. — 2007. — № 316. — С. 2–5.

4. *Ципленкин Г.Е.* Данные Регистра Ллойда по отказам турбокомпрессоров на дизелях морского флота / Г.Е. Ципленкин, В.И. Иовлев // Двигателестроение. — 2012. — № 1. — С. 27–29.

5. *Николаев Н.И.* Повышение эффективности и надежности турбокомпрессоров судовых двигателей в эксплуатации: монография / Н.И. Николаев СПб. : Судостроение, 2009. — 230 с.

6. *Байков Б.П.* Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справочное пособие / Б.П. Байков, В.Т. Бордуков, П.В. Иванов, Р.С. Дейч. — Л. : Машиностроение, 1975. — 200 с.

7. *Бесчастных В.Н.* Проектирование и экспериментальное исследование гибридных газовых подшипников тяжелого многоопорного ротора ГТД: Докл. [Международная научно-техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Самара, 24–26 июня, 2009] / В.Н. Бесчастных // Вестник СГАУ. — 2009. — № 3. — Ч. 3. — С. 118–126.

8. *Бесчастных В.Н.* Газовые подшипники для турбогенераторов. Перспективы внедрения / В.Н. Бесчастных // Газотурбинные технологии. — 2010. — № 9. — С. 10–14.

9. *Ануров Ю.М.* Разработка и эксплуатация серийных энергетических ГТУ на магнитных подшипниках / Ю.М. Ануров, Е.В. Литвинов // Газотурбинные технологии. — 2010. — № 5. — С. 16–20.

УДК 621.43: 631.372: 681.518.3

РАЗВИТИЕ СРЕДСТВ АВТОМАТИЗАЦИИ ИЗМЕРЕНИЙ И АНАЛИЗА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ДВС

О.Ф. Савченко, к.т.н., В.В. Альт, д.т.н., проф.,
И.П. Добролюбов, д.т.н., проф., С.Н. Ольшевский, к.т.н.
ГНУ Сибирский физико-технический институт аграрных проблем Россельхозакадемии

Рассмотрены основные этапы проведения в ГНУ СибФТИ Россельхозакадемии (СОПКТБ СО ВАСХНИЛ) научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по разработке и совершенствованию средств регистрации (индицирования) и анализа рабочих процессов ДВС, начиная от автономных цифровых приборов и персональных ЭВМ, до измерительных экспертных систем на основе виртуальных и интеллектуальных технологий.

Для испытаний ДВС необходимы измерения целого ряда физических величин, характеризующих быстропеременные показатели рабочих процессов (БПП). Наиболее информативными из них являются давление в камере сгорания (индикаторная диаграмма) и давление в топливопроводе, ход иглы форсунки. Исследователей интересуют также давление во впускных и выпускных коллекторах, давление газа в картере, положение впускных и выпускных клапанов и др. При исследовании ДВС необходим одновременный и параллельный анализ БПП в одном или нескольких цилиндрах. При этом в силу цикличного характера работы ДВС измерения БПП проводят в единичных последовательных циклах с синхронизацией, как правило, по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) ДВС. Для повышения точности измерений и вычисления параметров БПП необходимо преобразование их в непрерывный электрический сигнал, далее в последовательность дискретных значений с жесткой привязкой этих значений к углу ПКВ и необходимой обработкой полученной информации. Кроме того, в зависимости от решаемых задач, наличие множества программ и методик испытаний накладывает на системы испытаний ДВС требования к гибкости их структуры и функциям.

Решение поставленных задач возможно при создании электронных диагностических приборов и систем на основе применения достижений измерительной и вычислительной техники, обеспечивающих наиболее эффективное получение информации о БПП и представление ее в удобном виде.



Разработка комплексов КАРП и КИД

Исследования по этому направлению начинались совместно с НПО «Звезда» в 1975 г. с разработки комплекса анализа рабочих процессов (КАРП). Опыт применения имеющихся в то время отдельных приборов для обработки индикаторных диаграмм показал их низкую эффективность, что потребовало создания более совершенных технических средств, измеряющих и регистрирующих рабочие процессы ДВС в комплексе. В результате был разработан способ и устройство регистрации и анализа индикаторных диаграмм с цифровым вводом данных и разделением обработки на два уровня: оперативный во время работы двигателя и детальный по программам ЭВМ [1] — устройства КАРП и КИД (рис. 1, 2).

В основу построения были положены принципы стандарта КАМАК, получившего в то время широкое распространение при создании систем автоматизации как в области физических (ядерных) экспериментальных исследований, так и в других направлениях, имеющий унифицированное магистрально-модульное построение и стандартизованный интерфейс, обеспечивающие большой спектр функциональных возможностей. Устройство первого уровня КАРП — автономное

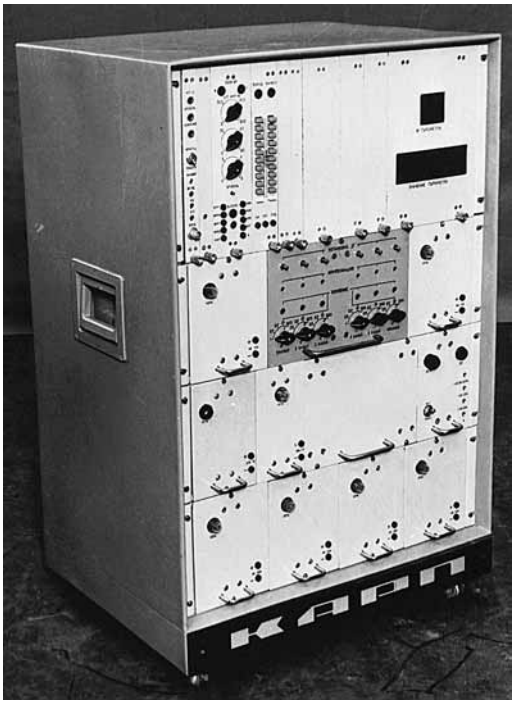


Рис. 1. Устройство КАРП

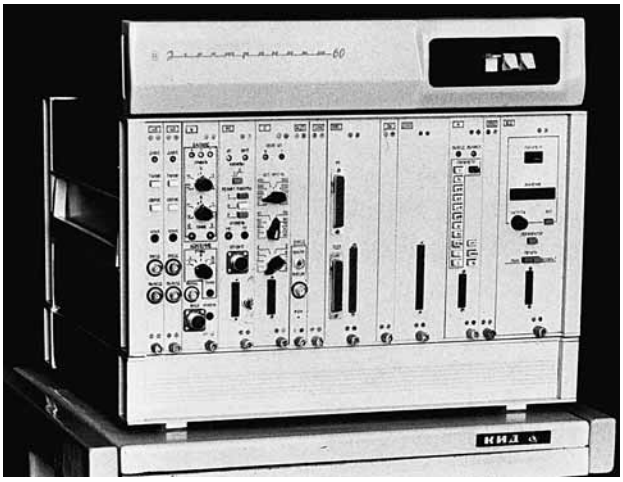


Рис. 2. Устройство КИД

специализированное вычислительное устройство, обеспечивающее измерение быстропеременных процессов в двигателе: давлений в камере сгорания p_i, и p_z — индикаторных текущих и максимального значений, градиента $dp/d\varphi_{max}$, углов ПКВ φ_z и φ_{dp} при p_z и $dp/d\varphi_{max}$ соответственно [2], угла опережения сгорания топлива $\varphi_{оп}$, давления в топливопроводе высокого давления, частоты вращения коленчатого вала с усреднением их значений за заданное количество циклов. Устройство второго уровня КИД построено на базе мини- и микроЭВМ и дополнительно обеспечивает регистрацию индикаторных диаграмм в единичных циклах на различных режимах работы двигателя. Устройства были внедрены на ПО «Звезда» и ПО АМЗ и значительно ускорили обработку экспериментальных данных при проведении исследовательских и доводочных испытаний на стадии ОКР при создании перспективных типов ДВС.

Создание измерительно-вычислительного комплекса (ИВК) ЦИКЛ

Опыт применения комплексов КАРП и КИД выявил следующие их недостатки: недостаточные разрядность квантования по уровню, разрешающая способность по углу ПКВ, объем оперативной памяти, количество измеряемых и регистрируемых процессов. Это затрудняло регистрацию процессов за необходимое количество циклов и не позволяло оценить в полном объеме техническое состояние дизелей. С учетом полученного опыта, а также обобщения технических требований и рекомендаций ряда предприятий Минсельхозмаша в 1985 г. был разработан измерительно-вычислительный комплекс ИВК ЦИКЛ. Он содержит восемь каналов десятиразрядного аналого-цифрового преобразования мгновенных значений напряжений непрерывных электрических сигналов, снимаемых с датчиков давлений в камере сгорания, топливопроводе высокого давления и выпускном коллекторе, датчиков хода иглы форсунки и вибраций. Ширина полосы частот измеряемых процессов составляет 250 кГц, это позволяет регистрировать и обрабатывать информацию по восьми параллельным каналам с шагом 0,50 угла ПКВ при частоте вращения коленчатого вала до 3000 об/мин. Для исследования временных и фазовых зависимостей применяется измерительный канал, обеспечивающий 16-разрядное аналого-цифровое преобразование временных интервалов в диапазоне $(4...0{,}65)10^6$ с внутри цикла работы ДВС синхронно с углом ПКВ. Канал синхронизации обеспечивает измерение процессов 2- и 4-тактных ДВС в указанном диапазоне частот вращения коленчатого вала с шагом дискретизации по углу ПКВ 0,1°. В состав включена управляющая ЭВМ с объемом ОЗУ до 100 Кбайт и устройствами ввода-вывода. Технические решения были защищены авторским свидетельством [3].

В результате межведомственных испытаний опытного образца и Государственной метрологической аттестации утверждены технические условия и методика поверки [4]; принято решение о постановке на производство. Первые комплексы ИВК ЦИКЛ (рис. 3) были внедрены на АО ВТЗ, ПО АМЗ, НИКТИД, затем более чем на двадцати двигателестроительных предприятиях страны. Это позволило решить широкий круг задач по оптимизации и доводке эксплуатационных показателей дизелей. В дальнейшем были применены в ИВК более совершенные ЭВМ с объемом



Рис. 3. ИВК ЦИКЛ



Рис. 4. ИИС РИТМ

ОЗУ до 500 Кбайт и улучшенными внешними устройствами, что позволило существенно увеличить количество измеряемых циклов работы ДВС и применить более развитое программное обеспечение для обработки сигналов, определения их характеристик и параметров, отражающих техническое состояние ДВС.

Разработка информационной измерительной системы РИТМ

Информационная измерительная система ИИС РИТМ (рис. 4) была построена на базе ИВК ЦИКЛ, являющегося ее аналого-цифровым и цифровым ядром, путем формирования измерительных каналов БПП, и разработки на основе программных компонентов ИВК ЦИКЛ программ обработки и представления информации, позволяющих оценивать техническое состояние ДВС [5].

Учитывая отсутствие в то время (80-е годы) серийных датчиков БПП, при разработке измерительных каналов использовались наиболее подходящие пьезо-, тензо- и индуктивные датчики с соответствующими универсальными согласующими усилителями. При этом были выявлены следующие негативные факторы: неприспособленность конструкций этих датчиков к их установке на двигателе; влияние на показания датчиков, измеряющих динамические давления в камере сгорания, термодинамических процессов, которые создают тепловые удары; влияние на показания датчика угла ПКВ вибраций на корпусе ДВС (ускорение до 110 м/с, перемещение до 3 мм); несогласованность электрических и конструктивных параметров датчиков с измерительными каналами ИВК.

Для устранения указанных недостатков были проведены следующие мероприятия. На ДВС был подготовлен специальный канал, обеспечивающий доступ к камере сгорания. Чтобы уменьшить влияние термоударов, воздействующих на пьезодатчик, измеряющий динамическое давление в камере сгорания, был изготовлен переходник с «водяной рубашкой», с каналами подвода и отвода охлаждающей воды. Для уменьшения влияния тензодатчика, измеряющего давление в топливопроводе высокого давления, на процесс топливоподачи был изготовлен переходник, который устанавливается в разрыв этого топливопровода. Уменьшение уровня вибраций, влияющих на фотоэлектрический датчик измерения угла ПКВ, до приемлемого значения, было достигнуто за счет его соединения с коленчатым валом ДВС при помощи сильфонного соединительного устройства.

Для согласования электрических параметров датчиков с входами измерительных каналов ИВК были разработаны согласующие усилители — измерительные преобразователи (ИП) разбаланса тензодатчиков с их питанием постоянным током (ИПТД) и заряда пьезодатчиков (ИППД). При разработке ИП были учтены следующие особенности испытаний дизелей. Для уменьшения наводимых помех входные и выходные сигнальные цепи пространственно разведены. При применении датчиков с большим разбросом чувствительности (до 20 раз) и с ненулевым начальным сигналом в ИП введены органы дискретной и плавной регулировки коэффициента преобразования, органы установки в нулевое состояние (сброса начального сигнала в ИП заряда, балансировки в ИП разбаланса тензодатчиков), а также предусмотрены встроенный индикатор нулевого значения выходного сигнала и коррекция аддитивных погрешностей при нулевых значениях давления в камере сгорания. Технические решения были защищены авторским свидетельством [6]. Входящие в состав ИИС РИТМ элементы представлены на рис. 5, 6.

Созданное для ИИС РИТМ программно-алгоритмическое обеспечение позволяет функционировать ИИС в диалоговом режиме — формировать план измерений и регистрацию процессов; проводить расчет параметров индикаторной диаграммы (p_i, p_z, $dp/d\varphi_{max}$ и др.), характе-



Рис. 5. Датчики БПП ДВС



Рис. 6. ИП сигналов (усилители)

ристик сгорания и тепловыделения, параметров топливоподачи и впрыска, фазовых и временных соотношений; осуществлять статистическую обработку результатов измерений и вычислений и автоматизированную градуировку каналов. Результаты испытаний выводятся на цифровой и графический дисплеи — для оперативного наблюдения за ходом испытаний, а также на принтер и графопостроитель — для документального оформления протоколов испытаний.

После ведомственных приемочных испытаний и метрологической аттестации ИИС РИТМ аттестована как рабочее средство измерений и изделие единичного разового производства и внедрена в СибИМЭ, СибФТИ и других институтах для развития НИОКР по созданию средств диагностирования ДВС.

Методика выполнения измерений быстропеременных давлений

Для выполнения измерений быстропеременных давлений с помощью ИИС была создана методика выполнения измерений (МВИ). При этом обеспечивается регистрация давления в камере сгорания (индикаторной диаграммы) и давления в топливопроводе насоса высокого давления в функции угла ПКВ с разрешающей способностью 0,1 град ПКВ или в функции времени с разрешающей способностью менее 1 мкс, с синхронизацией от верхней мертвой точки индицируемого цилиндра при полной, частичной нагрузках и холостом ходу двигателя, а также на режимах разгона и выбега двигателя, вызванных резким изменением подачи топлива или нагрузки. Приведенная аппаратурная погрешность измерения быстропеременных давлений — не более 1,5 %.

МВИ предусматривает выполнение измерений и расчет частных числовых показателей индикаторной диаграммы (p_i, p_z, $(dp/d\varphi)_{max}$, φ_z, φ_{dp} и др.), а также показателей давления в топливопроводе высокого давления — максимального, среднего значения и др. МВИ успешно применялась при стендовых испытаниях ДВС в СибИМЭ и СибФТИ, была подтверждена целесообразность ее практического использования. Ее применение позволило расширить возможности измерений и анализа рабочих процессов ДВС, заложило предпосылки для создания и развития базы знаний экспертной системы двигателей.

Разработка экспертной системы ЭПОС

Основываясь на единстве информационного и морфологического описания двигателя, в 1995 г. была разработана экспертная проблемно-ориентированная система (ЭПОС) для определения технического состояния дизелей [7, 8]. В ней применена отечественная инструментальная экспертная система ЭКСНА с организацией представления знаний в виде правил-продукций. Сформирована продукционная база знаний для большинства отечественных тракторных двигателей и технологическая процедура определения технического состояния с набором технологических карт поиска неисправностей. В режиме обучения осуществляется получение знаний с учетом закономерностей, отражающих связь измеренных сигналов с техническим состоянием двигателя, создаются модели-эталоны различных классов состояний ДВС. В режиме экспертизы выполняется статистическое измерение рабочих процессов, характеризующих текущее техническое состояние дизеля. Разработанная программа технического обслуживания (ТО) представляет пользователю методику диагностирования по внешним проявлениям состояния дизеля, а также экспертные рекомендации о требующемся



Рис. 7. Экспертная система ЭПОС

виде ТО и, при необходимости, сведения о технологии его проведения.

После приемочных испытаний образцы экспертной системы ЭПОС (рис. 7) были переданы в опытную эксплуатацию в Федеральный информационно-консультационный центр Минсельхозпрода России; в областное и районные управления сельского хозяйства Новосибирской области. Экспертная система ЭПОС рассмотрена и одобрена на НТС Минсельхозпрода России, нашла применение также в учебном процессе аграрных вузов и при повышении квалификации специалистов сельскохозяйственного производства.

Разработка системы ИДИС

Интеллектуальная динамическая измерительная система (ИДИС), предназначенная для оценки технического состояния ДВС, расширяет возможности технического обеспечения и поиска неисправностей в сравнении с экспертной системой ЭПОС [9, 10]. При ее разработке потребовался отказ от концепции ИВК ЦИКЛ (специализированный многоплатный измерительный блок с применением конструктивов микро-ЭВМ «Электроника-60») и выполнения измерительно-вычислительных функций с помощью компьютеров типа Pentium с применением встраиваемой в компьютер многофункциональной высокоскоростной платы сбора данных типа NI.PCI-6251. Это позволило повысить быстродействие регистрации, накопление больших массивов данных измеряемых процессов. Разработанная по технологии «виртуальных приборов» программная компонента (рис. 8) обеспечивает регистрацию БПП ДВС с синхронизацией по времени или по углу поворота коленчатого вала, управление планом эксперимента, сохранение, визуализацию и масштабирование данных [11].

В ИДИС расширен перечень информативных характеристик и параметров, характеризующих техническое состояние ДВС, кроме детерминированных характеристик (динамических скоростных, интегральных, амплитудно- и фазочастотных) измеряются и статистические: авто- и взаимокорреляционные функции, энергетические и взаимные энергетические спектры и их параметры [12, 13]. Применение этих характеристик и параметров повышает достоверность методов определения технического состояния и поиска неисправностей ДВС. ИДИС апробирована в ряде аграрных вузов и ремонтном предприятии

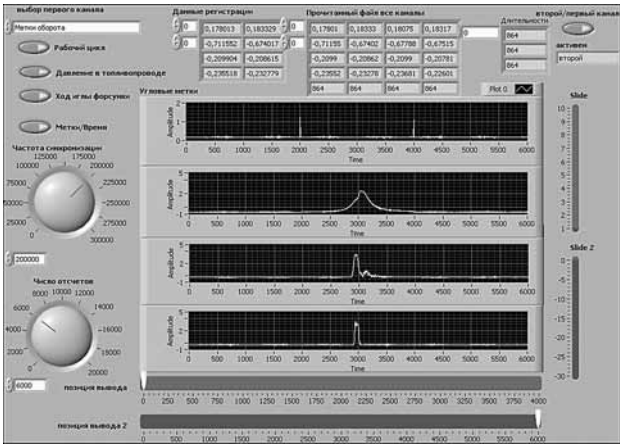


Рис. 8. Панель интерфейса системы ИДИС

АПК. Рассмотренные экспертные системы защищены патентами РФ на изобретение [14, 15].

Совместно с НГАУ и другими институтами проводятся работы по дальнейшему совершенствованию этих систем, в частности по разработке динамической модели ДВС [16]. Разработанные экспертные системы могут применяться на всех этапах CALS-технологии производства и эксплуатации ДВС.

Установка для автоматизации экспериментальных исследований ДВС

Для обеспечения проводимых в институте НИОКР по созданию технических средств и технологий технического обслуживания ДВС создан и постоянно совершенствуется исследовательский комплекс, включающий электрическую обкаточно-тормозную установку DS-932-4/N, тракторный двигатель (типа 4Ч10,5/12) и информационную измерительную систему ИИС, включающую установленные на ДВС датчики быстропеременных процессов (рис. 9).

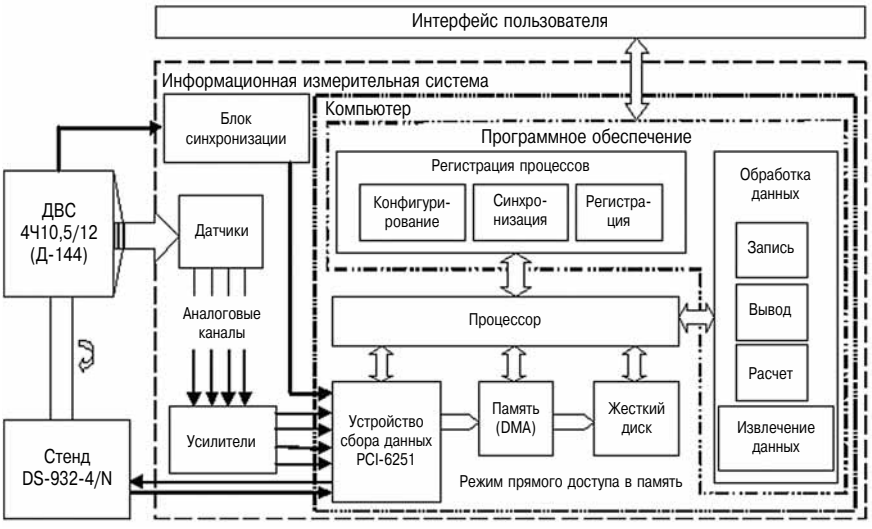


Рис. 9. Схема исследовательского комплекса

ИИС обладает широкими функциональными возможностями на основе применения технологии «виртуальных приборов», современных средств компьютерной и измерительной техники, обладающих высоким быстродействием и практически неограниченным объемом памяти.

Разработано развитое прикладное программное обеспечение, включая интерфейс пользователя на естественном языке, сформированы измерительные каналы. Обеспечивается регистрация синхронно с циклами работы ДВС нескольких БПП с высоким разрешением по углу ПКВ и позволяющая накапливать достаточно большой объем первичных данных этих процессов, в том числе и на неустановившихся режимах [17]. Это позволяет обеспечить автоматизацию экспериментальных исследований измерений и анализа БПП при проведении различного уровня исследования ДВС, связанных с разработкой технических средств определения параметров технического состояния и отработкой технологий диагностирования. ИИС может использоваться для оснащения испытательных стендов при выполнении работ, связанных с анализом рабочих процессов ДВС при модернизации и проектировании новых двигателей.

Литература

1. *Альт В.В., Савченко О.Ф.* Регистрация и обработка параметров рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания // Актуальные вопросы мех. и электр. с.-х. пр-ва: науч.-техн. бюлл.: Вып. 7 / ВАСХНИЛ, Сиб. отд-ние, СибИМЭ. — Новосибирск, 1979. — С. 30–31.

2. Устройство для измерения скорости нарастания давления в цилиндре поршневого двигателя : а. с. 951090 СССР, М.Кл.3 G 01 L 23/08. / В.А. Пономарев, В.В. Альт, О.Ф. Савченко [и др.] (СССР). — № 2752569/18-10 ; заявл. 12.04.79 ; опубл. 15.08.82 ; Бюл. № 30. — 3 с.

3. Система для регистрации и обработки индикаторных диаграмм : а.с. 954839 СССР, М.Кл.3 С 01 М 15/00. / Савченко О.Ф., Бухтияров И.Д., Альт В.В. [и др.] / (СССР). — № 3241786/25-06 ; заявл. 26.01.81; опубл. 30.08.82; Бюл. № 32. — 10 с.

4. Комплекс измерительно-вычислительный ИВК «ЦИКЛ»: тех. условия ТУ 10-05.0001.025–86 /СОПКТБ СО ВАСХНИЛ. — Новосибирск, 1986. — 40 с.; методика поверки МИ 1719-87 / ФТИ СО ВАСХНИЛ.— Новосибирск, 1987. — 36 с.

5. *Альт В.В., Савченко О.Ф., Гареев И.С.* Информационно-измерительная система для анализа быстропеременных процессов при испытаниях двигателей внутреннего сгорания // Методы, техн. ср-ва контр. и диагн. машин : сб. научн. тр. / ВАСХНИЛ, Сиб. отд-ние, ФТИ. — Новосибирск. — 1987. — С. 35—40.

6. Устройство для измерения давления поршневого двигателя внутреннего сгорания : а. с. 1778584 СССР, М.Кл.3 С 01 L 23/10. / В.В. Минеев, И.С., Гареев, О.Ф. Савченко (СССР). — № 4848306/10; заявл. 09.07.90; опубл. 30.11.92; Бюл. № 44. — 4 с.

7. *Савченко О.Ф., Добролюбов И.П., Альт В.В.* Особенности и принципы построения экспертной системы оценки состояния ДВС // Современные методы, средства измерений и автоматизации для исследований физических процессов в сельском: сб. науч. тр./РАСХН, Сиб. отд-ние, СибФТИ. — Новосибирск, 1993. — С. 59–73.

8. *Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В.* Измерительный технологический комплекс экспертизы технического состояния ДВС // Двигателестроение. — 1998. — № 2. — С. 27–30.

9. *Добролюбов И.П., Савченко О.Ф.* Расширение возможностей измерительного технологического комплекса экспертизы технического состояния ДВС // Двигателестроение. — 2004. — № 2. — С. 25–27.

10. *Савченко О.Ф.* Автоматизированный технологический комплекс экспертизы ДВС на базе CALS-технологий // Достижения науки и техники АПК. — 2006. — № 11. — С. 20–22.

11. Регистрация физических процессов протекающих в ДВС : свидетельство РФ о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013612555 / Альт В.В., Ольшевский С.Н., Борисов А.А., Добролюбов И.П., Савченко О.Ф. (RU); ГНУ СибФТИ Россельхозакадемии (RU) — заявка № 2013610006; заявл. 09.01.2013; опубл. 05.03.2013.

12. *Добролюбов И.П., Савченко О.Ф.* Выбор совокупности косвенных диагностических параметров для измерительной экспертной системы ДВС // Двигателестроение. — 2012. — № 2. — С. 30–33.

13. *Альт В.В., Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Ольшевский С.Н.* Техническое обеспечение измерительных экспертных систем машин и механизмов в АПК: монография / Под ред. В.В. Альта; Россельхозакадемия, Сибирское региональное отделение, ГНУ СибФТИ Россельхозакадемии. — Новосибирск, 2013. — 523 с.

14. Способ определения технического состояния двигателей внутреннего сгорания и экспертная система для его осуществления : пат. 2293962 Российская Федерация / Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В.; заявл. 07.06.05; опубл. 20.02.07, Бюл. № 5. – 81 с.

15. Способ определения технического состояния двигателей внутреннего сгорания и экспертная система для его осуществления : пат. 2428672 РФ, МПК G 01 M 15/04. / Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В.В., Ольшевский С.Н. (РФ). — № 2009119973/06; заявл. 26.05.2009; опубл. 10.09.2011; Бюл. № 25. — 224 с.

16. *Добролюбов И.П., Савченко О.Ф., Альт В. В., Ольшевский С.Н.* Разработка компьютерной настраиваемой модели двигателя внутреннего сгорания / Вычислительные технологии. — 2013. — Т. 18, № 6. — С. 54–61.

17. *Савченко О.Ф. Ольшевский С.Н., Рихтер В.А.* Автоматизация экспериментальных исследований двигателей внутреннего сгорания // Сибирский вестник сельскохозяйственной науки / Новосибирск, 2008. — № 9. — С. 82–91.

УДК 621.899

МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНАЯ ДОБАВКА К МОТОРНЫМ МАСЛАМ

В.В. Остриков, д.т.н., А.Г. Зимин, к.т.н., С.Ю. Попов, инженер
ГНУ ВНИИТиН Россельхозакадемии
В.В. Сафонов, д.т.н., СГАУ им. Н. И. Вавилова

Приведены результаты исследований по расширению функциональных возможностей ремонтно-восстановительных составов. Предложено новое технологическое решение и смазочная композиция, обеспечивающие повышение восстановительного эффекта от действия компонентов препарата с одновременным улучшением противоизносных свойств и степени чистоты работающего в двигателе моторного масла.

Моторные масла могут длительно и надежно выполнять свои функции, обеспечивая заданный ресурс двигателя только при соответствии его свойств тем термическим, механическим и химическим воздействиям, которым они подвергаются в смазочной системе двигателя и на поверхностях смазываемых и охлаждаемых деталей [1].

Вместе с тем известно, что по мере наработки моторные масла, в зависимости от технического состояния машины и нагрузочных режимов, интенсивно накапливают продукты старения, которые ограничивают установленные регламентом сроки службы масла [2].

Для поддержания двигателя в работоспособном состоянии, а в некоторых случаях даже увеличения межремонтного ресурса, применяются специальные добавки, присадки, ремонтно-восстановительные составы к маслам, которые дополнительно вносятся в работающее моторное масло [3, 4]. По заявлениям разработчиков для улучшения свойств масел разработан большой перечень различного рода добавок, позволяющий повысить противоизносные, антиокислительные и другие свойства масел. Также этими добавками можно придать работающим маслам ремонтно-восстановительные свойства, способствующие образованию на поверхностях трения защитных пленок, новообразований и т. д.

На основании многолетних исследований свойств различного рода присадок, трибопрепаратов, ремонтно-восстановительных составов и испытаний их в реальных условиях эксплуатации можно утверждать, что многие из отечественных и зарубежных разработок действительно обладают заявленными свойствами и эффектами [5].

При этом следует отметить, что используя практически все трибопрепараты, добавки, ремонтно-восстановительные составы, не решить вопросы продления сроков службы масла.

ГНУ ВНИИТиН совместно с СГАУ им. Н.И. Вавилова была поставлена задача — разработать принципиально новый многофункциональный ремонтно-восстановительный состав к работающим моторным маслам, способный продлить срок службы масла и восстанавливать изношенные поверхности деталей машин.

Принципы продления сроков службы масла базируются на том, что продукты старения, присутствующие в работающем моторном масле, необходимо нейтрализовать или удалить. Данный эффект должен быть достигнут внесением многофункционального трибопрепарата, способствующего коагуляции загрязнений и удалению их штатными центрифугами, встроенными в систему смазки двигателей. При этом одновременно добавка выполняет функции восстановления изношенных пар трения.

В результате проведенных совместных исследований удалось разработать принципиально новую многофункциональную смазочную композицию и новый технологический процесс. В композицию, состоящую из масла МС-20 и ряда синтезированных на основе ультрадисперсных порошков (УДП) чистых модифицированных металлов, улучшающих трибологические характеристики масел, вводится раствор агента, позволяющий повысить смазывающие свойства масел, разорвать связь частных присадок с мельчайшими загрязнениями менее 1 мкм (смол, асфальтенов, карбенов) и укрупнить их до размеров (20–30 мкм), доступных к удалению встроенными в систему смазки центрифугами.

В работавшее моторное масло с показателями:

- ✓ вязкость кинематическая — 10,2 мм^2/с;
- ✓ щелочное число — 3,9 мг KOH/г;
- ✓ кислотное число — 1,5 мг KOH/г;
- ✓ содержание нерастворимого осадка 0,8 %,

вносился многофункциональный препарат, состоящий из УДП и раствора агента в концентрации 3 % к массе масла. Смесь перемешивалась при комнатной температуре (20 °С) и оценивалось изменение физико-химических показателей. При этом установлено, что внесение препарата практически не оказывает влияния на изменение щелочности и кислотности масла (табл. 1). Следует отметить, что свойства масла при вне-

сении многофункциональной смазочной композиции практически не изменились, вследствие чего можно сделать вывод, что композиция первоначально не оказывает отрицательного воздействия на смазочный материал.

Для оценки смазывающих и противоизносных свойств многофункциональной смазочной композиции в работающих моторных маслах проведен анализ изменения диаметра пятна износа шариков на четырехшариковой машине трения.

Из табл. 2 видно, что при внесении многофункциональной смазочной композиции в соотношении 1 %масс. к работающему маслу диаметр пятна износа уменьшается по отношению к исходному маслу более чем на 15 %. При увеличении концентрации вносимой смеси уменьшается и диаметр пятна износа.

При постановке задачи расширения функциональных возможностей трибопрепарата, а именно включение функции очистки работающего моторного масла от продуктов окисления, старения масла, предполагалось минимизировать отсев вместе с загрязнениями, присутствующих в масле, и вносимых дополнительно с композицией ультрадисперсных порошков.

Для рассмотрения возможности очистки масла в системе смазки ДВС процесс моделировался на лабораторных центрифугах (табл. 3). Анализируя приведенные данные, отметим, что в процессе очистки удается практически полностью удалить продукты окисления из работающего масла. Вязкость масла снижается незначительно, кислотное число уменьшается более чем в 2 раза, содержание нерастворимого осадка уменьшается на порядок. Щелочное число масла, которое в определенной степени говорит об остаточном содержании присадок в масле и избирательном действии процесса (т. е. композиция на основе УДП порошков в процессе очистки практически не затронута и не высаждена на стенки центрифуги), изменилось незначительно.

Противоизносные, смазывающие свойства масла, оцениваемые диаметром пятна износа на четырехшариковой машине трения после внесения многофункциональной смазочной композиции и удаления продуктов окисления, повысились значительно и находились на уровне высококачественных свежих моторных масел (0,22–0,24).

Испытания, проведенные на машине трения «Колодка-ролик», подтвердили, что после внесения многофункциональной смазочной композиции в работающее моторное масло и последующее удаление продуктов окисления, износ по потери массы колодок уменьшился более чем в 4 раза, по сравнению с тем же маслом, работающем в штатном режиме. Результаты испытаний представлены на рис. 1.

На следующем этапе проводились испытания модифицированной смазочной композиции в двигателях тракторов, эксплуатирующихся в сельхозпредприятиях. На момент начала испытаний двигатели внутреннего сгорания находились в технически исправном состоянии. До и после

Таблица 1

Результаты физико-химического анализа действия многофункциональной смазочной композиции

Показатели	Исходное работавшее моторное масло	Масло с многофункциональной смазочной композицией
Вязкость кинематическая, мм^2/с, при 100 °С	10,2	10,2
Щелочное число, мг КОН/г	3,9	4,1
Кислотное число, мг КОН/г	1,5	1,6
Содержание нерастворимого осадка, %	0,8	0,8

Таблица 2

Результаты оценки противоизносных свойств работающего моторного масла после внесения в него многофункциональной смазочной композиции

Показатели	Исходное масло	Масло с многофункциональной смазочной композицией
Диаметр пятна износа, мм, при концентрации препарата, %	0,38	
1		0,33
2		0,31
3		0,29
4		0,28

Таблица 3

Результаты анализа физико-химических показателей работающего моторного масла до и после очистки с многофункциональной смазочной композицией

Показатели	Исходное работавшее моторное масло	Масло после внесения многофункциональной смазочной композиции и удаления продуктов окисления центрифугированием
Вязкость кинематическая, мм^2/с, при 100 °С	10,2	9,5
Щелочное число, мг КОН/г	3,9	3,2
Кислотное число, мг КОН/г	1,5	0,6
Содержание нерастворимого осадка, %	0,80	0,08
Диаметр пятна износа, мм (ЧШМТ)	0,38	0,22

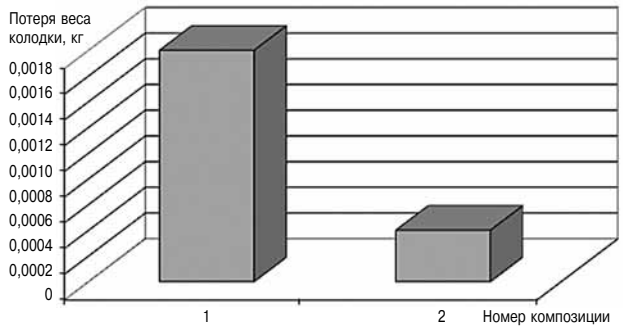


Рис. 1. Износ по потере массы колодок:
1 – исходное масло (М10Г$_2$к); *2* – масло после внесения модифицированной смазочной композиции и удаления продуктов старнения

испытаний на всех двигателях проводилось измерение расхода топлива на холостых и максимальных оборотах, измерялась компрессия в цилиндрах.

Технологический процесс осуществлялся следующим образом. В работающее моторное масло, после прогрева его в двигателе до температуры 80±5 °С, вносилась многофункциональная добавка. Двигатель запускался и работал на холостых оборотах в течение 30–40 мин. Далее двигатель останавливался, производился разбор и очистка центрифуги системы смазки, после чего двигатель запускался и работал в штатном режиме. Показатели двигателя внутреннего сгорания до начала испытаний и после представлены в табл. 4–6.

Как видно из этих таблиц, разработанная многофункциональная добавка и технологический процесс ее применения позволяют удалять продукты старения и загрязнения из работающих моторных масел, тем самым предполагать возможность продления срока службы моторных масел на 25–30 %. При этом работающее моторное масло после 30 минут работы двигателя с внесенными смазочными композициями на высоких оборотах изменило свой цвет с черного до прозрачного желтого, а полученные значения уменьшения расхода топлива, повышения компрессии в цилиндрах двигателей трактора после определенной наработки свидетельствуют о том, что разработанная смазочная композиция обладает достаточно высокими ремонтно-восстановительными свойствами.

Таблица 4

Исходные показатели двигателей внутреннего сгорания до внесения многофункциональной смазочной композиции

Показатели	ДВС трактора	
	МТЗ-80 № 18	МТЗ-80 № 22
Расход топлива на холостом ходу, л/ч	1,77	1,59
Расход топлива на max оборотах, л/ч	6,2	5,8
Компрессия, кгс/см^3 (1/2/3/4 цилиндры)	24,5/24,7/24,3/24,6	24,5/24,2/25/24,4

Таблица 5

Показатели двигателей внутреннего сгорания после внесения многофункциональной смазочной композиции и наработки 200 моточасов

Показатели	ДВС трактора	
	МТЗ-80 № 18	МТЗ-80 № 22
Расход топлива на холостом ходу, л/ч	1,5	1,16
Расход топлива на max оборотах, л/ч	5,3	4,86
Компрессия, кгс/см^3 (1/2/3/4 цилиндры)	26,1/25,8/25,9/26	26/25,9/26,1/26

Таблица 6

Характеристики работающего моторного масла до начала испытаний и после

Показатели	МТЗ-80 № 18		МТЗ-80 № 22	
	до очистки	после очистки	до очистки	после очистки
Вязкость кинематическая при 100°С, мм^2/с	11,5	10,6	10,8	10,1
Щелочное число, мг КОН/г	4,3	4,1	3,8	3,4
Кислотное число, мг КОН/г	1,4	0,8	1,7	0,65
Содержание нерастворимых загрязнений, %	0,9	0,01	0,85	0,005
Цвет, балл. ед. ЦНТ	8	5	9	5

Литература

1. Топлива, смазочные материалы, технические жидкости : Справочник / под ред. В.М. Школьникова // Изд. центр «Техинформ». — М., 1999. — 595 с.

2. *Остриков В.В.* Повышение эффективности использования смазочных материалов путем разработки и совершенствования методов, технологий и технических средств: дис. ... д-ра тех. наук. — ГНУ ВИИТиН Россельхозакадемии. — Саратов, 2000. — 560 с.

3. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости / В.В. Остриков и др. : учеб. пособие. — Тамбов : ГОУ ВПО ТГТУ. — 2008. — 302 с.

4. *Остриков В.В.* Информативность и взаимосвязь показателей качества работающих моторных масел / В.В. Остриков, Н.Н. Тупотилов, В.В. Белогорский // Техника в сельском хозяйстве. — 2008. — № 3. — С. 45–47.

5. Расширение функциональных возможностей добавок к моторным маслам / В.В. Остриков, А.Г. Зимин, С.Ю. Попов, В.В. Сафонов, К.В. Сафонов // Техника в сельском хозяйстве. — 2012. — № 6. — С. 32–33.

УДК 622.684:574.001.25

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИ БЕЗОПАСНЫХ ОХЛАЖДАЮЩИХ ЖИДКОСТЕЙ НА НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

П.А. Красножон, к.т.н, доц., Национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, Санкт-Петербург
В.А. Янчеленко, к.т.н, доц., Национальный минерально-сырьевой университет «Горный», Санкт-Петербург

Рассмотрены вопросы влияния на надежность и ресурс двигателей экологически безопасных охлаждающих жидкостей. Лабораторным ультразвуковым методом проведены испытания кавитационных и эрозионных разрушений деталей двигателей из чугуна, алюминия, азотированных, хромированных и чистых сталей при контакте с различными жидкостями в условиях высоких температур.

Снижение экологической опасности автомобильного транспорта является актуальной проблемой. Важный компонент этой опасности — применение низкозамерзающих охлаждающих жидкостей на основе этиленгликоля в системах охлаждения автомобильных поршневых двигателей.

Этиленгликоль — сильный пищевой яд. При перевозке и хранении этих жидкостей тара должна маркироваться несмываемой краской «Яд». Попадание жидкости на землю не допускается. После использования жидкость должна утилизироваться. Обслуживающий персонал при получении, хранении, транспортировке и применении этих жидкостей должен соблюдать строгие правила безопасности.

Указанные ядовитые жидкости широко применяются на автомобильном транспорте. К ним относятся антифризы А-40, А-65, тосол А-40М и другие, в том числе и зарубежного производства.

В настоящей работе рассмотрены результаты лабораторных испытаний экологически безопасного антифриза «Север А-40ПГ» отечественной разработки, предлагаемого для использования в качестве низкозамерзающей жидкости в системах охлаждения автомобильных двигателей при температуре окружающей среды до −40 °С.

Цель проведенных испытаний состоит в проверке способности антифриза «Север А-40ПГ» защищать охлаждаемые поверхности дизельных двигателей автомобилей от кавитационных и эрозионных разрушений и обеспечивать надежность (требуемый ресурс) эксплуатации автомобилей.

Антифриз «Север А-40ПГ» представляет собой водный раствор пропиленгликоля с антикоррозионными, противоизносными и антипенными присадками, является взрыво- и пожаробезопасной, нетоксичной охлаждающей жидкостью.

Этот антифриз обладает улучшенными экологическими характеристиками. Его производство уже освоено и является безотходным; гарантийный срок эксплуатации не менее 5 лет. Стоимость безопасного антифриза не превышает стоимости токсичных охлаждающих жидкостей, используемых на производстве в настоящее время.

Параллельно проводились испытания способности чистой водопроводной воды и воды с экологически безопасной водоэмульсионной присадкой «Экстрол» (в количестве 0,8 % от объема воды) защищать охлаждаемые поверхности от кавитационных и эрозионных разрушений.

Испытания предлагаемого антифриза проводились в сравнении с содержащими этиленгликоль экологически опасными охлаждающими жидкостями.

Методика испытаний. Использовался лабораторный ультразвуковой метод [1, 2] с применением магнитострикционных вибраторов, в основе работы которых лежит явление магнитострикции — деформация вещества под действием переменного магнитного поля. Такой метод позволяет проводить испытания с наибольшим приближением к условиям кавитационно-коррозионных разрушений в двигателях внутреннего сгорания и, кроме того, с минимальными затратами средств и времени.

Образцы из испытываемых материалов погружаются в ту или иную охлаждающую жидкость, а затем при включении вибратора подвергаются кавитационному воздействию. При этом образцы либо закрепляются на вибраторе и вместе с ним приводятся в колебательное движение, либо располагаются в непосредственной близости

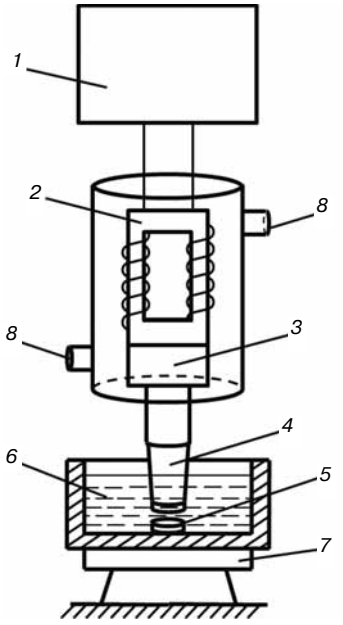


Рис. 1. Экспериментальная установка

под работающим вибратором (рис. 1).

Укрепленный на концентраторе вибратора и подвергающийся разрушению образец материала имитирует разрушение вибрирующей поверхности цилиндровой втулки; образец же, укрепленный под концентратором, имитирует условия разрушения неподвижной поверхности рубашки или блока цилиндров.

Кавитационные испытания могут проводиться как в неподвижном объеме жидкости, так и в движущихся потоках в специальных циркуляционных системах, которые с большим приближением моделируют реальные условия эксплуатации.

На рис. 1 изображен один из стендов для кавитационных испытаний. Он состоит из стендового ультразвукового генератора *1*, магнитострикционного вибратора *2*, концентратора *3*, волновода *4*, испытываемого образца *5*, ванны с жидкостью *6*, нагревательного элемента с терморегулятором *7*. Отверстия *8* служат для циркуляции воды, охлаждающей вибратор.

Испытания проводятся следующим образом. Образец металла какой-либо детали помещается в ванну с жидкостью на определенном расстоянии относительно волновода. При включении ультразвукового генератора в магнитострикционном вибраторе возбуждаются ультразвуковые колебания, которые усиливаются с помощью концентратора и закрепленного на нем волновода, помещенного в жидкость.

При этом вблизи образца возникает область, состоящая из кавитационных пузырьков, воздействие которых на поверхность образца приводит к разрушению его поверхности.

Нагревательный элемент с терморегулятором обеспечивает в ванне требуемую температуру жидкости, соответствующую реальным условиям эксплуатации детали. Закрепляя на концентраторе тот или иной волновод, можно регулировать амплитуду его колебаний. В качестве критерия оценки величины разрушений используется величина потерь массы образцов, взвешиваемых до и после проведения испытаний.

Однако потери массы образцов в качестве критерия кавитационно-коррозионных разрушений не всегда достаточно объективно позволяют оценить интенсивность разрушений, особенно при кавитационной эрозии, когда разрушения носят характер отдельных, проникающих в глубину пор и каналов.

Подобные разрушения, способные привести к быстрому выходу из строя деталей, недостаточно полно характеризуются только усредненной величиной общей потери массы образца.

Кроме того, при оценке степени кавитационной эрозии по уменьшению веса образцов (величина которого часто находится в пределах точности взвешивания) этот показатель служит не только характеристикой эрозии рабочей поверхности, но и степени коррозии всей поверхности образца (вследствие роста на ней окислов). При снятии окисла промывкой образца каким-либо методом

Таблица 1

Скорости разрушений по глубине, мм/ч, образцов из специального чугуна (хромированного и без обработки) в различных охлаждающих жидкостях при температуре 95 °С

Тип охлаждающей жидкости	Хромированные образцы	Образцы без обработки
Антифриз «Север А-40ПГ»	0,005	0,007
Антифриз А-65	0,016	0,016
Антифриз А-40М	0,021	0,021
Тосол А-40М	0,014	0,013
Вода без присадки	0,042	0,043
Вода с водоэмульсионной присадкой «Экстрол» в количестве 0,8 %	0,011	0,012

Таблица 2

Скорости разрушений по глубине, мм/ч, закаленных, азотированных и хромированных образцов из стали 38ХМЮА при температуре 60 °С в различных охлаждающих жидкостях

Тип охлаждающей жидкости	Закаленные образцы	Азотированные образцы	Хромированные образцы
Антифриз «Север А-40ПГ»	0,006	0,005	0,004
Антифриз А-65	0,015	0,014	0,016
Антифриз А-40М	0,015	0,015	0,016
Тосол А-40М	0,008	0,008	0,009
Вода без присадки	0,039	0,044	0,034
Вода с водоэмульсионной присадкой «Экстрол» в количестве 0,8 %	0,014	0,013	0,013

Таблица 3

Скорости разрушений по глубине, мм/ч, образцов из алюминия Ал9 при разных температурах в различных охлаждающих жидкостях

Тип охлаждающей жидкости	25 °С	60 °С	95 °С
Антифриз «Север А-40ПГ»	0,026	0,072	0,049
Антифриз А-65	0,205	0,180	0,163
Антифриз А-40М	0,125	0,090	0,105
Тосол А-40М	0,024	0,112	0,108
Вода без присадки	0,418	0,180	0,098
Вода с водоэмульсионной присадкой «Экстрол» в количестве 0,8 %	0,026	0,072	0,049

не исключается погрешность вследствие растворения основного металла, а при взвешивании образцов без снятия окислов — погрешность из-за окисления их поверхности. При этом вес образцов может даже возрасти.

В связи с этим при оценке кавитационно-коррозионных разрушений целесообразно определять не только потерю массы образца, но и использовать одновременно другие критерии, например, оценивать глубину разрушений.

Результаты испытаний. В табл. 1–3 представлены результаты испытаний образцов некоторых металлов, применяемых для изготовления цилиндровых втулок и блоков транспортных двигателей, на ультразвуковой моделирующей установке в различных охлаждающих жидкостях. Испытаниям подвергались как образцы с различными защитными покрытиями, так и без покрытий.

Проведенные испытания показали, что предлагаемая охлаждающая жидкость — антифриз «Север А-40ПГ» с улучшенными экологическими свойствами обладает высокой способностью защиты охлаждаемых поверхностей автомобильных двигателей от кавитационных и эрозионных разрушений.

Эти показатели лучше, чем у экологически опасных антифризов А-40М, А-65 и тосола А-40М. Показатели защиты образцов при воздействии водопроводной воды с водоэмульсионной экологически безопасной присадкой «Экстрол» в количестве 0,8 % несколько лучше показателей экологически опасных антифризов и тосола.

Как следует из полученных результатов, показатели разрушения охлаждаемых поверхностей образцов при использовании чистой водопроводной воды в три и более раз превышают аналогичные показатели всех других испытанных жидкостей.

Заключение

Таким образом, выполненные лабораторные испытания показали возможность использования экологически безопасной охлаждающей жидкости «Север А-40ПГ» без ухудшения ресурсных показателей автомобильных двигателей при летней и зимней (до температуры окружающей среды не ниже −40 °С) эксплуатации автомобилей.

Литература

1. *Красножон П.А., Янчеленко В.А.* Ускоренные ультразвуковые методы испытаний материалов, покрытий и технических жидкостей для автомобилей на эрозионную и коррозионную стойкость. Сборник «Проблемы теории и практики автомобильного транспорта». Вып. 4. — СПб. : Изд-во СЗТУ, 2011. — С. 55–62.

2. *Стативкин Г.П., Красножон П.А., Витвинский В.Е., Янчеленко В.А.* Способ исследования коррозии и эрозии металлов. А. с. № 1821687 от 10.04.1990 г. Бюл. изобретений № 22. — 1993 г.

УДК 621.43

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ NO_x СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC 2013)

По мере приближения срока ввода в действие стандарта IMO Tier 3, все большую остроту приобретают дискуссии по поводу средств достижения соответствующих целевых показателей по снижению выбросов NO_x.

Известные промышленно освоенные технологии снижения выбросов NO_x такие как SCR-NH_3 и EGR обладают рядом серьезных недостатков. Поэтому все большее внимание привлекают альтернативные технологии.

В докладе, перевод которого предлагается вниманию наших читателей, обсуждается возможность использования специальных полимерных мембран с селективной проницаемостью для изменения состава воздуха, поступающего в цилиндры. Уменьшение концентрации кислорода в воздухе ведет к снижению выбросов NO_x. Наиболее эффективно одновременное снижение концентрации кислорода и увлажнение воздуха на впуске. Мембранные технологии позволяют реализовать эти процессы как совместно (в одном агрегате), так и порознь.

Второй из публикуемых в этом номере докладов посвящен развитию одной из традиционных технологий — снижению выбросов NO_x за счет применения экстремального цикла Миллера. Показано, что требования IMO Tier 3 могут быть выполнены при следующих условиях:

- ➢ наличие двухступенчатого турбонаддува;
- ➢ наличие регулируемой системы импульсного впрыска топлива высокого давления;
- ➢ использование водотопливной эмульсии.

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

СНИЖЕНИЕ СОДЕРЖАНИЯ NO_x В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ НА 80 % С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ НА ОСНОВЕ ПОЛИМЕРНОЙ МЕМБРАНЫ

Kazuyuki Maeda, Dai Yamanishi,
National Fisheries University, Япония
Akihiko AZETSU, Tokai University, Япония
Hirokazu Ohno, Atsushi Shimizu,
Tomohiro Niihama, Masahiro Tsukamoto,
Asahi Kasei Chemicals Corporation, Япония

Реферат

Согласно правилам IMO Tier 3, к 2016 г*. выбросы NO_x от судов, находящихся в зонах контролируемых выбросов (ECA), должны быть снижены более чем на 80 % относительно уровня, предусмотренного IMO Tier I. Это может быть достигнуто за счет таких технологий, как каталитическое восстановление (SCR), увлажнение заряда (например, путем эмульсификации топлива), а также рециркуляция отработавших газов (EGR). В последнее время большое внимание уделяется развитию технологий на основе полимерной мембраны с увлажнением и обогащением азотом (Nitrogen-enrichment Humidification Membrane — NHM), разработанные фирмой «Asahi Kasei Chemicals Corporation» (Япония). Эта технология обеспечивает снижение выбросов NO_x за счет уменьшения концентрации кислорода во впускном воздухе с помощью специальной мембраны при одновременном его увлажнении. Поскольку данное устройство устанавливается на стороне всасывания, на него не влияют ограничения по содержанию серы в топливе, и оно не подвержено влиянию тенденций, связанных с изменением состава и источников поступления судового топлива в будущем. Система является абсолютно безопасной в экологическом отношении, так как использует для своей работы только воздух и воду. В рамках настоящей темы был проведен ряд экспериментов по снижению содержания NO_x в отработавших газах судовых дизелей. На первом этапе была создана экспериментальная «бомба» высокого давления с двумя смотровыми окнами, предназначенная для изучения характеристик впрыска и сгорания топлива в условиях низкого содержания кислорода в воздухе, высоких температур и давлений. На втором этапе система NHM подключалась к всасывающим трактам высокооборотного судового дизеля и малооборотного двухтактного одноцилиндрового отсека с целью изучения влияния концентрации кислорода и влаги в воздушном заряде на выбросы NO_x. Полимерная мембрана системы NHM обладает селективной проницаемостью в отношении кислорода и водяного пара. Система NHM состоит из двух компонентов — «системы снижения концентрации кислорода» и «системы увлажнения», с помощью которых можно легко регулировать обе указанные величины. Были выполнены следующие эксперименты:

➢ Визуализация сгорания: в экспериментальной «бомбе» с двумя смотровыми окнами с помощью высокоскоростной цветной видеокамеры через одно из окон производилась съемка протекающих процессов.

* Дата введения IMO Tier 3 только для Североамериканской зоны ECA.

➢ Исследование влияния концентрации кислорода: влажность воздуха на всасывании была доведена до 0 % с помощью осушителя. Затем концентрация кислорода в воздухе на всасывании была снижена с 21 до 16,2 % с помощью «системы снижения концентрации кислорода».

➢ Исследование влияния влагосодержания: влагосодержание воздуха на всасывании увеличивалось с 0 до 16 % с помощью «системы увлажнения».

➢ Исследование совместного влияния концентрации кислорода и влагосодержания в воздухе на всасывании: концентрация кислорода последовательно задавалась на уровне 21, 20, 19 и 18 %, после чего влагосодержание соответственно увеличивалось для каждого заданного значения концентрации кислорода.

Как показали результаты экспериментов, требования стандартов IMO могут быть выполнены при следующих условиях.

➢ При снижении концентрации кислорода температура пламени уменьшается в основном за счет эффекта разбавления продуктов сгорания, а также за счет роста концентрации CO_2, вызванного усилением тепловыделения. В результате выбросы NO_x снижаются.

➢ Уменьшение выбросов NO_x при снижении концентрации кислорода имело место при любой нагрузке. При этом для достижения требований стандарта IMO Tier 3 достаточно задать уставку по содержанию кислорода на уровне менее 17 %.

➢ Эффект снижения выбросов NO_x за счет снижения концентрации кислорода при одновременном увеличении влагосодержания усиливается, поэтому требования стандарта IMO Tier 3 можно выполнить, задав уставку по содержанию влаги во всасываемом воздухе на уровне более 16 mol. %.

ВВЕДЕНИЕ

Чтобы обеспечить выполнение требований стандартов IMO, производителям судовых двигателей пришлось разработать целый ряд технологий [1–8]. Наиболее эффективными, с точки зрения сокращения выбросов NO_x, оказались следующие решения: селективное каталитическое восстановление (SCR); рециркуляция отработавших газов (EGR); увлажнение рабочей смеси.

Селективное каталитическое восстановление NO_x осуществляется в реакциях с аммиаком или мочевиной, применяемых в качестве восстановителей. Хотя данная технология уже используется в наземных установках, ее применение на судах сталкивается с рядом проблем, а именно: малая эффективность при низких температурах отработавших газов, ущерб, наносимый окружающей среде из-за возможных утечек аммиака, а также высокие эксплуатационные расходы.

В процессе EGR концентрации кислорода на впуске снижается за счет добавления части отработавших газов в поток свежего воздуха, при этом удельная теплоемкость заряда увеличивается в результате возврата части продуктов сгорания (CO_2 и H_2O) во всасывающий тракт перед турбокомпрессором. Однако отработавшие газы перед поступлением в турбокомпрессор нуждаются в очистке от сернистых соединений, которые могут стать причиной низкотемпературной коррозии, а также от частиц сажи (PM). Кроме того, температуру отработавших газов необходимо снизить. Все это приводит к необходимости обеспечить в машинном отделении значительное пространство над двигателем для размещения системы очистки отработавших газов перед турбокомпрессором.

В последнее время получила развитие технология на основе полимерной мембраны, снижающей содержание кислорода (oxygen reduction membrane — ORM), разработанная фирмой «Asahi Kasei Chemicals Corporation» (Япония). Эта технология с помощью специальной мембраны одновременно уменьшает концентрацию кислорода и увеличивает влагосодержание во всасываемом воздухе, что приводит к снижению NO_x. Поскольку мембрана находится на стороне всасывания, качество топлива (в частности, содержание в нем серы) на работу системы не влияет. К тому же рассматриваемая система, использующая только воду и воздух, экологически безопасна.

В рамках настоящей работы в начале были изучены характеристики впрыска/сгорания дизельного топлива при очень низкой концентрации кислорода в экспериментальной «бомбе» со смотровыми окнами [9].

Цель этих экспериментов — выявить влияние концентрации кислорода на температуру пламени и кинетику образования NO_x при одновременном снижении концентрации кислорода и увеличении содержания влаги в воздухе на всасывании.

ВЛИЯНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ КИСЛОРОДА НА ТЕМПЕРАТУРУ ПЛАМЕНИ

Оборудование и методика эксперимента

Схема экспериментальной установки показана на рис. 1. Установка состоит из «бомбы» постоянного объема, системы впрыска топлива с электронным управлением и нескольких оптических систем, используемых для наблюдения за процессом. Внутренняя полость «бомбы» имеет форму цилиндра диаметром 80 мм с двумя кварцевыми смотровыми окнами размером 80 мм. Система впрыска топлива установлена на верхнем торце цилиндра и ориентирована так, чтобы факел топлива был направлен сверху вниз.

Для впрыска использовался гидравлический аккумулятор с электронным управлением [10]. Высокие значения температуры и давления со-

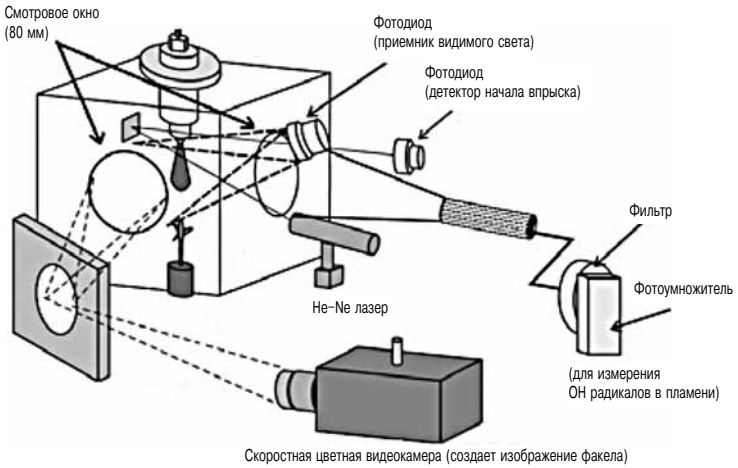


Рис. 1. Экспериментальная установка

Таблица 1

Условия эксперимента

Давление впрыска, МПа	100
Давление в «бомбе», МПа	3,0
Температура в «бомбе», K	985
Диаметр отверстий, мм	0,18
Масса впрыснутого топлива, мг	15
Концентрация O_2, %	8–21
Концентрация CO_2, %	0–15
Топливо	JIS#2 Diesel

здавались с помощью сжигания водорода в воздухе, обогащенном кислородом. Состав смеси подбирался таким образом, чтобы обеспечить заранее определенный уровень концентрации кислорода после сгорания водорода. После сгорания водорода впрыск топлива осуществлялся в момент, когда давление достигало требуемой величины, а процесс сгорания топлива фиксировался на высокоскоростную цветную камеру.

Для оценки двухмерного (2D) распределения температур в факеле использовался двухцветный метод [11]. Этот метод основан на использовании соотношения между интенсивностью светового потока от светящегося пламени в двух областях спектра. Одновременно с температурой сажи регистрировался коэффициент KL, который является мерой количества сажи. Калибровка системы производилась с помощью вольфрамовой лампы.

Параметры впрыска топлива и условия его сгорания представлены в табл. 1. Давление впрыска было постоянно и составляло 100 МПа. Впрыск представлен ступенчатой функцией, воспроизводящей типичный процесс впрыска в системе common rail.

Влияние концентрации кислорода на температуру пламени

На рис. 2 показаны 2D-распределения температур, зарегистрированные двухцветной термометрической системой. Изображения, полученные при концентрации кислорода 10, 12, 16 и 21 % сравнивались между собой при значениях концентрации CO_2 в сосуде, равных 0 и 15 %. Показанные на рис. 2 изображения получены в тот момент, когда площадь сечения пламени достигала максимума. Как следует из рис. 2, при уменьшении концентрации кислорода происходит монотонное снижение температуры пламени. Это объясняется, главным образом, эффектом разбавления продуктов сгорания. При уменьшении концентрации кислорода факел пламени смещается вниз вследствие растущей задержки воспламенения. Локализация факела от уровня CO_2 не зависит, хотя при содержании CO_2, равном 15 %, его температура резко падает по причине бо́льшей удельной теплоемкости CO_2.

На рис. 3 и 4 показано изменение средней температуры факела в функции времени. Здесь средняя температура пламени — это величина, вычисляемая интегрированием по всей области светящегося факела в двухмерном отображении. На рис. 3 можно видеть снижение температуры пламени и возрастающую задержку момента появления видимого факела при снижении содержания кислорода. Сравнение данных рис. 3 и 4 показывает, что добавление CO_2 снижает тем-

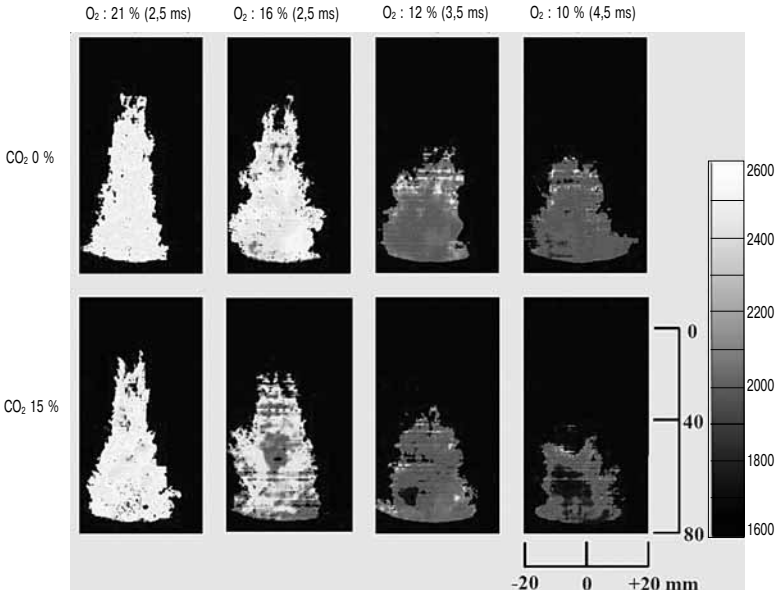


Рис. 2. Влияние концентрации кислорода на температуру факела в двухмерном отображении

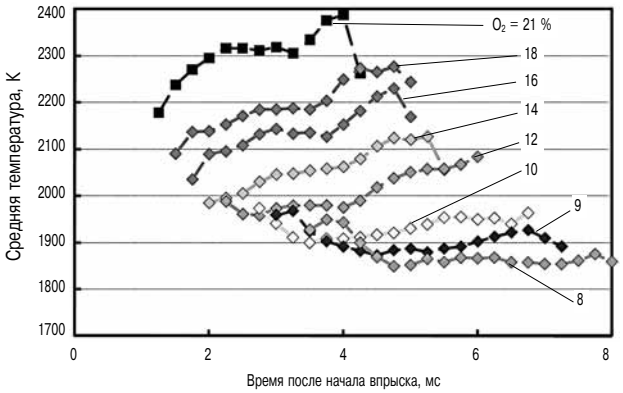


Рис. 3. Влияние содержания кислорода на среднюю температуру пламени (CO_2 0 %)

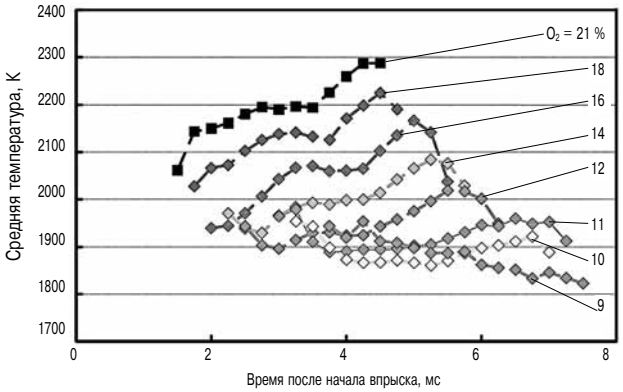


Рис. 4. Влияние содержания кислорода на среднюю температуру пламени (CO_2 15 %)

пературу пламени примерно на 100 К. Эти результаты говорят о том, что снижение температуры пламени способствует торможению образования NO_x, за счет снижения концентрации кислорода, что эквивалентно применению EGR.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ ОБРАЗОВАНИЯ NO_x НА 80 %

Оборудование и методика эксперимента

Система снижения концентрации кислорода и увлажнения воздуха

Принципиальная схема системы снижения концентрации кислорода и увлажнения воздуха на основе полимерной мембраны показана на рис. 5.

Когда воздух во всасывающем тракте достигает полупроницаемой мембраны (рис. 5, *а*), молекулы кислорода проходят через мембрану легче, чем молекулы азота. Поэтому концентрация кислорода в воздухе, попадающем в камеру сгорания, ниже, чем перед мембраной. Прохождение кислорода через мембрану обусловлено перепадом давления на мембране. На рис. 5, *б* показано, как прохождение молекул воды через мембрану обеспечивает увлажнение воздуха во всасывающем тракте. Сочетание обоих указанных факторов приводит к тому, что в двигатель поступает воздух, отличающийся низкой концентрацией кислорода и высокой влажностью. При вычислении отно-

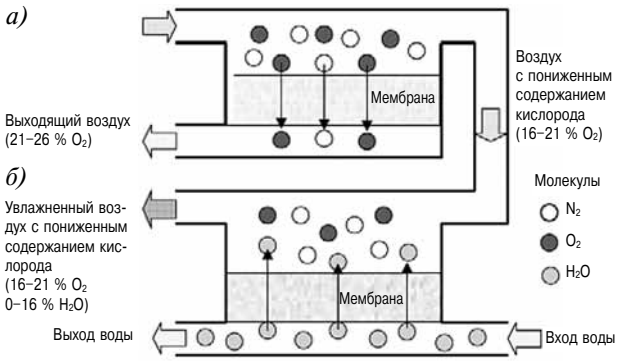


Рис. 5. Принципиальная схема системы снижения концентрации кислорода и увлажнения воздуха на основе полимерной мембраны

сительных количеств воды и кислорода, проходящих через мембрану, в качестве знаменателя используется площадь мембраны. Поэтому форма мембраны должна быть тщательно отработана, чтобы максимально увеличить ее площадь.

Экспериментальная установка

Чтобы оценить эффективность системы ORM, последняя была подключена к двигателю. В качестве объекта был выбран небольшой высокооборотный дизель из лаборатории Национального Университета Рыболовства, характеристики которого приведены в табл. 2. Потоки воздуха

Таблица 2

Характеристики опытного двигателя

Тип двигателя	4-тактный с непосредственным врыском, с турбонаддувом
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра, мм	110
Ход поршня, мм	125
Максимальная мощность, кВт	103
Частота вращения, об/мин	2400
Максимальное p_{me}, МПа	1,1
Отверстия распылителя, мм	5×0,32

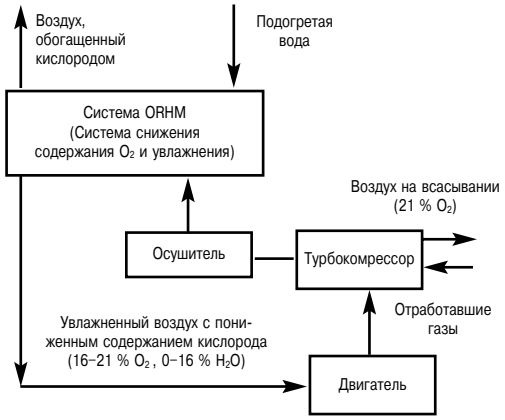


Рис. 6. Поток воздуха во всасывающем тракте и поток отработавших газов в экспериментальной установке

во всасывающем тракте и отработавших газов показаны на рис. 6. Влажность воздуха во всасывающем тракте сначала доводится до нуля с помощью осушителя, после чего концентрация кислорода устанавливается на уровне 16–21 %, а влажность задается на уровне 0–16 mol % с помощью системы увлажнения. Поскольку снижение содержания кислорода связано с выпуском части воздуха из системы, то обычно для компенсации потери воздуха требуется увеличить расход воздуха на всасывании. Проникновение кислорода через мембрану происходит под действием перепада давления, поэтому на стороне всасывания необходимо обеспечить повышенное давление. В экспериментальной установке повышенное давление создавалось не турбонагнетателем, а специальным компрессором, позволяющим поддерживать расход и давление воздуха на необходимом уровне.

Цель эксперимента

Цель эксперимента — определить зависимость снижения выбросов NO_x в зависимости от снижения концентрации кислорода и увеличения влажности воздуха на всасывании. Испытания проводились при нагрузке 25, 50, и 75 % от номинальной, причем на каждой нагрузке регистрировались следующие параметры: температура отработавших газов, концентрации NO_x, O_2, CO и CO_2, а также расход топлива.

Анализ результатов

Влияние концентрации кислорода на выбросы NO_x

На рис. 7 приведена зависимость выбросов NO_x от концентрации кислорода на всасывании при температуре порядка 40 °C. Концентрация кислорода изменялась в диапазоне от 16,2 до 21 %. Верхний предел допустимых выбросов NO_x для двигателя данного типа, согласно нормативам IMO Tier 3, составляет 1,96 г/кВт·ч. Как видно из графика, при снижении концентрации кислорода выбросы NO_x падают при любой нагрузке. При концентрации кислорода менее 17 % требования IMO выполняются гарантированно, без использования каких-либо дополнительных средств.

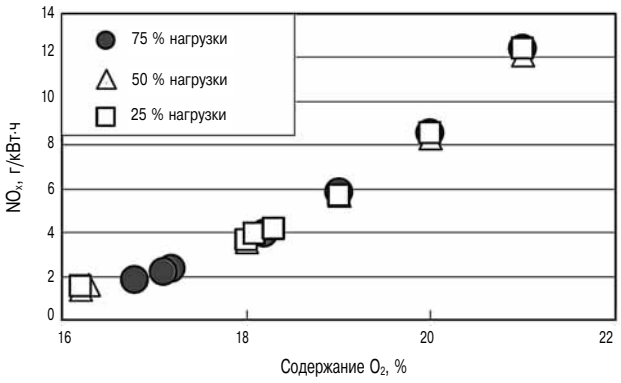


Рис. 7. Зависимость выбросов NO_x от концентрации кислорода на впуске

Как уже отмечалось ранее, процесс EGR ведет к росту удельной теплоемкости воздуха на всасывании, поскольку к воздуху добавляются CO_2 и H_2O, следовательно, при наличии EGR достаточной может оказаться даже меньшая степень снижения содержания кислорода. Уменьшение концентрации кислорода само по себе является менее эффективным средством снижения выбросов NO_x, нежели EGR. С другой стороны, система ORM не требует снижения температуры отработавших газов. Кроме того, процесс EGR, в отличие от NHM, связан с необходимостью очистки промывочной воды. Однако выполнить требования IMO Tier 3 с помощью мембранной системы при использовании существующих турбокомпрессоров будет непросто, поскольку для этого понадобится повышение давления во всасывающем тракте и расхода воздуха. Особенно сложно обеспечить необходимые уровни давления и расхода воздуха на низких нагрузках.

Влияние влагосодержания на выбросы NO_x

Влияние влагосодержания воздуха во впускном тракте на концентрацию кислорода при нагрузках 25 и 75 % показано на рис. 8. Из представленного графика, учитывая его практически линейный характер, следует, что концентрацию кислорода можно снижать, повышая влагосодержание

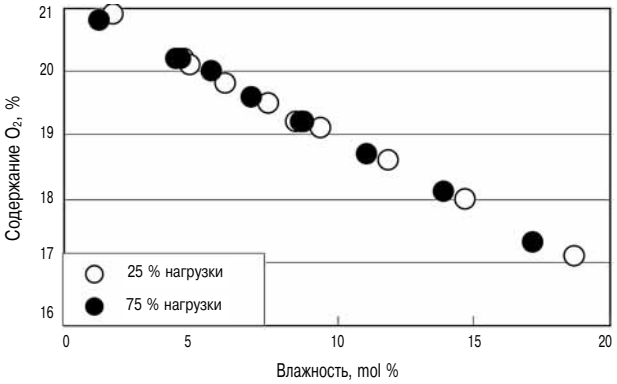


Рис. 8. Влияние влажности воздуха во впускном тракте на концентрацию кислорода

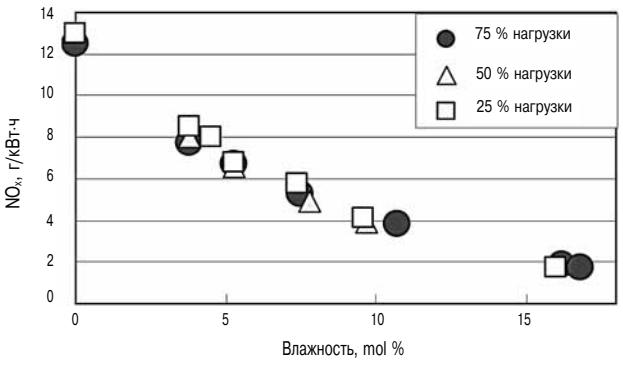


Рис. 9. Зависимость выбросов NO_x от влажности воздуха во всасывающем тракте

воздуха на всасывании. На рис. 9 показана зависимость выбросов NO_x от влажности, когда содержание кислорода в поступающем воздухе постоянно и составляет 21 %. С ростом влажности выбросы NO_x уменьшаются вследствие одновременного снижения концентрации кислорода — эффект, сочетающий в себе результаты, показанные на рис. 7 и 8. Как видно из рис. 9, требования IMO Tier 3 могут быть выполнены при условии, что содержание влаги в поступающем воздухе достигнет 15 mol %. Однако, прежде чем приступить к внедрению предлагаемой технологии в судовых установках, необходимо оценить, какая энергия понадобится для подачи и испарения воды в требуемых количествах, и насколько целесообразной окажется обсуждаемая технология с учетом необходимых затрат энергии.

Влияние одновременного изменения влагосодержания и концентрации кислорода на выбросы NO_x

На рис. 10 показаны зависимости снижения концентрации кислорода от влажности воздуха для варианта, в котором концентрации кислорода снижается только с помощью мембраны до начала увлажнения воздушного потока. Например, самый верхний график (кружки с черной заливкой) соответствует случаю, когда фильтрация воздуха через мембрану до его увлажнения не производится, а концентрация кислорода в нем соответствует базовому значению, т. е. 21 %. Третий сверху график (треугольники) соответствует случаю, когда концентрация кислорода в воздухе предварительно (перед его увлажнением) снижена до 19 %. Из рис. 10 следует, что при задании влажности воздуха на уровне 11 %, концентрация кислорода порядка 17 % и ниже легко достижима.

На рис. 11 показана зависимость между концентрацией кислорода и выбросами NO_x при различных значениях влажности. Кружками с черной заливкой обозначены состояния, в котором

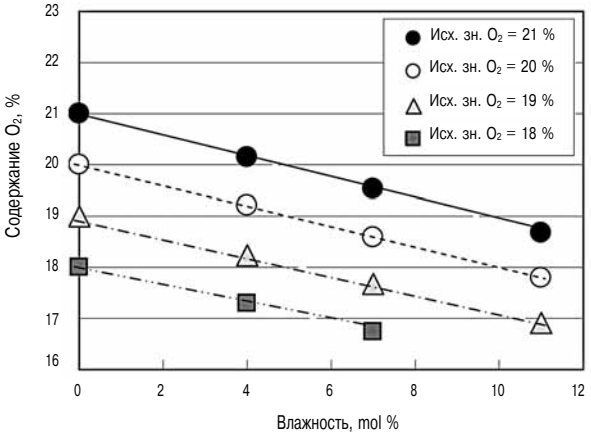


Рис. 10. Зависимость концентрации кислорода от влажности при различных исходных уровнях концентрации кислорода

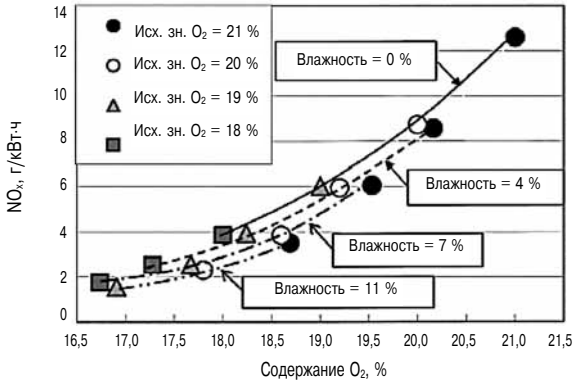


Рис. 11. Влияние концентрации кислорода на выбросы NO_x при различных значениях влажности

концентрация кислорода во всасываемом воздухе остается неизменной, а уровень выбросов NO_x при влажности 11 % снижается до 4 г/кВт·ч. Предварительное снижение концентрации кислорода в воздухе до 19 % позволяет выполнить требования IMO Tier 3 (NO_x = 1,96 г/кВт·ч) при значении влажности 11 mol %.

Более того, если концентрация кислорода будет вначале снижена до 18 %, то для достижения требований IMO Tier 3 влажности 7 mol % будет достаточно. Это подтверждает практическую применимость данной системы для снижения выбросов NO_x судовых дизелей путем одновременного снижения концентрации кислорода и увлажнения воздуха.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ПРЕДЛАГАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Снижение выбросов NO_x в опытном четырехтактном высокооборотном двигателе

Оборудование и методика эксперимента

В испытаниях были использованы газоразделительные мембраны, мембранные элементы (картриджи) и мембранные модули фирмы «Asahi Kasei Chemicals Corporation». На рис. 12 показана блок-схема мембранной системы снижения концентрации кислорода и увлажнения (ORHM), примененная на опытном двигателе, технические характеристики которого приведены в табл. 2. Операции снижения концентрации кислорода и увлажнения в данном случае выполнялись по отдельности. Для снижения концентрации кислорода использовались девять элементов с полыми волокнами, образующих 10 м^2 мембранной поверхности, или же восемь плоских элементов, образующих 7,5 м^2 мембранной поверхности каждый, а для увлажнения использовались четыре элемента с полыми волокнами, образующих 10 м^2 мембранной поверхности каждый. Воздух в двигатель подавался отдельным компрессором. Создаваемое компрессором давление использовалось для разделения газов в устройстве снижения

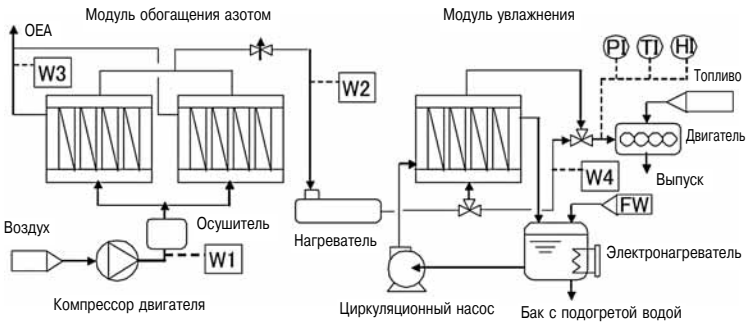


Рис. 12. Блок-схема процесса ORHM (для четырехтактного двигателя)

концентрации кислорода. В реальной установке функцию компрессора будет выполнять штатный турбонагнетатель дизеля. Влажность воздуха после компрессора снижалась до точки росы 20 °С с помощью осушителя. Воздух, выходящий из устройства снижения концентрации кислорода, нагревался с помощью электрического подогревателя и подавался в устройство увлажнения. В реальной установке необходимости в подогревателе не будет, поскольку температура воздуха на всасывании может регулироваться с помощью охладителя, установленного за турбокомпрессором. С помощью данного устройства можно менять относительную влажность от 0 до практически 100 %, а концентрацию кислорода — от 18 до 21 % по сухому воздуху. Концентрация кислорода измерялась с помощью гальванических датчиков (JKO-25, JIKO), а концентрация NO_x — с помощью хемилюминесцентных анализаторов (CLM-107, Shimadzu и EXSA-240CL, Horiba).

Результаты экспериментов

Влияние концентрации кислорода и уровня влажности воздуха на выбросы NO_x исследовалось при нагрузках 75, 50 и 25 % от номинальной. Соотношение кислорода и условного топлива поддерживалось в диапазоне от 1,6 до 4,3 (рис. 13). Как показывают приведенные на рис. 14 зависимости, при снижении концентрации кислорода скорость образования NO_x существенно снижается, достигая значения 2,0 г/кВт·ч при концентрации кислорода 18 %. Выбросы NO_x, соответствующие точкам на этом графике при значении концентрации кислорода 21 %, являются стандартными для данной модели двигателя. Верхняя кривая на графике соответствует сухому воздуху при температуре около 30 °С и концентрации водяного пара порядка 2,0 mol %, а нижняя кривая соответствует состоянию высокой влажности при температуре около 70 °С и концентрации водяного пара порядка 15,0 mol %. Из результатов эксперимента можно сделать вывод о том, что для достижения требований IMO Tier 3 оптимальной является концентрация кислорода порядка 17–18 %, а влажный воздух подавляет образование NO_x более эффективно, нежели сухой. Последнее объясняется возрастанием удельной теплоемкости смеси при ее увлажнении. Выбросы NO_x рассчитывались по расходу отработавших газов методом углеродного баланса. На рис. 15 показана зависимость выбросов NO_x от соотношения вода/топливо при нагрузке, равной 75 %. Изображенная на рисунке кривая отражает влияние влажности на образование NO_x, а область, расположенная ниже указанной кривой — влияние снижения концентрации кислорода. Увлажнение воздуха без снижения концентрации кислорода также приводит к снижению выбросов NO_x, однако наибольший эффект увлажнение воздуха дает именно в сочетании с уменьшением концентрации кислорода.

Можно отметить два ключевых фактора, определяющих возможность практического применения системы ORHM: массовый баланс воздуха на входе и скрытое тепло воды, участвующей в процессе. Если обозначить количество воздуха, поступающего к мембранным модулям W_1, количество воздуха, выходящего из устройства снижения концентрации кислорода W_2, количество

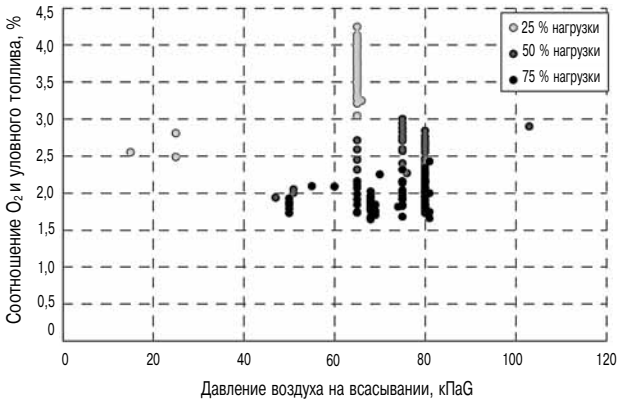


Рис. 13. Диапазон избытка кислорода, наблюдавшийся в ходе экспериментов

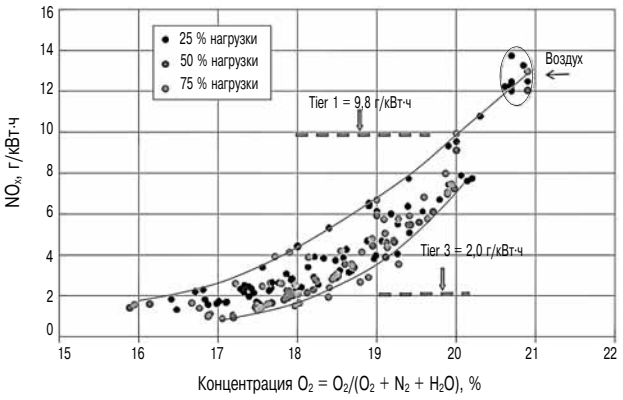


Рис. 14. Соотношение между образованием NO_x и концентрацией кислорода

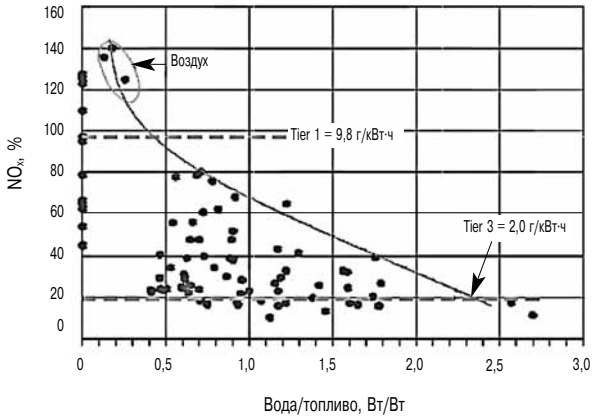


Рис. 15. Связь между образованием NO_x и соотношением воздух/топливо при нагрузке 75 %

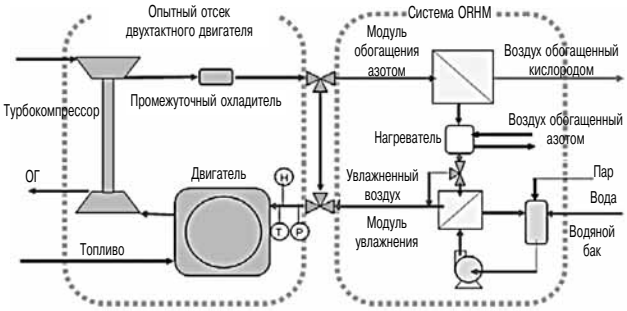


Рис. 16. Блок-схема процесса ORHM (для двухтактного двигателя)

Таблица 3

Технические характеристики опытного двухтактного двигателя

Мощность, кВт	857
Скорость, об/мин	171
Диаметр цилиндра, мм	400
Ход поршня, мм	1360
p_{me}, МПа	1,72

обогащенного кислородом воздуха, выходящего из устройства снижения концентрации кислорода W_3, и количество воздуха, выходящего из увлажняющего устройства W_4, то массовый баланс можно выразить как $(W_4 - W_1)/W_1$, где $W_1 = W_2 + W_3$. При отрицательном балансе имеет место недостаток воздуха на входе в двигатель по сравнению с количеством воздуха, поступающего на вход мембранных модулей, тогда как при положительном балансе имеет место избыток воздуха на входе в двигатель по сравнению с количеством воздуха, поступающего на вход мембранных модулей. С учетом характеристик штатного турбокомпрессора желательно поддерживать входной баланс на уровне выше 10 %.

Снижение выбросов NO_x в опытном двухтактном малооборотном двигателе

Оборудование и методика эксперимента

На рис. 16 показана блок-схема системы ORHM, которая использовалась в экспериментах, проводившихся на двухтактном одноцилиндровом двигателе типа MTE-40 производства «Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd». Технические характеристики опытного двигателя с системой ORHM приведены в табл. 3. В экспериментах, проводившихся в «Национальном Университете Рыболовства», на четырехтактном двигателе для облегчения анализа результатов эксперимента вместо штатного турбонагнетателя использовался отдельный компрессор. В данном случае использовался штатный турбонагнетатель двигателя, что существенно отличает условия проведения экспериментов. После промежуточного воздухоохладителя был установлен трехходовой клапан, позволяющий переключать подачу воздуха между штатным входом в двигатель и системой с полимерной мембраной. Всего в системе использовано 56 элементов с полыми волокнами, каждый из которых имеет 10 м^2 мембранной поверхности. После снижения концентрации кислорода воздух с помощью нагревателя доводился до заданной температуры перед его поступлением в систему увлажнения, состоящую из 32 аналогичных элементов с полыми волокнами. В процесс увлажнения разнонаправленные потоки воздуха и горячей воды движутся с обеих сторон мембраны, выполняющей роль теплообменника, причем температура увлажненного воздуха практически равна входной температуре горячей воды. Параметры поступающего воздуха измерялись с помощью гигрометрического манометра и термометра, установленных на входе в вентиляционную камеру машинного отделения, а общая концентрация NO_x в отработавших газах измерялась с помощью датчика NO_x типа VA3000 фирмы «Horiba». Выбросы NO_x рассчитывались по расходу отработавших газов методом углеродного баланса.

Результаты экспериментов

Влияние концентрации кислорода и уровня влажности всасываемого воздуха на выбросы NO_x исследовалось при нагрузках 25, 50 и 75 % от номинальной. Зависимость выбросов NO_x от концентрации кислорода в воздухе показана на рис. 17. Максимальные величины степени снижения NO_x при исходном содержании кислорода в воздухе 20,9 % составили 75, 84 и 88 % при значениях нагрузки двигателя 75, 50 и 25 % соответственно. При нагрузке 75 % для более эффективной работы мембранного модуля требуется давление наддува порядка 200 кПа, что приводит к потерям воздуха и ухудшает воздухоснабжение двигателя.

Степень снижения концентрации кислорода при нагрузке 75 % может быть откорректирована за счет увеличения числа используемых мембран-

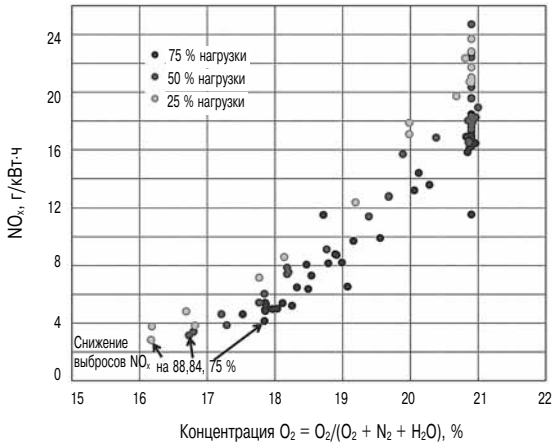


Рис. 17. Соотношение между образованием NO_x и концентрацией кислорода (для двухтактного двигателя)

ных модулей, что дает дополнительное снижение концентрации кислорода в воздухе. Это, однако, приводит к дальнейшему росту потерь воздуха на впуске, поэтому эксперимент был остановлен при степени снижения выбросов NO_x, равной 75 %. Учитывая достигнутый на данном двигателе базовый уровень выбросов IMO Tier 2, этого оказалось достаточно для соответствия требованиям IMO Tier 3.

При работе с системой ORHM расход топлива возрастает по сравнению с работой на штатном режиме примерно на 8 %. Показатели расхода топлива должны быть улучшены путем оптимизации рабочих параметров двигателя.

Подводя итоги, можно утверждать, что технология ORHM является эффективным средством достижения требований IMO Tier 3 по выбросам NO_x для четырехтактных высокооборотных двигателей, и может быть полезной также для двухтактных малооборотных двигателей.

Практическое применение системы ORHM в судовых условиях

Схема двигателя с системой ORHM показана на рис. 18. Воздух после турбокомпрессора (TC) через промежуточный воздухоохладитель (IC) поступает при заданной температуре в агрегат снижении концентрации кислорода (MM-1). Часть кислорода удаляется с помощью полимерной мембраны под действием давления, создаваемого турбокомпрессором. Таким образом, на выходе

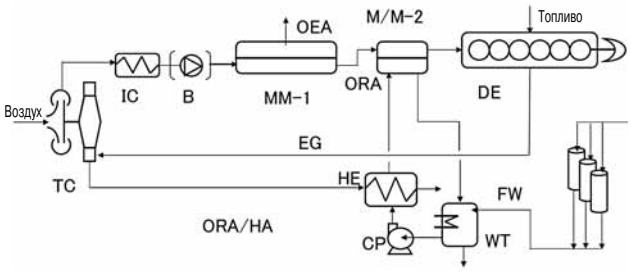


Рис. 18. Схема воздухоснабжения двигателя с ORHM

агрегата MM-1 образуется воздух со сниженной концентрацией кислорода (oxygen-reduced air — ORA), который можно назвать также воздухом, обогащенным азотом (nitrogen-enriched air — NEA). Воздух со сниженной концентрацией кислорода, увлажняется (humidified air — HA) в агрегате (MM-2) и затем поступает в двигатель. Отработавшие газы направляются в турбокомпрессор. Циркуляция подогретой воды, омывающей вторичную поверхность теплообмена увлажняющего агрегата, обеспечивается циркуляционным насосом (circulation pump — CP). Пресная вода (fresh water — FW), поступающая из водяного бака (water tank — WT), подогревается в теплообменнике (heat exchanger — HE) и направляется в увлажняющий агрегат. Скрытая теплота парообразования воды, испаряющейся в увлажняющем агрегате, отнимается у циркулирующей воды, вследствие чего возникает разность температур воды на входе и на выходе увлажняющего агрегата. В результате выпуска обогащенного кислородом воздуха (OEA), содержащего 25–28 % кислорода, общее количество воздуха на впуске соответственно уменьшается, хотя это частично компенсируется за счет паров воды в увлажненном воздухе.

В типичном случае входной баланс, рассчитываемый как [воздух — ORA, HA)]/воздух, поддерживается, как уже говорилось ранее, на уровне выше — 10 %, следовательно, при определенных условиях может происходить потеря воздуха на всасывании. Поэтому важно обеспечить согласование работы ORHM и турбокомпрессора. Еще одно практическое соображение состоит в том, что для увлажнения следует использовать пресную, а не соленую воду (поскольку газоразделительная мембрана непроницаема для соли), чтобы в двигатель поступал чистый водяной пар. Для эффективного увлажнения используемые мембраны должны иметь достаточно развитую поверхность. Для снижения концентрации кислорода и увлажнения теоретически можно использовать одни и те же мембранные модули, хотя в реальности для каждого конкретного проекта необходимо будет решать, какой вариант предпочтительнее — общая система снижения концентрации кислорода и увлажнения, или же раздельные системы. Выбор варианта определяют такие факторы как удобство обслуживания, ресурс мембранных модулей и простота управления работой системы, хотя алгоритмы такого управления могут оказаться достаточно сложными. Давление насыщенного пара, вычисляемое по уравнению Тетенса, зависит только от температуры [12]. Как видно из рис. 19, эффект разбавления воздуха при его увлажнении ослабевает по мере роста общего давления в системе. Поскольку давление наддува при снижении нагрузки двигателя

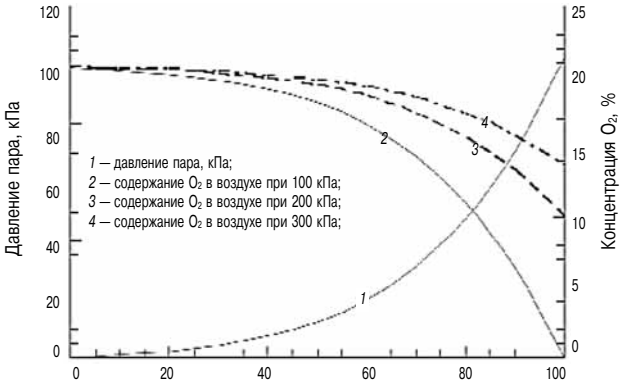


Рис. 19. Давление водяного пара, рассчитанное по уравнению Тетенса

уменьшается, соответственно уменьшается способность агрегата ММ-1 к снижению концентрации кислорода, в то время как увлажняющее действие агрегата ММ-2 усиливается. Таким образом, процессы снижения концентрации кислорода в воздухе и его увлажнения действуют однонаправлено. В реальных установках источником теплоты для парообразования и увлажнения заряда могут стать тепло отработавших газов и тепло охлаждающих жидкостей.

Возвращаясь к рис. 18, отметим, что нагнетатель (В) при необходимости может быть использован для повышения давления воздуха на всасывании. В этом случае мощность, потребляемая нагнетателем, также должна быть учтена.

Эффект подавления образования NO_x увеличивается при совместном применение ORM и водотопливной эмульсии (water emulsion fuel — WEF), представляющей еще один возможный способ увлажнения рабочей смеси. Данный метод в дальнейшем обязательно будет изучен в качестве одного из перспективных путей снижения выбросов NO_x.

ВЫВОДЫ

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

➢ Температура пламени в камере сгорания при уменьшении концентрации кислорода снижается, главным образом, благодаря эффекту разбавления, а также за счет повышения концентрации CO_2 — вследствие увеличения удельной теплоемкости смеси. Оба указанных эффекта приводят к снижению выбросов NO_x.

➢ Снижение выбросов NO_x при уменьшении концентрации кислорода имеет место при любой нагрузке двигателя. Для достижения уровня требований IMO Tier 3 достаточно просто снизить концентрацию кислорода до уровня не более 17 % (для сухого воздуха).

➢ Снижение выбросов NO_x происходит при увеличении влажности всасываемого воздуха, что также сопровождается уменьшением концентрации кислорода. Для достижения уровня требований IMO Tier 3 достаточно увеличить влажность воздуха на всасывании как минимум до 16 mol %.

➢ В зависимости от конкретных условий работы двигателя, выбросы NO_x могут быть эффективно снижены путем одновременного уменьшения концентрации кислорода на всасывании и увеличения влажности воздуха.

➢ Испытания, проведенные на одноцилиндровом отсеке двухтактного двигателя мощностью 865 кВт, подтвердили эффективность системы ORHM как средства снижения выбросов NO_x до уровня, соответствующего требованиям IMO Tier 3.

➢ Как показывают расчеты, для снижения выбросов NO_x до уровня нормативов IMO Tier 3 в двухтактном двигателе концентрация кислорода должна находиться в диапазоне 17−17,5 % при температуре точки росы порядка 60−65 °С (что соответствует температуре продувочного воздуха 65−70 °С).

➢ При работе двигателя с системой ORHM расход топлива возрастает примерно на 8 % по сравнению с обычными условиями (т. е. при содержании кислорода в воздухе, равном 21 %). Это подтверждает необходимость дальнейших исследований, направленных на оптимизацию процесса сгорания в условиях недостатка кислорода и повышенной влажности.

Литература

1. Exhaust Gas Emission Control Today and Tomorrow, MAN Diesel, (2008).

2. Preservation Technologies of the Environment for Designers of Large Marine Diesel Engines, The Japan Society of Mechanical Engineers, (2010), — P. 1−41.

3. The Trend of Elemental Technologies on the Development of Clean Diesel (in Japanese), NTS, (2008), — P. 127−146.

4. *Stookey D., Nemser S. and Keating E.* Oxygen/Nitrogen Enriched Air for Energy Application. Proc. of AlChE, November 17-21, Philadelphia, PA, (2008).

5. *Nemser, S. and Callaghan, K.* Combustion Engine Air Supply System. Patent US5960777, WO99/42709, (1999).

6. *Nemser S.* Air-intake System for Mobile Engines. Patent US5051113, (1991).

7. *Melhus O., Garasen I., Haukebo B., Langnes K. and Stookey D.* NO_x Emission Reduction by Use of N_2 Diluted Charge Air. Proc. of CIMAC, Bergen, № 218, (2010).

8. *Pedersen M.F.* Two-Stroke Engine Emission Reduction Technology: State-of-the-Art. Proc. of CIMAC, Bergen, № 85, (2010).

9. *Azetsu A., Hagio H. and Aoki M.* A Study on the Spray Combustion Characteristics of Bio Diesel Fuel. Proc. 26th CIMAC World Congress, 2010, CD-ROM.

10. *Wakisaka Y. and Azetsu A.* Effect of Fuel Injection Rate Shaping and Injection Pressure on Intermittent Spray Combustion. SAE Paper 2000-01-2793, 2000.

11. *Matsui Y., Kamimoto T. and Matsuoka S.* A Study on the Time and Space Resolved Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in a D.I. Diesel Engine by the Two-Color Method. SAE Paper 790491, 1979.

12. *Murray, F.W.* On the Computation of Saturation Pressure. J. Appl. Meteorology, 6, (1967), — P. 203−204.

ОПЫТ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЛИННОХОДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ ТУРБОНАДДУВОМ И ЭКСТРЕМАЛЬНЫМ ЦИКЛОМ МИЛЛЕРА

Mathias Fiedler, Hugo Fiedler,
FMC Fiedler Motoren GmbH, Германия
Peter Boy,
Flensburg University of Applied Sciences, Германи

Реферат

В настоящем докладе представлены результаты исследований, проводившихся на длинноходовом среднеоборотном двигателе. Работа проводилась специалистами Фленсбургского университета прикладных наук и фирмы «ABB Turbo Systems» на опытном трехцилиндровом длинноходовом дизеле типа FMC 4524, установленном в лаборатории Фленсбургского университета. Двигатель, спроектированный на соответствие экологическим нормативам IMO Tier 2, отличается следующими конструктивными особенностями:

➢ большое отношение хода поршня к диаметру цилиндра: s/d = 450/240 мм = 1,875;

➢ высокий механический КПД, который в значительной степени обеспечивается конструкцией коленвала, выполненной в соответствии с правилами классификационных обществ;

➢ камера сгорания оптимизирована на высокую степень сжатия (17,8);

➢ двухступенчатая система топливоподачи высокого давления с переменным давлением впрыска;

➢ одноступенчатый наддув;

➢ стандартные углы газораспределения (впускной клапан).

В ходе экспериментов конструкция двигателя дополнена двухступенчатым наддувом и газораспределением по циклу Миллера. Одновременно была модифицирована выпускная система с целью улучшения рабочих параметров двигателя на частичных нагрузках и его пусковых характеристик. Кроме того, в процессе экспериментов менялись фазы газораспределения по выпуску и характеристики впрыска. Данная работа ориентирована в первую очередь на снижение выбросов CO_2 и частиц (PM) при достижении уровня нормативов IMO Tier 3 по NO_x. Исследовались варианты изменения угла закрытия впускного клапана до 42° ПКВ перед НМТ («Miller-42») и 50° ПКВ перед НМТ («Miller-50»). В качестве первых результатов применения варианта «Miller-42» можно назвать снижение расхода топлива до 168 г/кВт·ч и снижение выбросов CO_2 примерно на 6 % по сравнению с базовой конфигурацией. Выбросы частиц, достаточно низкие и в базовом варианте, в ходе экспериментов оставались на том же уровне. Вопреки ожиданиям, удалось снизить выбросы окислов азота на 20 % примерно до 8 г/кВт·ч. Эксперименты планируется продолжить в направлении дальнейшего усиления эффекта Миллера, с увеличением угла закрытия впускного клапана до 60° ПКВ перед НМТ. Будут также оценены возможности дальнейшего снижения выбросов NO_x, с тем, чтобы достичь уровня IMO Tier 3. Это может быть достигнуто за счет применения EGR и впрыска водотопливной эмульсии в цилиндры.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время действуют нормативы IMO Tier 2. Уже на 2016 г. намечен ввод в действие нормативов IMO Tier 3 в Северо-американской зоне ECA. Вот почему развитие современных двигателей идет, главным образом, в направлении повышения экологических показателей.

Причем снижать нужно выбросы не только окислов азота и двуокиси серы, но также углекислого газа и твердых частиц.

Существуют лишь два способа снижения выбросов SO_2: очистка отработавших газов и изменение состава топлива. Что же касается выбросов NO_x, то здесь возможности гораздо шире.

Одна из таких возможностей — каталитическая очистка (SCR) и применение фильтров частиц — по крайней мере, до тех пор, пока допускается, с определенными ограничениями, использование тяжелых топлив, и пока производители и операторы могут себе позволить нести расходы, связанные с соответствующим усложнением конструкции и увеличением объема обслуживания.

Вместе с тем существуют «внутренние» и «внешние» методы влияния на термодинамические процессы в двигателе, позволяющие добиться снижения вредных выбросов. К числу таких методов относятся:

➢ оптимизация размерности двигателя;
➢ оптимизация параметров впрыска;
➢ оптимизация фаз газораспределения;
➢ оптимизация турбонаддува;
➢ рециркуляция отработавших газов;
➢ прямой впрыск воды в камеру сгорания;
➢ система увлажнения воздуха;
➢ использование водотопливной эмульсии.

Опытная установка

Для проверки эффективности некоторых из перечисленных выше мероприятий была разработана программа исследований на опытном двигателе типа FMC 4524 специалистами Фленсбургского университета прикладных наук совместно с фирмой «ABB Turbo Systems» и Фленсбургским НИИ судостроения (Institute for Ship Research, Flensburg).

Конструкция двигателя, первоначально созданного для изучения особенностей рабочего процесса в длинноходовых машинах, позволяет достичь вы-

соких значений степени сжатия — до 1:19 без изменения формы камеры сгорания. Основные характеристики двигателя приведены в табл. 1.

Кроме того, опытный двигатель оборудован высокоэффективной 2-ступенчатой системой впрыска.

Система впрыска топлива является гибридом системы common rail и насоса с механическим (от кулачкового вала) приводом, используемого в качестве первой ступени, который создает постоянное давление на входе плунжерного насоса второй ступени. Кроме того, давление, создаваемое в первой ступени, подпирает иглу распылителя. Давление на выходе плунжерного насоса действует на иглу форсунки, открывая ее, как в обычных системах впрыска (рис. 1)

Высокое противодавление на иглу распылителя позволило поднять давление открытия до 1300 бар, а давление закрытия — до 800 бар, притом что давление в первой ступени составляет 500 бар.

Это обеспечивает оптимальную форму факела на протяжении всего процесса впрыска. Тем самым устраняются области пониженного давления впрыска, наблюдаемые в начале и в конце впрыска в обычных системах и в некоторых системах common rail.

На рис. 2 показано влияние давления на выходе первой ступени на давление впрыска, подъем иглы распылителя и массовый расход топлива. При большом давлении в первой ступени движение иглы начинается с запаздыванием и происходит относительно медленно из-за большой противодействующей силы закрытия, действующей на иглу. Результатом являются сглаженная форма кривых топливоподачи и более плавное начало процесса сгорания (рис. 3).

Таблица 1

Исходные технические характеристики двигателя

FMC 4524 — Параметры двигателя	
Диаметр цилиндра, мм	240
Ход поршня, мм	450
s/d	1,875
Скорость, об/мин	600 (720)
Предельно допустимые выбросы NO_x по Tier 2, г/кВт·ч	10,10
Предельно допустимые выбросы NO_x по Tier 3 ECA, г/кВт·ч	2,50
BMEP, бар	24 (26)
Степень сжатия	(12)...17,8...(19)
Максимальное давление в цилиндре, бар	220
Число цилиндров	3 (6)
Турбонаддув	ABB Turbo Systems
Система впрыска	2-ступенчатая система FMC 2

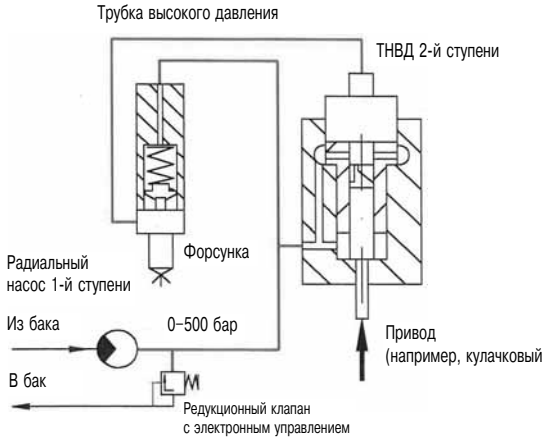


Рис. 1. Двухступенчатая система впрыска

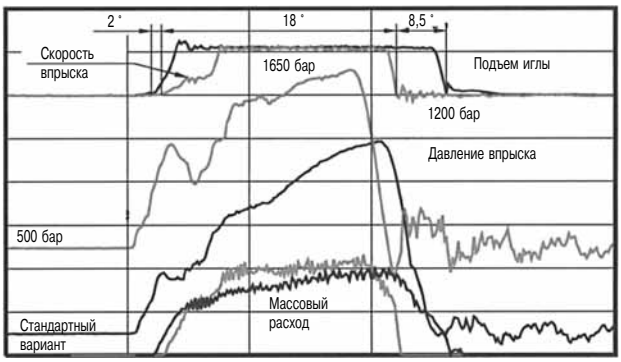


Рис. 2. Влияние давления на выходе первой ступени на давление впрыска, подъем иглы распылителя и массовый расход топлива

При этом, чем выше скорость и длительность впрыска, тем больше скорость тепловыделения, короче продолжительность сгорания и выше термодинамический КПД.

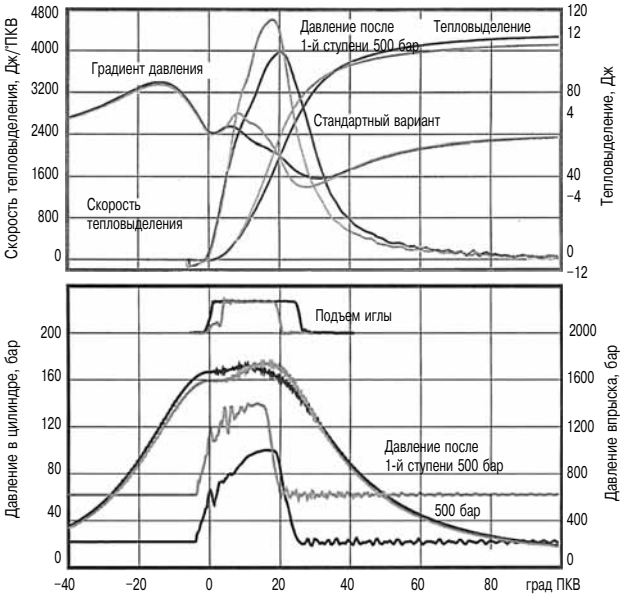


Рис. 3. Влияние давления на выходе первой ступени на характеристики впрыска и сгорания

Одноступенчатый наддув и цикл Миллера

Программа исследований базируется на результатах изучения двигателя FMC 4524, явившегося частью совместного проекта CLEAN I (1995–1998).

В качестве базовой была выбрана исходная конфигурация двигателя («A»), оптимизированная по расходу топлива, имеющая стандартные углы газораспределения, отличающаяся высокой интенсивностью впрыска, и, как следствие, высоким уровнем выбросов NO_x, превосходящим допустимый по нормам IMO Tier 1. Исходя из этого, была поставлена задача достичь уровня требований Tier 2, которая, предположительно, может быть решена одним из следующих способов:

➢ стандартные углы газораспределения (конфигурация двигателя «Buyer»), с использованием первой ступени системы впрыска;

➢ цикл Миллера с углом закрытия впускного клапана 40° ПКВ до НМТ, одноступенчатый турбонаддув и высокая интенсивность впрыска (конфигурация двигателя «C»); характеристики турбокомпрессора оптимизированы для получения требуемых (повышенных) значений степени сжатия и расхода воздуха.

В обоих случаях выполнение требований IMO Tier 2 по NO_x возможно (табл. 3). В конфигурации «B» это достигается за счет увеличения расхода топлива и почти двойного роста выбросов частиц. Применение цикла Миллера несколько снижает расход топлива и позволяет снизить выбросы частиц примерно на 40 %. Подробнее результаты испытаний показаны на рис. 4.

Переход на цикл Миллера позволяет снизить выбросы NO_x примерно на 40 %, при этом также существенно улучшаются показатели по расходу топлива (BSFC) и выбросам частиц (PM) на

Таблица 2

Варианты конфигурации двигателя Clean I

Конфигурация двигателя	Угол закрытия впускного клапана	Конфигурация турбокомпрессора	Давление впрыска первой ступени, бар
A	+35°	1-ступенч.	500
B	+35°	1-ступенч.	50–200
C	–40°	1-ступенч. модиф.	500

Таблица 3

Результаты испытаний варианта Clean I

Конфигурация двигателя	Цикл E2						BSFC мин	
	NO_x		BSFC		PM			
	г/кВт·ч	Δ %	г/кВт·ч	Δ %	мг/м³	Δ %	г/кВт·ч	Δ %
A	14,0	–	175	—	0,06	—	173	—
B	10,1	–28	186	6	0,16	196	184	7
C	9,3	–34	174	–1	0,03	–38	172	–1

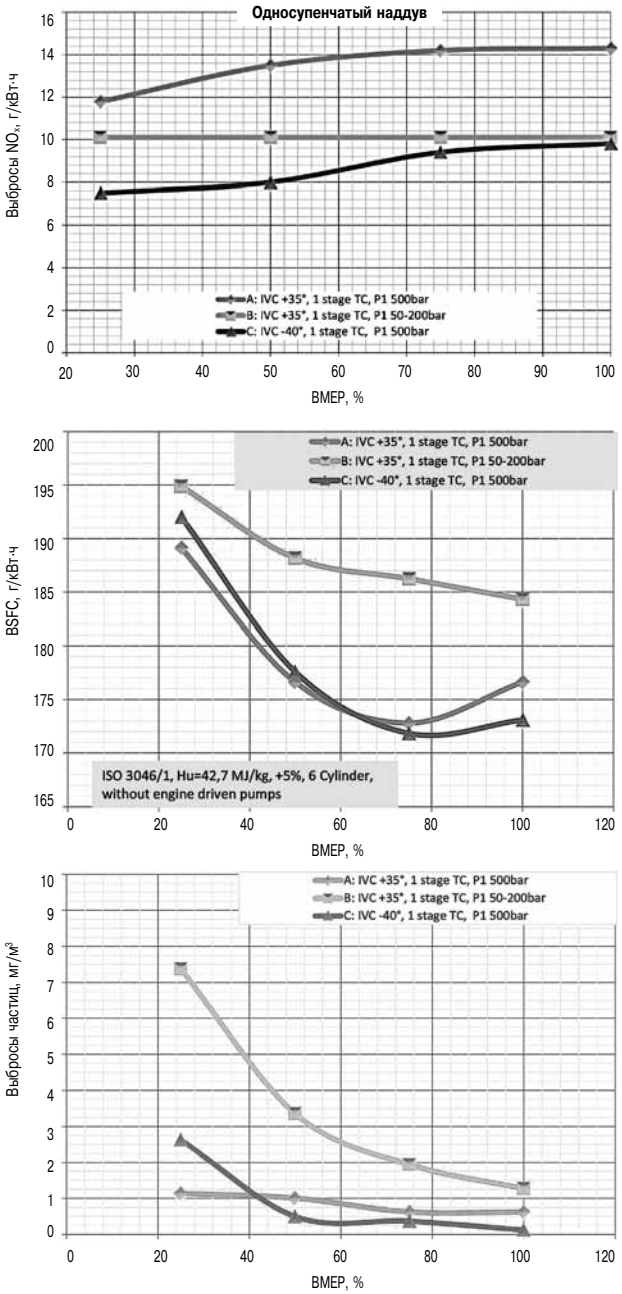


Рис. 4. Результаты испытаний CLEAN I

больших нагрузках. При нагрузках менее 50 % величины BSFC и PM оказываются несколько выше по сравнению с базовой конфигурацией («A») из-за недостаточного воздушного заряда на малых нагрузках при одноступенчатом наддуве.

Двухступенчатый турбонаддув и «Миллер-40»

Дальнейшее усиление эффекта Миллера невозможно из-за существующих ограничений по степени повышения давления и КПД турбокомпрессора, поэтому двигатель был переведен на двухступенчатый турбонаддув с промежуточным охлаждением.

Одновременно в конструкцию выпускной системы и фазы газораспределения были внесены

Таблица 4

Конфигурация двигателя с предельным значением эффекта Миллера

Конфигурация двигателя	Угол закрытия впускного клапана	Конфигурация турбокомпрессора	Давление впрыска первой ступени, бар
A	+35°	1-ступ.	500
C	−40°	1-ступ. модиф.	500
D	−42°	2-ступ.	500
E	−55°	2-ступ.	500
F	−63°	2-ступ.	300

Таблица 5

Результаты испытаний с предельным значением эффекта Миллера

Конфигурация двигателя	Цикл E2						BSFC мин	
	NO_x		BSFC		PM			
	г/кВт·ч	Δ %	г/кВт·ч	Δ %	мг/м³	Δ %	г/кВт·ч	Δ %
A	14,0	—	175	—	0,69	—	173	—
C	9,3	−34	174	−1	0,43	−38	172	−1
D	9,6	−32	177	1	0,43	−38	173	0
E	8,0	−43	172	−2	0,67	−3	168	−3
F	5,6	−60	175	0	1,07	55	171	−1

некоторые изменения, направленные на оптимизацию характеристик подачи воздуха на частичных нагрузках.

Указанные изменения сделали возможной работу двигателя даже при экстремальных значениях эффекта Миллера без каких-либо дополнительных мероприятий, вроде регулируемого угла открытия впускного клапана или подачи воздуха из внешнего источника. При этом на всех режимах удалось поддерживать уровни температур в выпускной системе и в турбокомпрессоре в допустимых пределах.

Сравнение результатов испытаний двигателя при IVC порядка 40° ПКВ до НМТ (конфигурации «C» и «D») показывает небольшой рост NO_x при 50 %-ной нагрузке, но в любом случае этот показатель остается значительно ниже допустимого по IMO Tier 2 (табл. 4).

BSFC при полной нагрузке не меняется, однако наблюдается существенный рост данного показателя при работе по испытательному циклу E2 в результате увеличения расхода топлива на долевых нагрузках. Выбросы частиц практически не изменяются (табл. 5).

При данных условиях двухступенчатый наддув в варианте «Миллер-40» не дает сколько-нибудь существенных преимуществ по сравнению с одноступенчатым.

Экстремальный цикл Миллера

При использовании экстремального цикла Миллера двухступенчатый наддув является единственным способом обеспечить достаточно высокое давление наддува (до 6,2 бар).

Дальнейшее увеличение угла закрытия выпускного клапана позволяет снизить выбросы NO_x — до 5,6 г/кВт·ч при IVC 63° ПКВ до НМТ (рис. 5).

По всей видимости, оптимальное значение BSFC достигается при IVC 55° ПКВ до НМТ, при этом выбросы NO_x находятся на 20 % ниже предельно допустимого значения по IMO Tier 2.

Минимальный расход топлива — 168 г/кВт·ч наблюдался при 75 %-ной нагрузке, однако на частичных нагрузках BSFC оказывается значительно выше, чем в исходной конфигурации «A».

Достигнутый низкий уровень выбросов NO_x теоретически оставляет возможность дальнейшей

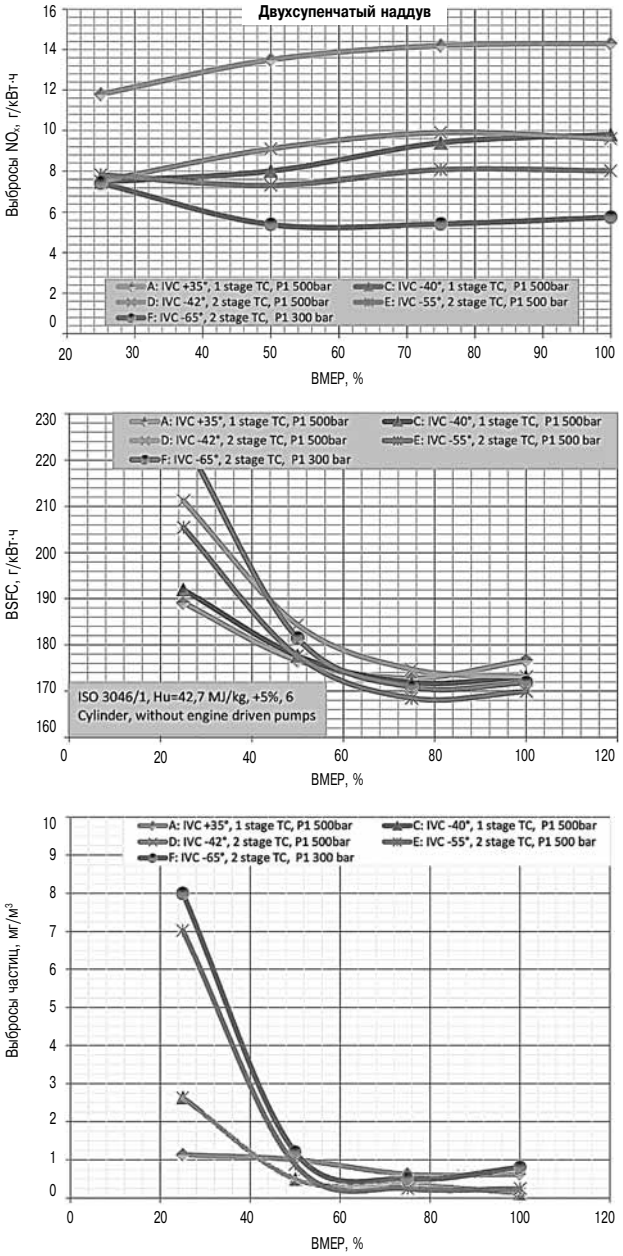


Рис. 5. Сравнение результатов испытаний вариантов с экстремальным циклом Миллера

оптимизации BSFC например, за счет увеличения угла опережения впрыска. Возможный выигрыш в данном случае невелик, поскольку кривая NO_x/SOI достаточно пологая.

В конфигурации «F» (IVC 63° ПКВ до НМТ) наблюдается лишь незначительный рост BSFC на высоких нагрузках, однако на долевых нагрузках расход топлива заметно увеличивается.

Подобным же образом ведут себя выбросы частиц: при нагрузках выше 50 % концентрация частиц сохраняется неизменной или даже уменьшается по сравнению с базовой конфигурацией («А»), однако на долевых нагрузках наблюдается ее резкий рост.

Отмеченный характер изменения показателей двигателя, по всей видимости, является следствием недостатка воздуха на низких и промежуточных нагрузках. Давление открытия иглы распылителя остается высоким — 1200 бар благодаря высокому давлению на выходе первой ступени системы впрыска. Форма факела остается оптимальной даже при малых нагрузках.

Увеличение на долевых нагрузках BSFC и выбросов частиц при повышении температуры газов и падением коэффициента избытка воздуха, очевидным образом демонстрируют достижимые пределы усиления эффекта Миллера, по крайней мере, в данных условиях.

При увеличении угла закрытия впускного клапана давление наддува растет. С другой стороны, максимальное давление в цилиндре при этом падает, что открывает возможности для дальнейшем оптимизации за счет, например, совершенствования системы турбонаддува или повышения степени сжатия (рис. 6).

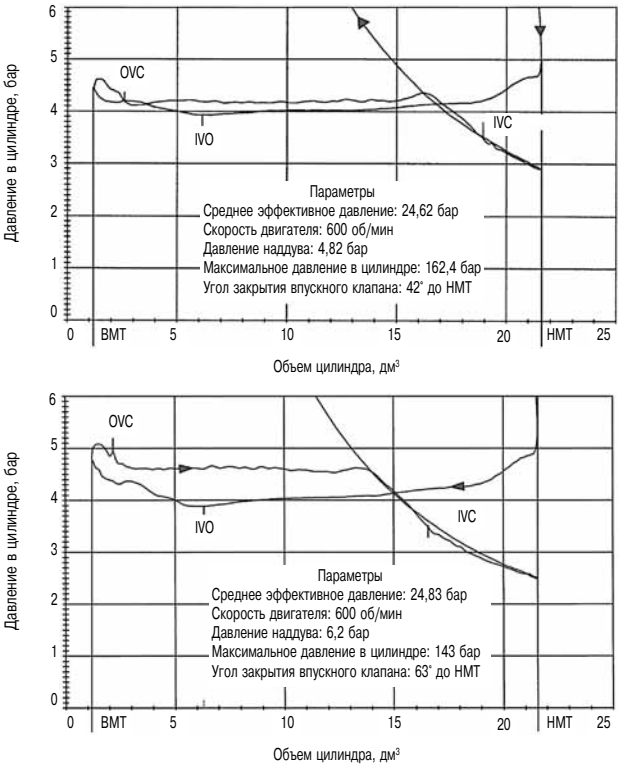


Рис. 6. Диаграмма *p*—*V* с низким давлением для вариантов «Миллер-42» и «Миллер-63»

Выполнение требований IMO Tier III ECA по выбросам

В поисках решения, которое бы обеспечило выполнение нормативов IMO Tier 3 по окислам азота, было исследовано влияние интенсивности впрыска на выбросы в условиях экстремального цикла Миллера, при снижении давления на выходе первой ступени впрыска до 100 бар (рис. 7).

В конфигурации «Миллер-55» влияние интенсивности впрыска на выбросы NO_x и BSFC проявляется так же, как и при стандартных уг-

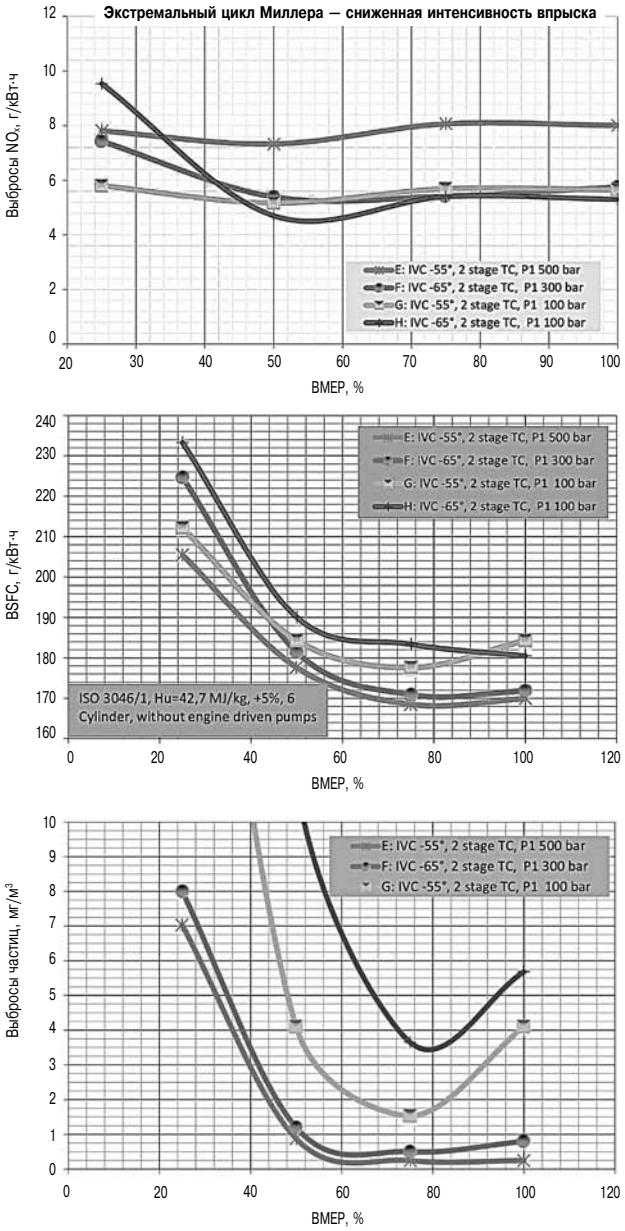


Рис. 7. Влияние интенсивности впрыска на выбросы для экстремального цикла Миллера в различных конфигурациях

лах открытия впускного клапана, однако выбросы частиц на малых и на полной нагрузке при этом возрастают, превосходя допустимые пределы. Выбросы NO_x снижаются до 5,6 г/кВт·ч, как и в случае «Миллер-63» с высокой интенсивностью впрыска, но возрастает до уровня, свойственного конфигурации «B» (стандартный угол открытия впускного клапана + сниженная интенсивность впрыска). Выбросы частиц при этом оказываются выше, чем в конфигурации «B».

В условиях «Миллер-63» влияние интенсивности впрыска на образование NO_x незначительно, но выбросы BSFC и особенно PM резко возрастают. Эти тенденции, а также соответствующие изменения параметров двигателя, таких как температура отработавших газов и коэффициент избытка воздуха, показывают возможные пределы усиления эффекта Миллера при данных условиях.

Взяв за основу конфигурацию «G» («Miller-55» + давление на выходе первой ступени впрыска 100 бар) были проведены опыты с подачей водотопливной эмульсии (Fuel-Water Emulsion — FWE) в цилиндры.

Приготовление эмульсии выполнялось непосредственно перед подачей в двигатель, с использованием системы Aqua Fuel (ранее известной как система HDC), разработанной FMC (рис. 8).

Топливо постоянно циркулирует между смесительной камерой и системой впрыска. Впрыск воды в смесительную камеру осуществляется по сигналу датчика содержания воды в топливе, под управлением микропроцессорной системы, включенной в замкнутый контур регулирования.

Относительное содержание воды в топливе может регулироваться в пределах от 0 до 50 %. Из-за ограничений, связанных с низким давлением после первой ступени системы впрыска, испытания проводились при нагрузке, равной 75% от номинальной. Содержание воды в топливе задавалось на уровне 25 % (рис. 9).

Выбросы NO_x были снижены до 3,6 г/кВт·ч, что на 38 % ниже, чем в режиме «G». Выбросы PM снизились на 90 %, расход топлива BSFC — на 3 %.

Данный тест в целом еще раз подтверждает эффективность использования водотопливной эмульсии при экстремальном цикле Миллера — факт, широко известный по ряду других применений, и позволяет экстраполировать полученные результаты на другие значения нагрузок и содержания воды в топливе.

Если взять за исходный вариант конфигурацию «G» («Миллер-55» + давление после первой ступени впрыска 100 бар), то чтобы достичь уровня требований IMO Tier 3 по выбросам NO_x (2,5 г/кВт·ч), их нужно снизить на 60 %. Как показывает экстраполяция результатов описанного выше теста, для этого необходимо обеспечить содержание воды в топливе на уровне 40 %. Данная цифра подтверждается результатами многих аналогичных испытаний.

Таблица 6

Конфигурация с предельным значением эффекта Миллера: уменьшенная интенсивность впрыска и FWE

Конфигурация двигателя	Угол закрытия впускного клапана	Конфигурация с турбокомпрессором и FWE	Давление впрыска первой ступени, бар
A	+35°	1-ступ.	500
E	−55°	2-ступ.	500
F	−63°	2-ступ.	300
G	−55°	2-ступ.	100
H	−63°	2-ступ.	100
I	−55°	2-ступ. FWE 25%	100
K	−55°	2-ступ. FWE 40%	100

Таблица 7

Результаты испытаний с предельным значением эффекта Миллера: уменьшенная интенсивность впрыска и FWE

Конфигурация двигателя	Цикл E2						BSFC мин	
	NO_x		BSFC		PM			
	г/кВт·ч	Δ %	г/кВт·ч	Δ %	мг/м³	Δ %	г/кВт·ч	Δ %
A	14,0	—	175	—	0,69	—	173	—
E	8,0	−43	172	−2	0,67	−3	168	−3
F	5,6	−60	175	0	1,07	55	171	−1
G	5,6	−60	182	4	3,76	446	178	3
H	5,5	−61	186	6	7,22	948	180	4
I	3,5	−75	176	0	0,26	−62	171	−1
K	2,3	−84	—	—	—	—	—	—

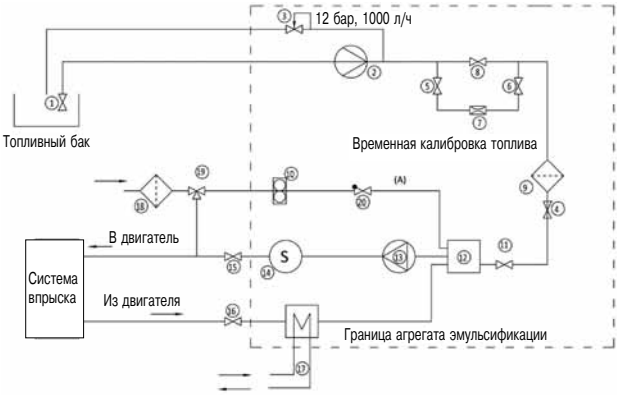


Рис. 8. Система эмульсификации Aqua Fuel:
1 — всасывающий клапан; *2* — водяной насос M2; *3* — редукционный клапан 10−12 бар; *4*, *20* — обратный клапан; *5*, *6*, *8*, *15*, *16* — шариковый клапан; *7* — ротаметр (временный); *9* — водяной фильтр; *10* — расходомер; *11* — клапан впрыска воды; *12* — смеситель; *13* — циркуляционный насос эмульсии; *14* — датчик воды; *17* — теплообменник для топлива; *18* — топливный фильтр (двигатель); *19* — шариковый клапан 2/3

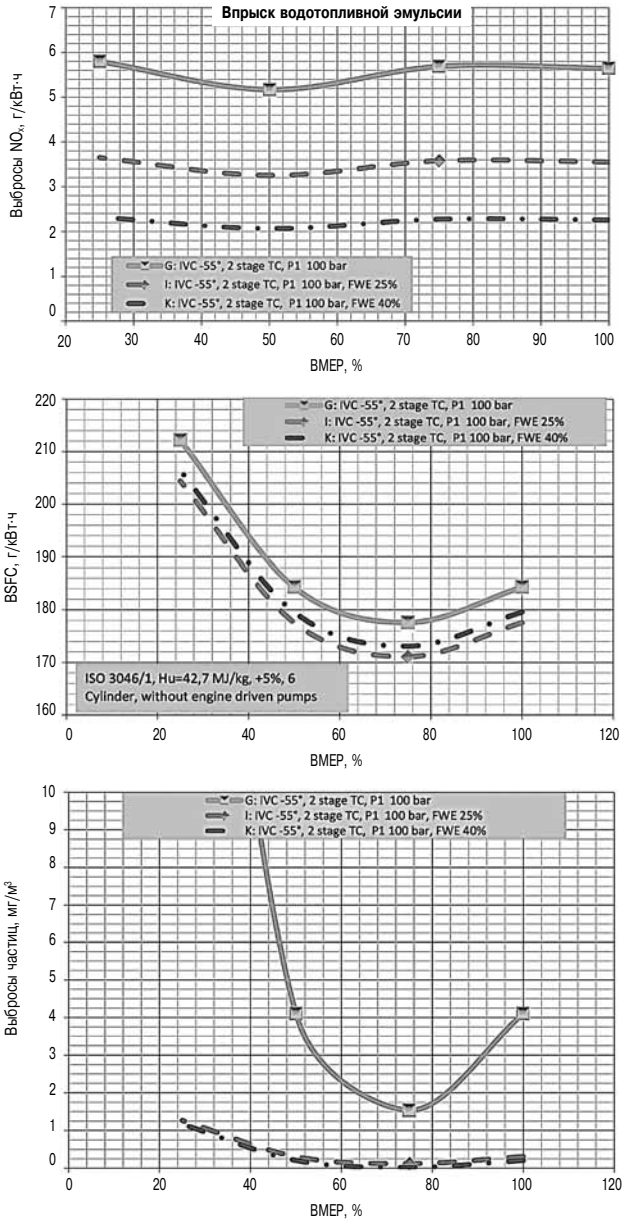


Рис. 9. Влияние водотопливной эмульсии на процесс в условиях экстремального цикла Миллера

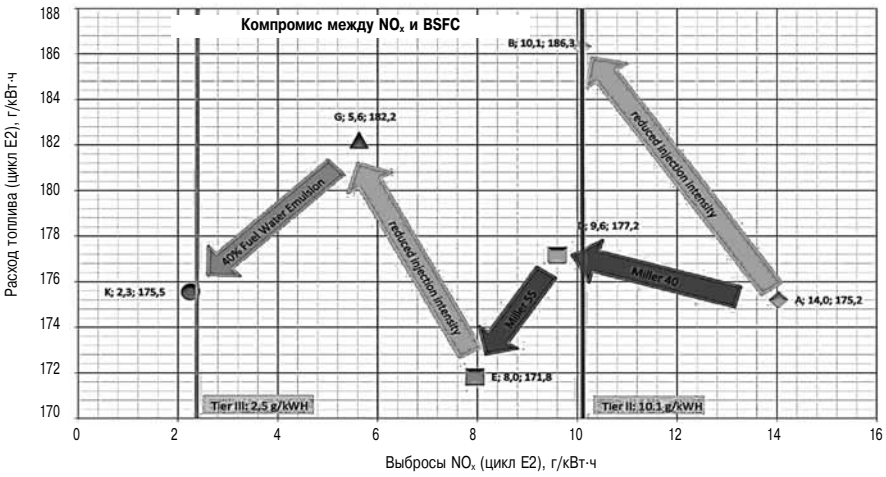


Рис. 10. Оптимизация двигателя для нормативов IMO Tier 2 и IMO Tier 3

ВЫВОДЫ

Проведенные экспериментально такие конструктивные мероприятия как:

➢ увеличение угла открытия впускного клапана для реализации экстремального цикла Миллера;

➢ двухступенчатый турбонаддув;

➢ двухступенчатая система впрыска топлива высокого давления;

➢ использование водотопливной эмульсии в сочетании с оптимизацией конструктивных параметров двигателя открывают новые возможности для выполнения требований IMO Tier 3 для зон регулируемых выбросов.

Двухступенчатый турбонаддув в сочетании с углом открытия впускного клапана 55° ПКВ до НМТ и оптимизацией давления впрыска является простейшим способом достижения нормативов IMO Tier 2, а также снижения удельного расхода топлива (BSFC), CO_2 и PM («невидимый дым»), без сколько-нибудь значительных изменений в конструкции двигателя и без использования системы газоочистки. При этом не возникает никаких ограничений для использование тяжелого топлива (рис. 10).

При нахождении судна в изменяется настройка топливной системы пределах зон регулируемых выбросов (ECA) (снижение интенсивности впрыска) и включается система подачи водотопливной эмульсии, что обеспечивает соответствие двигателя нормативам IMO Tier 3 при незначительном увеличении BSFC и CO_2. Выбросы частиц остаются на чрезвычайно низком уровне благодаря использованию водотопливной эмульсии. При этом не налагается никаких ограничений на использование тяжелого топлива при условии, что остается возможность перехода на малосернистое топливо. Передлагаемая технология снижения выбросов NO_x исключает необходимость в дополнительных конструктивных мероприятиях, таких как EGR или SCR, органичивающих возможность использования тяжелого топлива и к тому же усложняющих эксплуатацию и обслуживание двигателя.

Для полной проверки возможностей обсуждаемой технологии необходимо усовершенствовать систему впрыска так, чтобы она могла справляться с увеличением цикловых подач при переходе на водотопливную эмульсию.

Кроме того, потребуется изменение конструкции системы наддува, в том числе с учетом работы на малых нагрузках.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 621.431

Чайнов Н.Д., Руссинковский С.Ю. Расчет согласованных стационарных полей температур узла крышка цилиндра–клапаны двигателя внутреннего сгорания // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 3–7.

Ключевые слова: дизели, метод конечных элементов, головка цилиндра, клапаны и седла, теплообмен, согласованные граничные условия, математическое моделирование, 2D и 3D температурные поля.

Представлены основные положения методики математического моделирования согласованных граничных условий для расчета температурных полей, полей деформаций и напряжений элементов ЦПГ (головка цилиндра-клапаны). Приведены описание программы и результаты расчета 2D и 3D температурных полей с ее использованием.
Ил. 6. Библ. 6.

УДК 621.43

Абызов О.В., Галышев Ю.В., Шабанов А.Ю. Численное исследование гидродинамики и теплообмена в полости охлаждения головки цилиндра дизеля // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 8–10.

Ключевые слова: дизели, головка цилиндра, полость охлаждения, теплообмен, численное моделирование температурного поля.

Предложен метод численного моделирования процессов гидродинамики и теплообмена в полостях охлаждения головки цилиндров форсированного дизеля. Приведены результаты расчета полей температур в головке цилиндров и охлаждающей жидкости в полости охлаждения четырехтактного дизеля размерности D/S = 15/17,5. Ил. 5. Библ. 9.

УДК 621.434.038

Тер-Мкртичьян Г.Г., Мазинг М.В. Особенности аккумуляторных топливных систем дизелей большой цилиндровой мощности // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 11–15.

Ключевые слова: дизели, вредные выбросы, топливная аппаратура, аккумуляторная топливная система, унифицированные платформы, встроенный аккумулятор, форсунка.

Выполнен анализ развития конструкций аккумуляторных топливных систем фирм «Bosch», «L'Orange» и «Duap». Приведены примеры разработки унифицированных платформ с изменяемыми размерами и числом насосных секций для топливных систем судовых и промышленных дизелей.
Ил. 6. Библ. 6.

УДК 621.43.052

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 16–22.

Ключевые слова: турбокомпрессор, характеристики наддува, топливная экономичность, частичные нагрузки.

Выполнен обзор и анализ развития конструкций современных турбокомпрессоров фирм «Mitsubishi», «MAN Diesel Turbo», ABB, «Honeywell». Показано, что за счет оптимизации параметров наддува при работе двигателей на частичных нагрузках достигается снижение расхода топлива на 2–4 %.
Ил. 26. Библ. 11.

УДК 621.43.052

Смирнов А.В. Перспективный тип опор турбокомпрессоров ДВС // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 23–25.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, турбокомпрессор, подшипниковый узел, причины отказов, газомагнитные опоры.

Выполнен анализ конструкции и причин отказов традиционных опор качения и скольжения ротора турбокомпрессоров. Показаны преимущества перспективных бесконтактных опор — комбинированных газомагнитных подшипников.
Библ. 9.

УДК 621.43: 631.372: 681.518.3

Савченко О.Ф., Альт В.В., Добролюбов И.П., Ольшевский С.Н. Развитие средств автоматизации измерений и анализа рабочих процессов при испытаниях ДВС // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 26–31.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, диагностирование, техническое состояние, быстропротекающие процессы, индикаторные диаграммы, датчики давления, технология виртуальных приборов.

Приведены результаты научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по развитию средств регистрации (индицирования) и анализа рабочих процессов ДВС. Дано описание экспертной системы на основе виртуальных и интеллектуальных технологий.
Ил. 9. Библ. 17.

УДК 621.899

Остриков В.В., Зимин А.Г., Попов С.Ю., Сафонов В.В. Многофункциональная добавка к моторным маслам // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 32–34.

Ключевые слова: двигатель, моторное масло, продукты старения, ремонтно-восстановительный состав, смазочная композиция.

Приведены результаты исследований по расширению функциональных возможностей ремонтно-восстановительных составов. Предложено новое технологическое решение и смазочная композиция, обеспечивающие повышение восстановительного эффекта, улучшение противоизносных свойств и степени чистоты работающего в двигателе моторного масла.
Табл. 6. Ил. 1. Библ. 5.

УДК 622.684:574.001.25

Красножон П.А., Янчеленко В.А. Оценка влияния экологически безопасных охлаждающих жидкостей на надежность автомобильных двигателей // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 35–37.

Ключевые слова: незамерзающие охлаждающие жидкости, кавитационные разрушения деталей двигателей, надежность и ресурс.

Рассмотрены вопросы влияния на надежность и ресурс двигателей экологически безопасных охлаждающих жидкостей. Проведены лабораторные испытания кавитационных и эрозионных разрушений деталей двигателей из чугуна, алюминия, азотированных, хромированных и чистых сталей при контакте с различными жидкостями в условиях высоких температур. Табл. 3. Ил. 1. Библ. 2.

УДК 621.43

Перспективные технологии снижения выбросов NO_x судовых дизелей (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2014. — № 2. — С. 38–54.

Ключевые слова: дизели, выбросы NO_x, полимерные мембраны, снижение концентрации кислорода, увлажнение воздуха, экстремальный цикл Миллера, двухступенчатый наддув, водотопливная эмульсия.

Известные промышленно освоенные технологии снижения выбросов NO_x судовых дизелей такие как SCR-NH_3 и EGR обладают рядом серьезных недостатков, поэтому все большее внимание уделяется развитию альтернативных технологий. Использование полимерных мембран с селективной проницаемостью для изменения состава воздуха на впуске обеспечивает снижение выбросов NO_x. Наиболее эффективно одновременное снижение концентрации кислорода и увлажнение воздушного заряда. Рассмотрены возможности снижения выбросов NO_x за счет применения экстремального цикла Миллера. Показано, что требования IMO Tier 3 могут быть выполнены при следующих условиях: наличие двухступенчатого турбонаддува, регулируемой системы импульсного впрыска топлива, использования водотопливной эмульсии.
Табл. 10. Ил. 29. Библ. 12.

UDC 621.431

Chainov N.D. and Roussinkovsky S.Yu. Analysis of Stationary Thermal Fields in Cylinder Heads & Valves // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 3–7.

Keywords: diesel engine, finite element method, valves and seats, heat exchange, consistent boundary conditions, mathematical simulation, 2D- & 3D-thermal fields.

The article discusses the essentials of simulation-based analyses of thermal, strain and stress fields in cylinder heads & valves. The description of simulation code elaborated by these authors is added with the results of 2D- & 3D-thermal field analyses.
6 ill., 6 ref.

UDC 621.43

Abyzov O.V., Galyshev Yu.V. and Shabanov A.Yu. Mathematical Analysis of Hydrodynamic and Heat Exchange Processes in Diesel Engine Cylinder Head // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 8–10.

Keywords: diesel engine, cylinder head, coolant cavities, thermal field numerical simulation.

A method is offered for numerical simulation of hydrodynamic and heat exchange processes in cylinder head of a high-powered diesel engine. Presented are calculated thermal fields in cylinder head and coolant circulating therein for 4-stroke engine with bore/stroke ratio $D/S = 15/17{,}5$.
5 ill., 9 ref.

UDC 621.434.038

Ter-Mkrtychyan G.G. and Mazing M.V. Accumulator-based Fuel Supply Systems for High Cylinder Output Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 11–15.

Keywords: diesel engine, emissions, fuel supply systems, accumulator-based fuel supply systems, modular solutions, built-in accumulator, injector.

Accumulator-based fuel supply systems from various manufacturers (Bosch, L'Orange and Duap) are reviewed. The article provides examples of modular solutions for fuel supply systems of industrial and marine diesel engines, differing in size and number of injection units.
6 ill., 6 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E and Iovlev V.I. Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 16–22.

Keywords: turbocharger, turbocharging system performance, fuel efficiency, partial loads.

The article offers a survey of modern turbochargers from «Mitsubishi», «MAN Diesel Turbo», ABB, and «Honeywell». According to the survey, engine fuel efficiency at partial loads may be improved by 2–4 % due to turbocharging system optimization.
26 ill., 11 ref.

UDC 621.43.052

Smirnov A.V. New Type of Turbocharger Bearing Support // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 23–25.

Keywords: internal combustion engine, turbocharger, bearing unit, support, failure causes.

Conventional types of turbocharger bearing supports (i. e., rolling and plain bearings) were examined for most likely causes of failure. Non-contacting bearing supports, viz., combined gas/magnetic bearings, are shown as the most promising solution. 9 ref.

UDC 621.43: 631.372: 681.518.3

Savchenko O.F., Alt V.V., Dobrolyubov I.P. and Olshevsky S.N. Instrumentation and Means of Automatic Combustion Analysis for Diesel Engine Test Facilities // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 26–31.

Keywords: internal combustion engine, diagnostics, availability, fast processes, indicator diagram, pressure gauge, virtual instrument technology.

The article presents R&D results in the field of combustion process registration (indication) and analysis. Presented is an expert system based on virtual and intellectual technologies. 9 ill., 17 ref.

UDC 621.899

Ostrikov V.V., Zimin A.G., Popov S.Yu. and Safonov V.V. Multi-Functional Additive for Engine Oils // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 32–34.

Keywords: engine, engine oil, oil ageing products, recondition compound, lube compound.

The article presents the results of a research targeted at an improvement of oil recondition compound performance. New lube concept is offered to facilitate oil recondition and enhance oil lubrication capacity & cleanness.
1 ill., 6 tables, 5 ref.

UDC 622.684:574.001.25

Krasnozhon P.A. and Yanchelenko V.A. Influence of Environmentally-Sound Coolants on Car Engine Reliability // Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 35–37.

Keywords: non-freezing coolants, cavitation-related failures of engine parts, reliability and service life.

The article discusses the influence of environmentally-sound coolants on car engine reliability. Engine parts made from cast iron, aluminum, chromized and carbon steels were tested for cavitation- and erosion-related failures when exposed to hot coolants of various compositions.
1 ill., 3 tables, 2 ref.

UDC 621.43

Promissory Technologies to Improve Marine Engine NO_x Performance (based on CIMAC 2013 papers) /// Dvigatelestroyeniye. — 2014. — № 2. — P. 38–54.

Keywords: diesel engines, NO_x emissions, polymeric membranes, oxygen reduction, scavenge air moisturizing, water emulsion fuel, extreme Miller cycle, two stage turbo charging.

A number of shortcomings inherent in known commercially available technologies of reducing NO_x emission from marine engines, such as SCR-NH_3 and EGR, provide an incentive to look for alternative methods. One of such methods is based on use of polymer membrane which is selectively permeable to oxygen and water vapor. Combination of the oxygen density reduction and air moisturizing proved to be the most efficient from NO_x reduction viewpoint. Also, extreme Miller cycle was considered as a means to achieve Tier 3 compliant NO_x emission levels. The following features are shown as sufficient to meet IMO Tier 3 specifications: two-stage turbocharging, electronically controlled fuel injection system, use of water emulsion fuel. 29 ill., 10 tables, 12 ref.