ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 2 (252)
апрель–июнь 2013

Санкт-Петербург

РАЗВИТИЕ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ В РОССИИ

Итоги торгов по лотам подпрограммы «Создание и организация производства в РФ в 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения», разыгранных в 2013 г. (Продолжение) 3

ЮБИЛЕЙНЫЕ ДАТЫ КОЛОМЕНСКОГО ЗАВОДА

Рыжов В.А.
110 лет дизелестроению на ОАО «Коломенский завод» 7

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г.
Оценка механических потерь современных поршневых двигателей 15

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Обозов А.А., Таричко В.И.
Математическое имитационное моделирование рабочего процесса автомобильного ДВС в целях получения диагностической информации 21

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

Новиков Л.А.
Ограничение выбросов NO_x на уровне IMO Tier-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года 26

ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

Маслов А.П.
Формирование информационного пространства по созданию силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий 33

Еникеев Р.Д., Черноусов А.А.
Программный пакет ALLBEA: задачи интеграции с информационной средой проектирования ДВС 37

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Леонтьев Л.Б., Надежкин А.В., Макаров В.М., Токликишвили А.Г.
Анализ функционирования трибосистемы шейка коленчатого вала–вкладыш подшипника–смазка судовых среднеоборотных дизелей 41

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Ларсен Р., Рудт В.
Двухтопливный двигатель MAN B&W серии ME-GI, работающий на сжиженном нефтяном газе (материалы конгресса CIMAC 2010) 48

Новости ЗАО «Трансмашхолдинг» 25

Новости «Группы СИНАРА» 36

PROGRESS OF ENGINE BUILDING IN RUSSIA

The Results of the Tender for Implementation of Subprogram «Development and Organization of Domestic Production of New Generation Diesel Engines and Their Components in the Period of 2011–2015» (Lots Drawn in 2013) 3

KOLOMNA WORKS' ANNIVERSARIES

Ryzhov V.A.
JSC Kolomna Works: 110 Years of Engine Building 7

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Putintsev S.V., Kuleshov A.S., Agheyev A.G.
Evaluation of Mechanical Losses in Modern Piston Engines 15

AUTOMATION AND DIAGNISTICS

Obozov A.A., Tarichko V.I.
Simulation of Combustion Process in Automotive Engine for Diagnostic Purposes 21

ENVIRONMENTAL ISSUES

Novikov L.A.
IMO Tier-3 Implementation with Respect to NO_x Emission is Postponed till 2021 26

CALS TECHNOLOGIES

Maslov A.P.
Shaping of Information Space for the Development of Power Modules Based on CALS Technologies 33

Yenikeyev R.D., Chernousov A.A.
ALLBEA Program Package: integration with engine design information environment 37

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Leontyev L.B., Nadezhkin A.V., Makarov V.M., Toklikishvili A.G.
Functional Analysis of «Crankshaft Journal–Bearing Liner–Lube Oil System of Marine Medium Speed Diesel Engine» Tribosystem 41

ENGINE BUILDING NEWS

Rene Sejer Laursen, Veslemoy Winge Rudh.
Environment-friendly Operation Using LPG on the MAN B&W Dual Fuel ME-GI Engine (CIMAC 2010) 48

News from JSC «TRANSMASHHOLDING» 25

News from «SINARA GROUP» 36

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 ГНЦ РФ «ЦНИИ им. А.Н. Крылова», Санкт-Петербург*

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	*зав. кафедрой ДВС*	*СПбГПУ, Санкт-Петербург*
Н.Д. Чайнов	*проф. кафедры Э-2*	*МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва*
О.К. Безюков	*зав. кафедрой ТК СДВС*	*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 ВИТИ, Санкт-Петербург*
В.О. Сайданов	*проф. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИТИ, Санкт-Петербург*
А.А. Обозов	*профессор кафедры ТД*	*ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск*
С.П. Косырев	*профессор кафедры 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 инженерно-технический институт» (ВИТИ), филиал «Военной академии тыла и транспорта», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2013 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 03.06.2013
Подписано в печать 20.06.13
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 183. 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». 2013. № 2 (252)

ИТОГИ ТОРГОВ ПО ЛОТАМ ПОДПРОГРАММЫ «СОЗДАНИЕ И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА В РФ В 2011–2015 гг. ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ КОМПОНЕНТОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ», РАЗЫГРАННЫХ В 2013 г.

Продолжение.
Начало см. № 4 2011 г.; № 1 2012 г.

Во втором квартале 2013 г. состоялся третий этап открытого конкурса на выполнение НИОКР, включенных в мероприятия подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 г. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» ФЦП «Национальная технологическая база» (далее Подпрограмма). Минпромторг РФ в течение двух недель (с 26.03 по 05.04.2013) выставил на торги тремя траншами 13 лотов по каждому из разделов Подпрограммы.

Право на заключение государственных контрактов на выполнение НИОКР по двум лотам раздела 1 Подпрограммы (Разработка базовых образцов рядных и V-образных среднеоборотных дизелей и дизель-генераторных установок в мощностных диапазонах 1500–3500 и 4500–7500 кВт) на общую сумму 852 млн рублей получило ОАО «Волжский дизель им. Маминых» (г. Балаково, Саратовской обл.).

Второй претендент на выполнение НИОКР по указанным лотам — ОАО «Пензадизельмаш» (входит в ЗАО «Трансмашхолдинг») к участию в конкурсе не был допущен. По мнению ОАО «Пензадизельмаш» его заявка была отклонена вследствие нечетких формулировок условий конкурса и в настоящее время решение конкурсной комиссии оспаривается в суде.

Ответчиками по иску ОАО «Пензадизельмаш» стали ОАО «Волжский дизель» и ЗАО «НПО Турботехника» (г. Протвино, Московской обл.), выигравшее лот по разделу 3 Подпрограммы на создание и организацию производства прогрессивных систем турбонаддува на сумму 63 млн рублей.

Воздерживаясь по понятным причинам от поздравлений в адрес обладателей уже заключенных государственных контрактов, редакция придерживается мнения, что решение конкурсной комиссии было продиктовано концепцией Подпрограммы, предусматривающей поддержку отечественного промышленного дизелестроения в целом, а не только ОАО «Пензадизельмаш», уже выигравшего пять лотов на общую сумму 1911 млн рублей.

Серьезных успехов в третьем этапе конкурса добился ФГУП НАМИ (Москва), представляющий отрасль автомобильного двигателестроения и выигравший пять лотов (все из раздела 5 Подпрограммы «Проведение поисковых и фундаментальных исследований») на общую сумму 546 млн рублей. Если принять во внимание, что концепцией Подпрограммы первоначально не предусматривалась поддержка НИИ и предприятий автомобильной и тракторной отраслей, то остается признать, что претенденты на создание научного задела в промышленном дизелестроении попросту отсутствуют. Поздравляя с выдающимся успехом ФГУП НАМИ, мы надеемся, что результаты выполненных поисковых НИОКР, приобретаемые за федеральные деньги Минпромторгом РФ, смогут быть использованы для развития конструкций промышленных дизелей. При этом производители судовых и тепловозных дизелей правильно воспримут необходимость адаптации их продукции к работе на биотопливе и диметиловом эфире, несмотря на быстрый рост рынка сжиженного природного газа как перспективного моторного топлива.

Хочется также отметить успех МГТУ им. Н.Э. Баумана, которого не остановили предыдущие неудачи, и два выигранных лота на выполнение поисковых и фундаментальных исследований на общую сумму 218 млн рублей позволят найти новые решения в актуальных вопросах снижения выбросов вредных веществ до уровня перспективных международных стандартов.

Перечень остальных разыгранных лотов с указанием участников и победителей конкурса приведен в прилагаемой таблице.

С завершением третьего этапа открытого конкурса не разыгранными остались 14 проектов НИОКР, относящихся к разделу 5-й подпрограммы «Проведение поисковых и фундаментальных исследований», причем все они должны быть разыграны в 2013 г. Редакция журнала искренне желает будущим конкурсантам успехов в бескомпромиссной борьбе за оставшиеся лоты и напоминает, что Информация о полном перечне мероприятий подпрограммы была опубликована в журнале № 4 (246) за 2011 год и доступна по ссылке: http://rdiesel.ru/DVIGATELESTROYENIYE/DVS.html.

Главный редактор Л.А. Новиков

ПЕРЕЧЕНЬ

мероприятий (научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ) подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» на 2007–2011 годы

(млн рублей, в ценах соответствующих лет)

		Срок реализации, годы	Объем финансирования (в числителе указан общий объем финансирования, в знаменателе — объем финансирования за счет средств федерального бюджета)						Ожидаемые результаты
			2011–2015 всего	2011	2012	2013	2014	2015	
Направление 1. Разработка базовых образцов рядных и V-образных среднеоборотных дизельных двигателей и дизель-генераторных установок в мощностном диапазоне 500–7500 кВт (450–1500 об/мин) для магистральных грузовых и пассажирских, маневровых, маневрово-вывозных и горочных локомотивов, дизель-редукторных агрегатов пропульсивных комплексов судов и кораблей Военно-морского флота, электростанций малой энергетики и стационарных технологических средств, специальных проектов резервных энергетических установок атомной энергетики									
1.2	Разработка базовых образцов модельного ряда среднеоборотных рядных дизельных двигателей и дизель-генераторных установок маневровых тепловозов, самоходного железнодорожного подвижного состава и строительной техники в мощностном диапазоне 1500–3000 кВт	2013–2015	770 385	—	—	200 100	220 110	350 175	Образцы дизельных двигателей и дизель-генераторных установок в мощностном диапазоне 1500– 3000 кВт для маневровых тепловозов, самоходного железнодорожного подвижного состава и строительной техники с планируемыми показателями: удельный расход топлива (по ISO 3046-1) — не более 183 г/кВт·ч; удельный расход масла на угар на режиме полной мощности — не более 0,35 г/кВт·ч; назначенный ресурс дизеля до капитального ремонта — не менее 60 000 моточасов Планируемые индикаторы: внедрение в производство 1-й технологии; запуск в производство 1 базовой модификации дизельного двигателя; доля прироста продукции — 10 %; объем реализуемой продукции отрасли — 2800 млн рублей
			Уникальный номер закупки 097/20-ДИЗ-26.03ок. Лот № 1. Поданы заявки от: 1. ОАО «Пензадизельмаш» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. **2. ОАО «Волжский дизель имени Маминых» — единственный участник конкурса, с которым заключается госконтракт.**						
1.4	Разработка базовых образцов модельного ряда среднеоборотных V-образных дизельных двигателей для дизель-редукторных агрегатов пропульсивных комплексов судов и кораблей Военно-морского флота и дизель-генераторных установок малой энергетики в мощностном диапазоне 4500–7500 кВт	2013–2015	946 467	—	—	240 120	243 120	463 227	Образцы дизельных двигателей и дизель-генераторных установок в мощностном диапазоне 4500–7500 кВт для судового применения, а также обеспечения электроэнергией отдаленных районов, в том числе в условиях возникновения чрезвычайных ситуаций с планируемыми показателями: удельный расход топлива (по ISO 3046-1) — не более 185 г/кВт·ч; удельный расход масла на угар на режиме полной мощности — не более 0,35 г/ кВт·ч; назначенный ресурс дизеля до капитального ремонта — не менее 60 000 моточасов Планируемые индикаторы: внедрение в производство 1-й технологии; запуск в производство 1 базовой модификации дизельного двигателя; доля прироста продукции — 10 %; объем реализуемой продукции отрасли — 2400 млн рублей
			Уникальный номер закупки 097/20-ДИЗ-26.03ок. Лот № 2. Поданы заявки от: 1. ОАО «Пензадизельмаш» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. **2. ОАО «Волжский дизель имени Маминых» — единственный участник конкурса, с которым заключается госконтракт.**						
Направление 3. Создание конструкций и организация промышленного производства компонентов дизельных двигателей									
3.1	Создание конструкций и промышленного производства прогрессивных систем турбонаддува для обеспечения разработки базовых образцов дизельных двигателей и их последующей модернизации	2013–2015	127 63	—	—	35 17	12 6	80 40	Образцы систем турбонаддува (не менее 3-х модификаций турбокомпрессоров, перепускные клапаны, датчики, системы управления, программное обеспечение) для вновь создаваемых российских двигателей, а также для ремонта и модернизации существующих российских дизельных двигателей с планируемыми показателями: коэффициент полезного действия турбокомпрессора — 0,55...0,6; срок службы до капитального ремонта — не менее 30 000 моточасов Планируемые индикаторы: внедрение в производство 1-й технологии; создание ключевых компонентов — 6 единиц; доля прироста продукции — 3 %; объем реализуемой продукции отрасли — 500 млн рублей
			Уникальный номер закупки 097/20-ДИЗ-26.03ок. Лот № 3. Поданы заявки от: **1. ЗАО «НПО Турботехника» — победитель конкурса.** 2. ОАО «Озерыавтотранс» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. 3. ОАО «Пензадизельмаш» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. 4. ОАО «НИИД» — участник конкурса.						

Продолжение Приложения 3

		Срок реализации, годы	Объем финансирования (в числителе указан общий объем финансирования, в знаменателе — объем финансирования за счет средств федерального бюджета)						Ожидаемые результаты
			2011–2015	2011	2012	2013	2014	2015	
Направление 3. Создание конструкций и организация промышленного производства компонентов дизельных двигателей									
3.3	Создание конструкций и организация промышленного производства подшипников коленчатого вала для обеспечения разработки базовых образцов дизельных двигателей и их последующей модернизации	2013–2015	67 33	—	—	30 15	21 10	16 8	Образцы подшипников скольжения (не менее 8 моделей), работающие при температурах выше 95 °С, для высокофорсированных дизельных двигателей с планируемыми показателями: максимально допустимая температура подшипника — 200 °С; срок службы — не менее 100 000 моточасов Планируемые индикаторы: внедрение в производство 1-й технологии; создание ключевых компонентов — 4 единицы; доля прироста продукции — 2 %; объем реализуемой продукции отрасли — 500 млн рублей
			Уникальный номер закупки 097/20-ДИЗ-26.03ок. **Лот № 4. Поданы заявки от:** 1. ОАО «Озерыавтотранс» — частник конкурса. **2. ОАО «НИИД» — победитель конкурса.**						
Направление 4. Развитие исследовательской и экспериментальной базы для отработки новых конструктивных решений в области промышленного дизелестроения									
4.4	Создание конструкций специализированных экспериментальных стендов систем топливоподачи дизельных двигателей с микропроцессорным управлением, в том числе аккумуляторных	2013–2015	271 135	—	—	60 30	55 28	156 77	Экспериментальные, доводочные и сертификационные испытательные стенды систем топливоподачи (не менее 3-х стендов) Планируемые индикаторы: объем реализуемой продукции отрасли — 500 млн рублей
			Уникальный номер закупки 097/20-ДИЗ-26.03ок. **Лот № 5. Поданы заявки от:** 1. ООО УК АЗПИ — участник конкурса. 2. ОАО «Озерыавтотранс» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. **3. ОАО НЗТА — победитель конкурса.** 4. ОАО «НИИД» — участник конкурса. 5. МГТУ им. Н.Э. Баумана — участник конкурса.						
Направление 5. Проведение поисковых и фундаментальных исследований									
5.11	Проведение поисковых и экспериментальных исследований по созданию рациональных силовых схем остовов и конструкций поршней дизелей со средним эффективным давлением 30–35 бар и максимальным давлением сгорания 250–300 бар для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и создания перспективных дизельных двигателей	2013–2015	222 110	—	—	18 9	94 47	110 54	Образцы поршней и остовов; методики расчета и проектирования рациональных силовых схем остовов дизельных двигателей; рекомендации по созданию и технические предложения Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 106/20-ДИЗ-01.04ок. **Лот № 5. Поданы заявки от:** 1. ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ) — участник конкурса. **2. МГТУ им. Н.Э. Баумана — победитель конкурса.**						
5.15	Поисковые и экспериментальные исследования по созданию систем наддува для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и создания перспективных дизельных двигателей	2013–2015	234 116	—	—	16 8	102 51	116 57	Экспериментальные образцы турбокомпрессоров для ряда двигателей нового поколения в мощностном диапазоне 500–7500 кВт; методики расчета и программные продукты для расчета турбокомпрессоров, рекомендации по созданию и технические предложения Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 111/20-ДИЗ-05.04ок. **Лот № 1. Поданы заявки от:** 1. ЗАО НПО «Турботехника» — **единственный участник конкурса, с которым заключается госконтракт.**						
5.19	Поисковые и экспериментальные исследования по оптимизации системы регулируемой рециркуляции отработавших газов с промежуточным охлаждением с целью снижения выбросов оксидов азота для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и создания перспективных дизельных двигателей	2013–2015	225 111	—	—	20 10	87 43	118 58	Экспериментальные образцы систем с регулируемой рециркуляцией выпускных газов; методики оптимизации системы регулируемой рециркуляции отработавших газов; создание и испытания системы регулируемой рециркуляции выпускных газов; рекомендации по проектированию систем для создаваемых семейств двигателей, технические предложения Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 111/20-ДИЗ-05.04ок. **Лот № 2. Поданы заявки от:** **1. ФГУП НАМИ — победитель конкурса.** 2. ФГБОУ ВПО СПбГПУ — участник конкурса. 3.ОАО НИИД — участник конкурса.						

		Срок реализации, годы	Объем финансирования (в числителе указан общий объем финансирования, в знаменателе — объем финансирования за счет средств федерального бюджета)						Ожидаемые результаты
			2011–2015	2011	2012	2013	2014	2015	
5.20	Проведение поисковых и экспериментальных исследований по снижению вредных выбросов NO_x, CO, HC и твердых частиц для базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и перспективных дизельных двигателей мощностью более 400 кВт	2013–2015	219 108	—	—	18 9	95 47	106 52	Экспериментальные образцы камер сгорания; экспериментальное подтверждение разработанных методик; методики по моделированию внутрицилиндровых процессов дизеля с целью снижения вредных выбросов NO_x, CO, HC и твердых частиц, удовлетворяющих нормам директивы Евросоюза 2004/26/ЕС IIIB 2012–2015 гг.; оптимальные значения конструктивных (форма камеры сгорания и впускного канала, интенсивность вихревого движения заряда, генерируемого каналом) и регулировочных параметров, обеспечивающих заданные значения эффективных и экологических показателей двигателя; рекомендации по созданию малотоксичных рабочих процессов, технические предложения Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 106/20-ДИЗ-01.04ок. **Лот № 4. Поданы заявки от:** 1. ООО НТЦ МСП — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. 2. ОАО НИИД — участник конкурса. **3. МГТУ им. Н.Э. Баумана — победитель конкурса.**						
5.21	Проведение поисковых и экспериментальных исследований по разработке базовых моделей топливоподающих систем импульсного впрыскивания с индивидуальными насосами и аккумуляторных топливных систем для малотоксичных форсированных перспективных дизельных двигателей	2013–2015	225 111	—	—	16 8	93 46	116 57	Экспериментальные образцы систем импульсного впрыскивания; методики разработки базовых моделей топливоподающих систем импульсного впрыскивания, их экспериментальное исследование, рекомендации по созданию и технические предложения Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 106/20-ДИЗ-01.04ок. **Лот № 2. Поданы заявки от:** 1. ООО УК АЗПИ — участник конкурса. **2. ФГУП НАМИ—победитель конкурса.** 3. ОАО НИИД — участник конкурса.						
5.25	Поисковые и экспериментальные исследования по разработке топливных систем с микропроцессорным управлением и давлением впрыскивания топлива до 200 МПа для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и создания перспективных дизельных двигателей	2013–2015	221 108	—	—	20 9	95 47	106 52	Экспериментальные образцы топливных систем; методики и программные продукты для расчета перспективных топливных систем и их проектирования; экспериментальное подтверждение разработанных методик; рекомендации по созданию перспективных топливных систем, технические предложения Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 106/20-ДИЗ-01.04ок. **Лот № 3. Поданы заявки от:** 1. ООО УК АЗПИ — участник конкурса. **2. ФГУП НАМИ — победитель конкурса.** 3. ФГУП «НПО автоматики» —участник конкурса.						
5.26	Проведение поисковых и экспериментальных исследований по адаптации конструкций высокооборотных дизелей для работы на биотопливах, диметиловом эфире, других альтернативных видах топлив и их композициях с традиционным топливом с целью улучшения экологических характеристик и экономии дизельного топлива для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и создания перспективных дизельных двигателей	2013–2015	227 112	—	—	17 8	102 51	108 53	Экспериментальные образцы топливных систем для работы на биотопливах, диметиловом эфире и смесевых топливах; инновационные решения по адаптации конструкций высокооборотных дизелей для работы на биотопливах, диметиловом эфире и смесевых топливах; рекомендации по адаптации дизелей для работы на биотопливах, диметиловом эфире и их композициях, технические предложения Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 111/20-ДИЗ-05.04ок. **Лот № 4. Поданы заявки от:** **1. ФГУП НАМИ — победитель конкурса.** 2.ОАО НИИД — участник конкурса. 3. МАДИ — участник конкурса						
5.27	Проведение поисковых и экспериментальных исследований по созданию систем нейтрализации токсичных веществ выпускных газов дизеля с высоким уровнем форсирования, обеспечивающих выполнение перспективных норм по токсичности выпускных газов для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и создания перспективных дизельных двигателей	2013–2015	211 104	—	—	19 9	86 43	106 52	Образцы систем нейтрализации; инновационные методики расчета и проектирования систем нейтрализации выпускных газов дизеля; рекомендации по созданию систем нейтрализации для дизелей различного назначения, технические предложения Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 111/20-ДИЗ-05.04ок. **Лот № 3. Поданы заявки от:** 1. ООО НТЦ МСП — участник конкурса. **2. ФГУП НАМИ — победитель конкурса.** 3.КНИТУ-КАИ — участник конкурса 4. ОАО НИИД — участник конкурса.						

УДК 621.436

110 ЛЕТ ДИЗЕЛЕСТРОЕНИЮ НА ОАО «КОЛОМЕНСКИЙ ЗАВОД»

В.А. Рыжов, к.т.н., заслуженный конструктор РФ
главный конструктор ОАО «Коломенский завод»

Летом 1863 г. (150 лет назад) военный инженер Аманд Егорович Струве основал в г. Коломна мастерские для выполнения подряда на строительство железнодорожного моста через Москву-реку. Это событие положило начало созданию в России крупнейшего машиностроительного предприятия — Коломенского завода. Начав со строительства мостов для железных дорог и городских переправ, наиболее известные из которых Бородинский, Краснохолмский, Москворецкий и Крымский мосты в Москве, Литейный и Дворцовый мосты в Петербурге, Коломенский завод успешно осваивал и развивал транспортное машиностроение для железных дорог.

В 1865 г. в Коломне было организованно производство первых товарных платформ и вагонов различного типа, а в 1869 г. из ворот предприятия вышел первый грузовой паровоз — один из первых паровозов, построенных в России.

В 1902 г. на Коломенском заводе был создан отдел тепловых двигателей Дизеля и насосов, а уже в 1903 г., после покупки лицензии у завода братьев Нобель «Русское общество моторов Дизеля», был построен первый одноцилиндровый дизель-мотор мощностью 18 л.с.

В этом году, отмечая 150-летие со дня основания и 110-летие постройки на заводе первого дизеля, Коломенский завод может по праву считаться одним из флагманов отрасли отечественного двигателестроения для железных дорог, промышленности и флота.

Уже в начале XX века Коломенский завод представлял собой одно из крупнейших и передовых машиностроительных предприятий России, что позволило начать производство дизельных двигателей практически одновременно с заводами Западной Германии. Интерес промышленности к двигателю Р. Дизеля был основан на несомненных преимуществах принципиально нового рабочего процесса, а сочетание конструкции, возможности ее осуществления и широкий диапазон применения сыграли решающую роль в темпах развития дизелестроения.

В 1902 г. на Коломенском заводе создан отдел тепловых двигателей Дизеля и насосов. А уже в 1903 г., после покупки лицензии у завода братьев Нобель «Русское общество моторов Дизеля», был построен одноцилиндровый дизель мощностью 18 л. с. (рис. 1).



В связи с повышенным спросом на двигатели для стационарных потребителей конструкторы завода за несколько лет разработали и внедрили в производство двигатели с числом цилиндров от одного до шести и мощностью от 10 до 750 л. с. Компактность, экономичность и относительно высокая мощность дизельных двигателей способствовали началу их использования на транспорте и, в первую очередь, в судостроении после решения наиболее трудной задачи адаптации двигателя к условиям работы на судне, связанной с обеспечением реверсирования гребного вала.

В 1907 г. по предложению главного инженера завода Р.А. Корейво для теплохода «Мысль» была создана силовая установка мощностью 300 л. с. с реверсированием через оригинальную отключаемую муфту и реверс-редуктор. В то время это было пионерским решением, открывшим новые возможности создания судовых установок.

Успешное решение ряда технических задач Коломенскими инженерами было по достоинству оценено мировым сообществом. В 1910 г. на международной выставке в Петербурге завод был награжден большой золотой медалью «За организацию производства двигателей внутреннего сгорания в применении к судовым целям», а в 1912 г. за новую конструкцию дизеля на выставке в Турине завод был награжден «Большой премией».

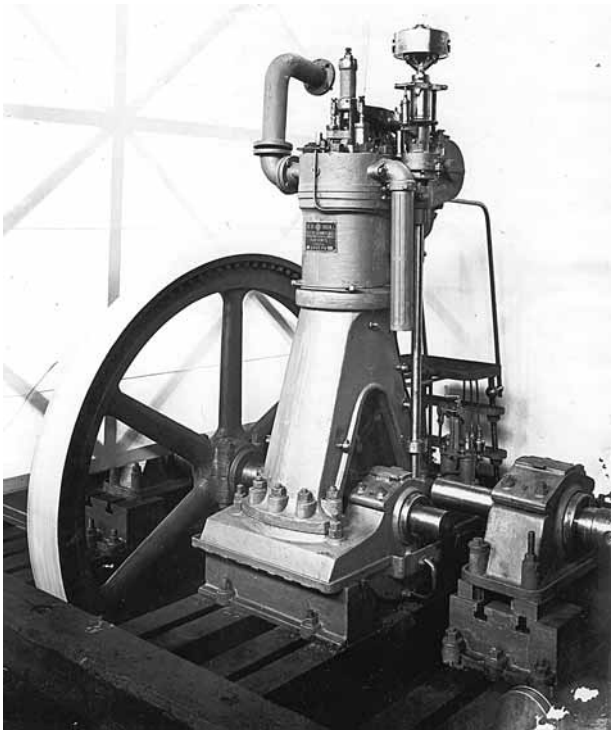


Рис. 1. Первый коломенский дизель

За период с 1907 по 1917 г. завод построил дизели суммарной мощностью 45 500 л. с., которые установил на созданные им же 64 теплохода. Таким образом, к началу 1914 г. Коломна была одним из крупнейших в России производителем дизелей.

После военных и революционных событий 1914–1919 г. были потеряны наиболее квалифицированные кадры. Завод смог восстановить лишь небольшое производство устаревших моделей дизелей только к 1920 г. Технический уровень Коломенских дизелей уже не мог удовлетворять потребностям народного хозяйства и в 1924 г. было заключено соглашение с известной фирмой MAN о закупке чертежей более современных по тому времени двигателей в безнаддувном варианте. Опыт конструирования дизелей был приобретен лишь к началу тридцатых годов. В это время началось освоение дизельных двигателей для тепловозов. На первых тепловозах, построенных под руководством профессора Гаккеля в Ленинграде, и Ломоносова в Германии использовались английские и немецкие дизели.

Применение отечественных дизелей на локомотивах Коломенского завода началось в 1930 г., когда был построен тепловоз 60Г-6 мощностью 600 л.с., а затем и мощностью 1200 л.с. с дизелем собственной конструкции 42БМК-6, применявшимся затем на тепловозах Ээл.2 и Ээл. Дизель 42БМК-6 был в то время одним из лучших.

В тридцатые годы на заводе впервые в СССР были начаты работы по внедрению газотурбинного наддува, вначале совместно со Швейцарской фирмой «Броун-Бовери». К началу 40-х годов использовались уже собственные разработки. К 1941 г. был создан ряд новых дизелей с наддувом для подводных лодок классов «Щука», «Малютка», «С-IX». Это дизели 38К8; 38В8; 1Д; 9Д мощностью 800–2000 л. с. и размерностью 28/38; 30/38; 45/42; 43/47. На большинстве лодок военных лет были установлены дизели Коломенского завода.

После начала войны в 1941 г. завод был эвакуирован, производство дизелей прекратилось, но уже в 1942 г. небольшая группа конструкторов начала разрабатывать новый дизель 37Д размерностью 39/45 и мощностью 2000 л.с. при частоте вращения 500 об/мин. Это был двигатель нового поколения с дистанционной системой управления, способный работать с высоким противодавлением на выпуске. Серийное производство этих двигателей для подводных лодок началось в 1950 г.

Послевоенное восстановление народного хозяйства потребовало значительно увеличить выпуск дизельных двигателей для различных отраслей промышленности. Стало ясно, что необходимо переходить на качественно новый уровень проектирования — создание типоразмерных рядов и обеспечение их серийного производства. В 50–70-е годы на базе размерностей 23/30; 30/38 и 26/26 были созданы три типоразмерных ряда двигателей, в конструкции которых были использованы не только новые технические решения, но и заложен резерв для дальнейшего совершенствования, благодаря которым дизели, созданные на их основе, получили долгую жизнь.

В шестидесятые годы были завершены работы по созданию двухтактного V-образного реверсивного дизеля 30Д с прямоточной клапанно-щелевой продувкой (12VDH23/30) мощностью 1800 л. с., на базе которого был создан дизель 40ДМ мощностью 2500 л. с. с двухступенчатым турбонаддувом для ВМФ и другими оригинальными конструкторскими решениями. Создание дизелей 30Д и 40ДМ для подводных кораблей ВМФ стало блестящей школой для коллектива конструкторов в части компоновки, постановки исследовательских работ и развития экспериментальной базы.

На базе 40ДМ были разработаны и запущены в серийное производство тепловозные двигатели 11Д45 (16ДН23/30) и 14Д40 (12ДН23/30) мощностью соответственно 3000 и 2000 л. с.

В 1961 г. дизель 11Д45 за оригинальность конструкторских решений был удостоен Золотой медали ВДНХ СССР. Коломенским заводом было построено 1760 дизелей марки 11Д45 для тепловозов ТЭП60 и 8700 дизелей 14Д40 для тепловозов М62. Эти двигатели по своим эко-

номическим, эргономическим и эстетическим показателям соответствовали лучшим мировым образцам и поставлялись на экспорт в семь стран.

В период 1960–1968 гг. для ВМФ было создано новое семейство дизелей ЧН30/38 в рядном шести- и двухрядном двенадцатицилиндровом исполнении мощностью 2000–4000 л. с. (заводские марки Д42 и Д43). Двигатель Д43 двухрядный с автоматически управляемым сопловым аппаратом турбины и встроенным редуктором, связывающим два коленчатых вала до сих пор является уникальной конструкцией, а модернизированный в 90-е годы двигатель Д42 в рядном шестицилиндровом исполнении (заводская марка 30ДГ) в настоящее время успешно конкурирует на рынке дизелей для подводных лодок и в составе 636 проекта поставляется на экспорт. На этом двигателе установлен двухступенчатый агрегат турбонаддува. Весьма характерно, что вплоть до 2000 г. все двигатели и их агрегаты, выпускаемые Коломенским заводом, были спроектированы заводским КБ и изготавливались в цехах завода.

Освоение новых конструкций с более высокими параметрами, повышенной механической и тепловой напряженностью потребовало поиска новых решений по материалам, технологиям изготовления, методам упрочнения, разработки и внедрения специальных покрытий и сплавов. В Коломенских дизелях начали использовать разработанные на заводе легированные чугуны с шаровидным графитом, антифрикционные чугуны, технологии химико-термической обработки, различные виды упрочнений и контроль качества. В этом колоссальная заслуга технологов, металлургов, металловедов и др. технических служб.

В процессе создания и доводки конструкций рядов 23/30 и 30/38 было положено начало системному проектированию, в ходе которого были созданы комплексные расчетные базы, специализированные лаборатории для отработки узлов и деталей двигателя.

Коломенский завод стал одним из пионеров использования вычислительной техники для инженерных расчетов, и уже в 1962–1963 гг. на заводе был создан вычислительный центр.

В дальнейшем с начала 70-х гг. школа конструирования была существенно развита в связи с созданием нового типоразмерного ряда дизелей Д49 (ЧН26/26), который по первоначальному замыслу конструкторов должен был обеспечить мощностной диапазон 800–6000 л. с. с количеством цилиндров 8–20 при частоте вращения коленчатого вала 750–1000 об/мин. Создание этого ряда позволило заводу перейти на крупносерийное хорошо оснащенное производство благодаря оригинальной архитектуре двигателя, модульной конструкции и высокой унификации деталей. Освоение производства проходило очень тяжело из-за коренной перестройки технологических потоков и совершенно новых конструкций деталей. Первоначально заложенные концепции оказались труднодостижимы, первые варианты двигателей были не достаточно надежны из-за высокой термической и механической напряженности.

Решение задач обеспечения надежности модульной конструкции при высокой степени унификации потребовало пересмотра концепции конструирования двигателя. В результате были созданы новые и оригинальные конструкции цилиндрового комплекта, блока цилиндров, крышек цилиндров, приводов распределительного вала и насосов унифицированных между собой независимо от количества цилиндров и мощности.

Эти задачи сорок лет назад удалось успешно решить Коломенским конструкторам, что позволило создать хорошо оснащенное производство дизелей с прогрессивными параметрами и высоким потенциалом модернизации.

В ходе создания дизелей Д49 (ЧН26/26) второго поколения получили развитие комплексные научные и методологические методы создания и доводки дизелей.

В начале 80-х годов впервые в отечественном дизелестроении были созданы и исследованы системы воздухоснабжения с регулируемым турбокомпрессором, агрегаты двухступенчатого наддува со связью и без связи с коленчатым валом, агрегаты с силовой турбиной, агрегаты с системами перепуска воздуха и газа и системы регистрового наддува.

Коломенскими конструкторами и учеными впервые в мире в 1976 г. была изготовлена и испытана топливная система аккумуляторного типа с электронным управлением, которая теперь широко используется за рубежом под названием Common Rail. Последним достижением в области топливоподачи и рабочего процесса является оригинальное решение по обеспечению трехфазного впрыска, позволившее обеспечить требование европейской директивы 2004/26 EG в части вредных выбросов с отработавшими газами.

В разные годы руководителями заводского КБ двигателей были: Н.М. Урванцев (до 1937 г.), В.И. Чекалин (до 1945 г.), И.Н. Савостин (до 1946 г.), Г.А. Бородин (до 1951 г.). По мере укрупнения КБ главными конструкторами были Д.В. Львов (1951–1955 гг.), С.А. Абрамов (1955–1966 гг.), П.М. Мерлис (1966–1969 гг.), Е.А. Никитин (1968–2001 гг.) с 2001 г. В.А. Рыжов.

Значительный вклад в развитие Коломенской школы конструирования в разные годы внесли

высококвалифицированные специалисты И.Д. Калинин, М.П. Маркин, В.И. Чекалин (лауреаты Государственной премии 1946 г.); С.А. Абрамов, Б.Н. Догадин, А.И. Ермолаев, П.М. Мерлис, Е.А. Никитин (лауреаты Государственной премии 1971 г.); Г.В. Никонов (лауреат Государственной премии 1984 г.); М.А. Салтыков, Э.А. Улановский, В.М. Ширяев (лауреаты Государственной премии 1989 г.); Э.П. Вольский, Л.Д. Котельников (лауреаты премии Совета Министров СССР 1990 г.), а также — А.И. Меден, И.Я. Татарников, С.Ф. Северов, Л.Д. Юз, Д.А. Дехович, С.И. Коганицкий, Р.А. Семенов.

Заслуженный деятель науки и техники, д.т.н., профессор Е.А. Никитин удостоен Государственной премии дважды.

Особый вклад в развитие системы комплексных аналитических и экспериментальных исследований внес М.А. Салтыков, практически создавший лабораторию и отдел прочности и разработавший высокоэффективную методологию оценки прочности конструкций дизелей, основанную на сбалансированном сочетании среднеточных инженерных и высокоточных сеточных моделей с минимально-необходимыми испытаниями на выносливость.

Сочетание методов математического моделирования с накопленным опытом испытаний двигателей позволили впервые разработать типовые программы ускоренных испытаний, позволяющих осуществлять не только комплексную оценку надежности двигателя, но и спрогнозировать срок службы масла и правильность его выбора.

Ускоренные испытания осуществляются с помощью многоуровневых систем, в которых для управления режимами работы объекта и систем стенда, а также регистрации и обработки параметров используются ЭВМ,

Работы по созданию и модернизации Коломенских дизелей за последние 40 лет позволили только сотрудникам заводского КБ защитить около 50 кандидатских и 6 докторских диссертаций. В разные годы КБ Коломенского завода сотрудничало с МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЦНИТМаш, ЛПИ, МИИТ, ЦИАМ им. Баранова, ЦНИДИ, ВНИИЖТ, ВНИИ НП, ВНИТИ, ЦНИИ им. Крылова, 1-й ЦНИИ Министерства обороны, НИИД, ЛКИ и др.

За весь период дизелестроения только сотрудниками завода получено более 420 авторских свидетельств и патентов на изобретения, разработано и поставлено на производство 38 дизелей различных размерностей и сотни их модификаций. Только серии Д49 модификаций больше ста. Уровень форсирования по среднему эффективному давлению повышен до 27 бар. На новой экспериментальной установке достигнуто максимальное давление сгорания 220 бар.

Компоновка двигателя Д49 оказалась настолько удачной, что дало возможность четырежды осуществить его серьезную модернизацию без кардинального изменения производства. В настоящее время четвертое поколение двигателей Д49, такие заводские марки как 2А-9ДГ-02 (16ЧН26/26) для тепловоза ТЭП70БС; 18-9ДГ (16ЧН26/26) для тепловоза 2ТЭ116У; 21-26ДГ-01 (12ЧН26/26) для тепловоза 2ТЭ25А являются одними из лучших в мире локомотивных дизелей. Их ресурс до капитального ремонта составляет от 1600 до 2400 тыс. км, удельный расход топлива по ISO 186–190 г/(кВт·ч), масла на угар 0,35–0,8 г/(кВт·ч) и параметре потока отказов 4–6 на 1 млн км пробега локомотива.

Двигатели 28ДГ установлены на новейшей НАПЛ четвертого поколения «Санкт-Петербург» (проект НПП «Рубин»), а 10Д49 и 16Д49 на новейших кораблях проектов 20380 (ЦПК «Алмаз») и 20350 (ЦКБ «Северная верфь»).

Двигатели Д49 третьего поколения 12Д49М (12ЧН26/26) и 1А-9ДГ (16ЧН26/26) стали победителями в прямых натурных сравнительных эксплуатационных испытаниях с двигателями фирм МАК, «Caterpillar» в Германии и GE (США) в России. Причем у двигателей GE соревнования выиграны трижды.

Удивительным является тот факт, что все эти достижения и победы были завоеваны заводом после тяжелейших 90-х гг. так называемой «перестройки». Эти годы нанесли всему Российскому машиностроению тяжелейший удар. Производство дизелей на заводе к середине 90-х гг. сократилось с 1000 до 165 дизелей в год, количество работающих уменьшилось в три раза. Зарплату не получали по четыре месяца. Казалось, завод на краю гибели. Под таким сокрушительным ударом не устоял и был навсегда закрыт известнейший своими замечательными кадрами Ленинградский завод «Русский дизель».

Но Коломенский завод выстоял, удалось сохранить основной кадровый костяк в КБ и на производстве и в первую очередь благодаря бесценному сокровищу России — ее людям, способным вынести невероятные трудности и победить.

В очень сложных условиях, когда завод работал по 2–3 дня в неделю, в КБ шла напряженная работа по созданию Д49 третьего поколения под руководством главного конструктора Е.А. Никитина, ведущих специалистов Л.Д. Котельникова, Э.А. Улановского, Ю.С. Салтыкова, Э.П. Вольского, П.В. Кулаева, В.М. Ширяева, В.А. Рыжова, А.С. Умарова, Д.А. Деховича, Л.Д. Юза и других. В кратчайшие сроки была реализована новая в

то время организация рабочего процесса с трехфазным впрыском топлива. Именно это техническое решение, защищенное двумя патентами в совокупности с модернизацией цилиндропоршневой группы, введением управляемой системы наддува позволило обеспечить показатели двигателя мирового уровня и выиграть тендерные испытания на поставку дизелей Германским железным дорогам для локомотивов V300. В общей сложности в Германию было поставлено 86 дизелей. С этого началось третье возрождение завода.

Положительную роль в восстановлении завода сыграла покупка контрольного пакета акций группой «Северсталь».

Команда молодых менеджеров во главе с В.Н. Власовым сумела быстро преодолеть первоначальный скепсис по отношению к техническим специалистам. В результате на основе взаимного доверия была создана команда управленцев, энергичными совместными действиями которой завод стал быстро наращивать темпы производства.

К большому сожалению, в группе «Северсталь» Коломенский завод был единственным непрофильным бизнесом, к тому же со сложной продукцией, которая не могла приносить быстрой прибыли, поэтому завод был продан и вошел в состав группы «Трансмашхолдинг» (ЗАО ТМХ), объединившей в своем составе 15 заводов, в основном железнодорожного профиля.

Переход к новому владельцу оказался не простым. Из-за смены методов руководства ЗАО ТМХ, началась чехарда со сменой директоров. Но к тому времени завод уже имел устойчивую позицию в бизнесе, и поэтому переходный процесс отрицательного действия на него не оказал. С 2008 г. заводом руководит генеральный директор Карпов В.Ю., которому удалось органично войти в команду ведущих специалистов завода и направить его работу в нужное русло.

Сегодня финансовое положение завода весьма устойчиво. Завод производит до 510 дизельных двигателей и агрегатов на их базе и до 93 локомотивов с годовым оборотом до 18 млрд руб. при численности работающих 7000 человек.

Управление главного конструктора по машиностроению (УГКМ, так называется сегодня КБ дизелестроения) представляет собой мобильный активно работающий коллектив. Непосредственно конструированием заняты 162 человека, и 60 человек обеспечивают экспериментальные и исследовательские работы. УГКМ решает три основные задачи: создание образцов новой техники, научно-технического и опытно-конструкторского задела и сопровождение серийного производства. Средний возраст сотрудников 47 лет. Структура отдела выстроена по принципу специализации, что обусловлено необходимостью совершенствования модульной конструкции. Все главные направления работ ведут специалисты высокой квалификации, как правило, имеющие степень кандидата технических наук. Восстановлены два КБ перспективного проектирования: КБ компоновок новых конструкций дизелей и КБ перспективных систем турбонаддува.

В проектировании и доводке дизелей активно используются CAD/CAM/CAE технологии. В составе САПР с успехом применяются такие комплексы как UNIGRAPHICS NX, Solid Edge, NOSTRAN, PATRAN, ADAMS, «Компас» и др. В общей сложности в работе используются 138 специализированных вычислительных программ. Продолжая традиции предыдущих поколений, завод восстановил связи с МГТУ им. Н.Э. Баумана, НИКТИДом, ЦИАМом, ВНИИНП, ВНИКТИ, ВНИИЖТ, ЦНИИ имени Крылова, Первым институтом Министерства обороны и т. д. Налажены связи с ведущими зарубежными фирмами, такими как AVL, BOSCH, DUAP, HEINZMANN, GOETZE, SHV, GLICO и др.

За ряд известных разработок завод принят в члены международного конгресса CIMAC.

За последние 12 лет ОАО «Коломенский завод» создана серия новых дизельных установок для локомотивов, ВМФ и АЭС. В частности для Военного морского флота создан и поставлен на производство ряд установок для новых кораблей и НАПЛ.

В 2000 г. поставлен на производство дизель-генератор 28ДГ (рис. 2) для НАПЛ четвертого по-

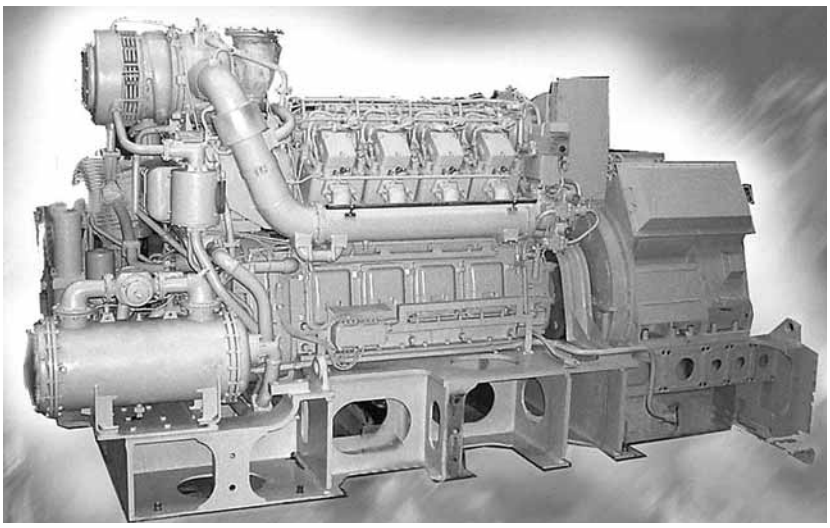


Рис. 2. Дизель-генератор 28ДГ

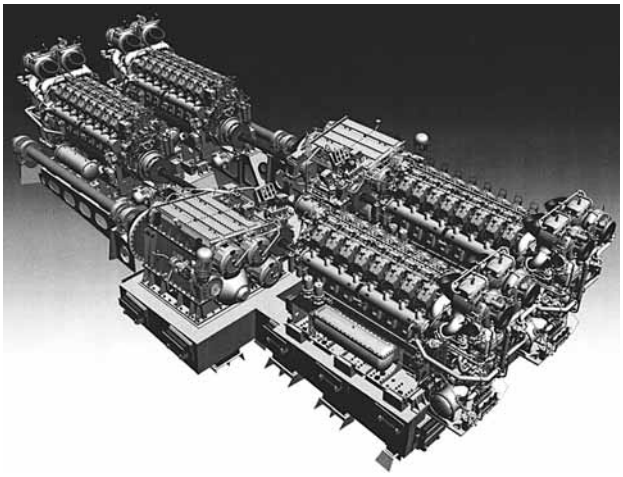


Рис. 3. Силовой агрегат 1ДДА

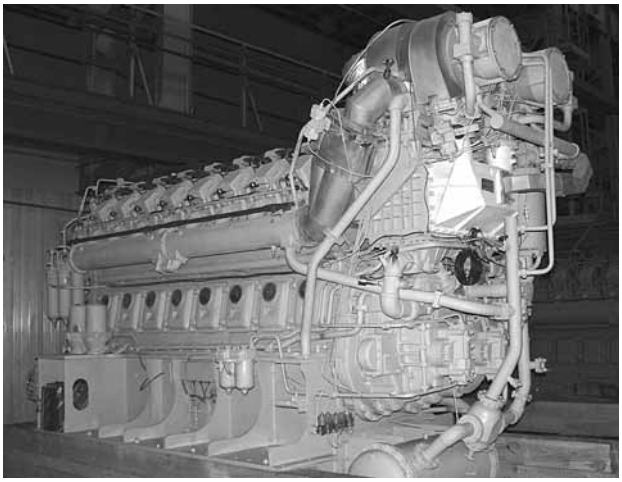


Рис. 5. Дизель 10Д49

коления проекта 677 (разработчик ЦКБ МТ «Рубин»).

Дизель-генераторы предназначены для работы в качестве главной судовой энергетической установки постоянного тока с повышенным противодавлением на выпуске отработавших газов.

В 2005 г. для нужд надводного кораблестроения ВМФ РФ ОАО «Коломенский завод», всего за четыре года, изготовил и поставил на производство дизель-дизельный агрегат 1ДДА полной мощностью 12 000 л. с. для использования в составе пропульсивного комплекса с гребным винтом фиксированного шага кораблей типа «Корвет» (проект 20380 ОАО ФГУП ЦМКБ «Алмаз»). Силовая установка из двух 1ДДА представлена на рис. 3.

За создание главной силовой установки 1ДДА заводу присуждена Премия правительства Российской Федерации в области науки и техники.

В состав агрегата входят два агрегатированных дизеля нового поколения 16Д49 (16ЧН26/26), один,

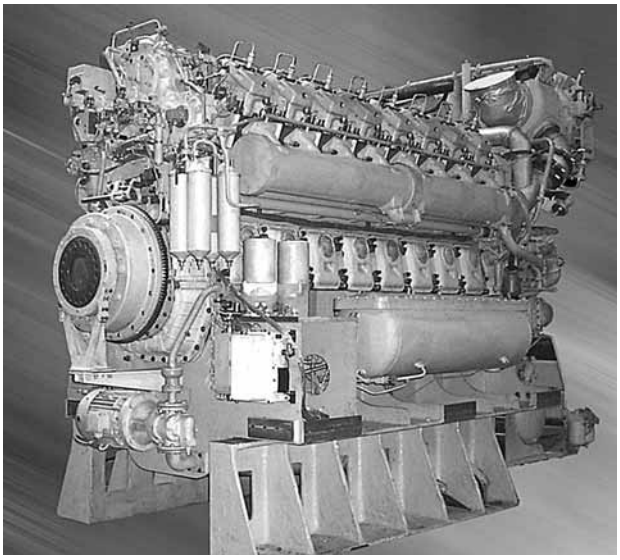


Рис. 4. Дизель 16Д49

общий для двух дизелей, реверсивный двухскоростной редуктор, упругие муфты и рессоры передачи мощности от дизелей к редуктору, электронная цифровая система управления, электронный диагностический комплекс, интерактивное электронное техническое руководство по эксплуатации.

Агрегат может эксплуатироваться по схеме совместной или раздельной работы дизелей с передачей мощности через редуктор от одного (любого) или двух дизелей одновременно на гребной вал. Дизель 16Д49 мощностью P_e = = 6000 л. с. при n = 1100 об/мин (рис. 4) оснащен регистровой системой наддува, что позволяет отключать один из турбокомпрессоров на режимах малых и средних нагрузок, тем самым увеличивая крутящий момент, снимаемый с фланца коленчатого вала дизеля при маневрировании и разгоне корабля. Дизель 16Д49 оснащен автоматическим фильтром очистки масла фирмы BOLL&KIRCH (Германия), турбокомпрессорами фирмы ABB (Швейцария), отечественным электронным регулятором 1ЭРС. Использование малоинерционных турбокомпрессоров фирмы ABB позволило существенно улучшить приемистость дизеля, снизить дымление на режимах разгона, реверса, а применение электронных регуляторов, вместо гидромеханического, позволяет более точно выдерживать баланс мощностей при работе дизелей в спарке в режиме «ведущий–ведомый» и исключает перегруз двигателя.

Параллельно с 16Д49 в 2007 г. создан и поставлен на производство дизель 10Д49 (16ЧН26/26) мощностью P_e = 3825 кВт при n = 1000 об/мин для серийной дизель-газотурбинной установки кораблей типа «Фрегат» (проект 22350 ОАО «Северное ПКБ») (рис. 5). Дизель предназначен для работы в качестве главной энергетической установки через редуктор на винт фиксированного шага. Дизель 10Д49 оснащен регистровой системой

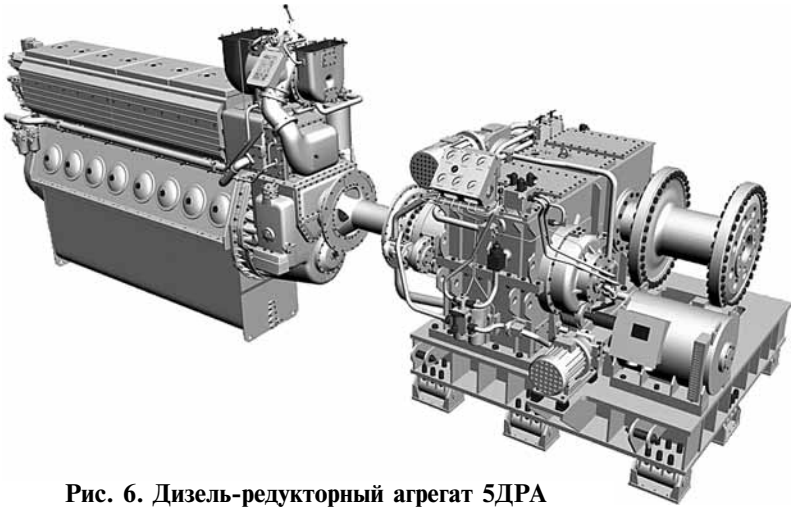


Рис. 6. Дизель-редукторный агрегат 5ДРА

наддува с малоинерционными турбокомпрессорами фирмы ABB, электронной системой управления турбонаддувом, что позволяет обеспечить расширенную область работы двигателя на всех его режимах и максимальный крутящий момент на пониженных частотах вращения коленчатого вала.

В 2013 г. завершено создание дизель-редукторного агрегата 5ДРА P_e = 1850 кВт при $n_р$ = = 200 об/мин, предназначенного для использования в составе главной энергетической установки для работы на винт регулируемого шага, через редукторную передачу корабля специального назначения (проект 18280 ОАО ЦКБ «Айсберг») (рис. 6).

В состав агрегата входят дизель 11Д42 (8ЧН30/38) мощностью P_e = 1950 кВт при n = = 600 об/мин, редуктор, унифицированные муфты из композитного материала для передачи мощности от дизеля к редуктору и от редуктора к судовому валопроводу, электронная цифровая система управления агрегатом, интерактивное электронное техническое руководство по эксплуатации агрегата. Отличительной особенностью агрегата 5ДРА является установка на редукторе электродвигателя, обеспечивающего малый ход корабля с неработающими дизелями. После успешного завершения ОКР и испытаний в 2013 г. первые два агрегата 5ДРА отгружены на головной корабль.

В 2013 г. ОАО «Коломенский завод» завершает работы по созданию дизель-реверс-редукторного агрегата ДРРА3700 мощностью P_e = 3700 кВт на выходном фланце редуктора с дизелем 10Д49 (16ЧН26/26) мощностью P_e = 3825 кВт при n = 1000 об/мин для десантного корабля (проект 11711 ОАО «Невское ПКБ») (рис. 7).

Агрегат ДРРА3700 предназначен для работы в качестве главной энергетической установки на винт фиксированного шага через реверс-редукторную передачу. В состав агрегата входят дизель 10Д49, реверс-редукторная передача, электронная цифровая система управления, композитные муфты, интерактивное электронное руководство по эксплуатации.

ОАО «Коломенский завод» располагает техническими и производственными возможностями для проектирования, испытаний и выпуска двигателей в диапазоне мощностей от 600 до 6000 л.с.

Дизельные двигатели ОАО «Коломенский завод» отличает высокая топливная экономичность, низкий расход масла на угар, высокая надежность и износостойкость деталей и сборочных единиц, простота и удобство обслуживания и ремонта, высокие ресурсные показатели.

Несомненными достоинствами дизелей и дизель-генераторов производства ОАО «Коломенский завод» является их меньшая исходная стоимость, меньшая стоимость всего жизненного цикла по сравнению с зарубежными аналогами, их адаптация к топливу, маслам, охлаждающим жидкостям, применяемых в РФ на ВМФ. По экономическим, экологическим и ресурсным показателям коломенские дизели не уступают западным конкурентам.

Созданы двигатели в газодизельном исполнении и газовые моторы с комплексными электронными системами управления.

Освоено проектирование и производство нового для завода вида продукции — автоматизированные дизель-генераторные установки для АЭС. Это особый вид продукции, который должен отвечать жестким требованиям специальной

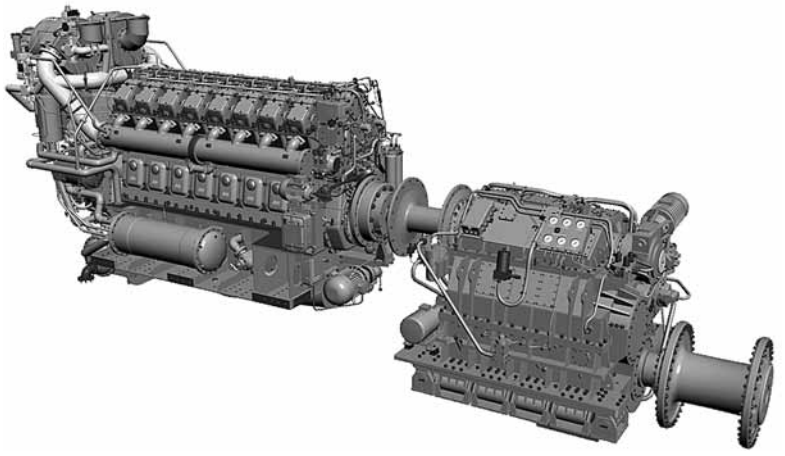


Рис. 7. Дизель-реверс-редукторный агрегат ДРРА3700

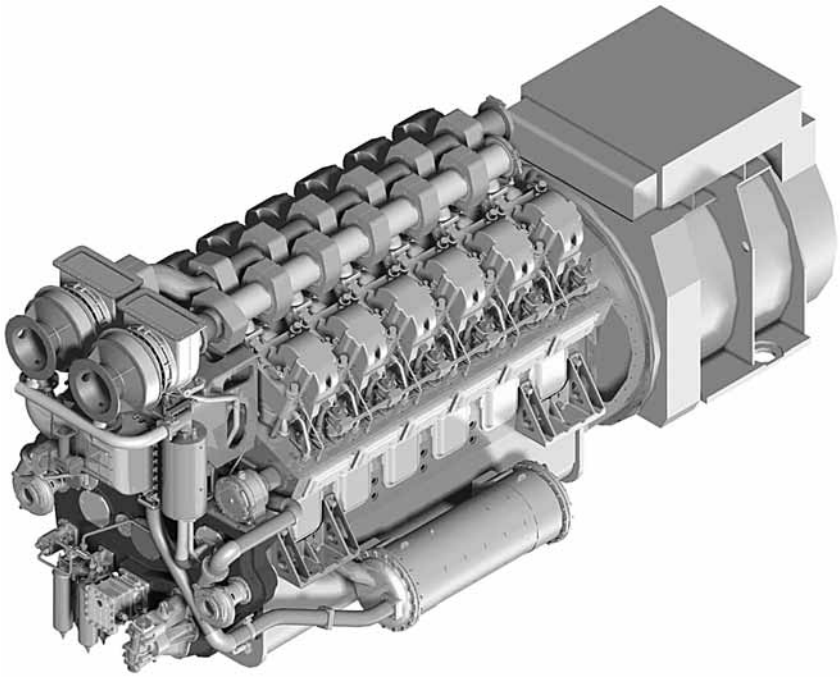


Рис. 8. Модель дизеля нового поколения Д500К

нормативной Российской и международной документации. Установки ДГУ6200 мощностью 6200 кВт в уникальном исполнении — спарки двух одновременно параллельно работающих в электрической связи дизель-генераторов ДГУ3100 поставлены и запущены в эксплуатацию на АЭС Бушер. Установки ДГУ3200 и ДГУ4000 мощностью соответственно 3000 и 4000 кВт поставлены на Белоярскую АЭС.

Понимая растущие потребности ВМФ РФ, ОАО «Коломенский завод» выполняет работы по созданию дизеля нового поколения Д500К размерности ЧН26,5/31 в 12-, 16- и 20-цилиндровом исполнении, который позволит обеспечить мощностной диапазон до 10 000 л. с.

Технический проект дизеля Д500К получил высокую оценку со стороны Генерального заказчика и большинства проектных организаций военного кораблестроения. В настоящее время изготовлен и проходит испытания одноцилиндровый отсек 1ЧН26,5/31 дизеля Д500К. На отсеке ведется отработка рабочего процесса нового дизеля, оценивается надежность базовых узлов и деталей, правильность принятых на стадии проектирования технических и конструкторских решений. Начато изготовление опытных образцов дизелей 12ЧН26,5/31 и 20ЧН26,5/31 и стендов для проведения испытаний.

Виртуальное трехмерное твердотельное отображение двигателя 12ЛДГ500 (ЧН26,5/31) мощностью 4420 кВт (6000 л. с.) изображено на рис. 8. Эта техника создана новым поколением ведущих специалистов-конструкторов, среди которых следует отметить В.В. Печенина, А.В. Птицына, В.В. Калиниченко, В.В. Кондратюка, М.А. Сальникова, М.С. Тагирова, В.Т. Ткачева, М.И. Раенко, А.В. Гончарова, С.С. Авилову, А.Б. Матисена, И.И. Кудрявцева, М.Е. Калугина, Л.П. Малько, М.М. Панина, С.Б. Миляева и других. Значительный вклад в создание и освоение новых дизелей и агрегатов внесли технический директор В.А. Шелеметьев, зам. технического директора Е.Д. Филимонов, директор по производству Н.Н. Киселев, начальник центральной заводской лаборатории А.А. Винницкий, главный технолог С.А. Шитов.

Безусловно, успехи завода связаны не только с конструкторским коллективом. В этом большая заслуга технологов, металлургов, производственников. Следует отметить огромные заслуги бывших главных инженеров завода В.А. Илляшевича, Е.И. Клячкина, А.И. Коробенкова, Ю.Д. Трофимова. Главных технологов Б.А. Стрюкова, В.Д. Лаврова, С.А. Шитова. Главных металлургов Ю.А. Лебедева, В.Н. Огуенко, А.Ф. Мирошкина.

Спрос на Коломенские дизели часто опережает производственные возможности завода, что свидетельствует, прежде всего, о высокой оценке заказчиками нашей продукции, в создании которой значительная доля принадлежит конструкторам.

110-летие с начала дизелестроения конструкторский отдел по дизелестроению (УГКМ) встречает как сильный творческий коллектив с хорошей экспериментальной и производственной базой, продолжающий активно развивать коломенскую школу дизелестроения, основы которой заложены многими поколениями талантливых конструкторов-дизелистов Коломенского завода.

УДК 621.43

ОЦЕНКА МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ СОВРЕМЕННЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

С.В. Путинцев, д.т.н, проф., А.С. Кулешов, д.т.н., доц, А.Г. Агеев, магистр, МГТУ им. Н.Э. Баумана

Представлено обоснование необходимости и разработана уточненная модель для расчета механических потерь в современных форсированных двигателях с учетом нагрузки, упругости поршневых колец и вязкости моторного масла. Даны рекомендации по рациональному выбору неизвестных исходных данных для обеспечения адекватности разработанной модели при расчете эффективных показателей рабочего процесса ДВС.

При расчете основных эффективных показателей рабочего процесса ДВС, таких как среднее эффективное давление p_e, эффективная мощность P_e, эффективный КПД η_e и удельный эффективный расход топлива g_e, требуется значение показателя механических потерь двигателя (как правило, среднего давления механических потерь p_m либо производных от него величин), входящих в общеизвестные формулы:

$$p_e = p_i + p_{н.х} - p_m;$$

$$P_e = P_i - P_m;$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m;$$

$$g_e = G_т / (N_i - N_m),$$

где p_i, N_i, η_i — среднее индикаторное давление, индикаторная мощность и индикаторный КПД соответственно; $p_{н.х}$ — среднее давление насосных ходов; N_m, η_m — мощность механических потерь и механический КПД соответственно; $G_т$ — часовой расход топлива.

Как видно из вышеприведенных формул, среднее давление насосных ходов отделено от механических потерь. Это обусловлено тем, что, во-первых, $p_{н.х}$ может быть легко и с высокой точностью определено с помощью широко распространенных программных средств термодинамического расчета ДВС; во-вторых, в современных двигателях эта величина меняется в широких пределах. Так, в зависимости от схемы наддува, параметров окружающей среды и давления наддува значение $p_{н.х}$ может быть как отрицательным, так и положительным, а в двухтактных двигателях вообще равным нулю. Таким образом, говоря о p_m в его современном понимании, мы связываем с этим показателем только преодоление трения во всех подвижных сопряжений двигателя и его вспомогательных агрегатов. Эта концепция, предусматривающая отделение насосных потерь от потерь на трение, соответствует новым, изменившимся условиям, в которых осуществляются расчет и оптимизация рабочих процессов ДВС в лабораториях и конструкторских службах ведущих мировых производителей.

К сожалению, именно показатели механических потерь, обусловленные процессами трения в многочисленных подвижных смазываемых сопряжениях и механизмах, трудно поддаются точному аналитическому описанию, особенно для условий работы ДВС.

В одной из ранних работ [1] была предпринята попытка приближенной оценки давления механических потерь ДВС на основе суммирования пяти составляющих сил трения: поршня, поршневых колец, подшипников коленчатого вала, насосов и зубчатых передач. Следование этому подходу сразу наталкивается на проблему задания значений слишком большого (более 21) количества переменных, часть которых (например, производительность насосов) требует выполнения дополнительных расчетов. Кроме того, в формулах работы [1] присутствует целый ряд эмпирических поправочных коэффициентов, значения которых не имеют обобщающего характера.

При разработке модели, описывающей механические потери, наиболее распространен метод аппроксимации экспериментальных данных различными полиномами, коэффициенты которых определяются на основе обработки результатов измерения показателей механических потерь двигателей. Как правило, целевой функцией выбирают давление механических потерь, а в качестве независимых переменных используют показатель скоростного режима и (реже) нагрузки [2–4 и др.].

Преимущественный выбор давления механических потерь в качестве целевой функции обусловлен, главным образом, тем, что по многочисленным результатам экспериментов зависимость именно этого показателя от скоростного режима близка к линейной, что позволяет использовать

простые линейные модели с легко определяемыми коэффициентами:

$$p_m = a + b \cdot n,$$

где a и b — эмпирические коэффициенты; n — показатель скоростного режима (частота вращения коленчатого вала или средняя скорость поршня).

Приведенный ниже анализ показывает, что использование в качестве целевой функции мощности механических потерь (вместо давления механических потерь) приводит к существенной ее нелинейности по отношению к показателю скоростного режима.

Пусть мощность механических потерь (мощность трения) определяется произведением некой обобщенной силы трения F смазываемой пары, совершающей относительное прямолинейное движение со средней скоростью c:

$$N_m = F \cdot c.$$

Представим обобщенную силу трения как сумму двух составляющих: в гидродинамическом F_h и граничном F_b режимах трения:

$$F = \alpha \cdot F_h + (1 - \alpha) \cdot F_b.$$

Здесь α — коэффициент режима трения, принимающий три значения, соответственно доминирующему режиму, а именно: 1 —гидродинамическое трение, 0 — граничное трение и 0,5 — смешанное трение. Выбор значения α осуществляется на основе сопоставления значений минимальной толщины слоя смазочного материала с шероховатостью поверхностей трущихся смазываемых деталей [5].

Раскроем содержание составляющих F_h и F_b исходя из зависимостей Ньютона–Петрова и Амонтона соответственно и полагая, для определенности, что гидродинамический режим трения осуществляется преимущественно в подшипниках коленчатого вала, а граничный — в сопряжении поршня с цилиндром:

$$F_h = \mu \cdot c \cdot A / h;$$

$$F_b = f \cdot N,$$

где μ — динамическая вязкость смазочного материала; c — линейная скорость вращения коленчатого вала; A — площадь смоченной поверхности; h — толщина слоя смазочного материала; f — коэффициент граничного трения; N — нормальная нагрузка (боковая сила поршня).

Влияние скоростного режима на силу гидродинамического трения присутствует в явном виде, из которого следует прямая пропорциональность этой силы скорости:

$$F_h \sim c.$$

Выясним роль скоростного режима в составляющей F_b. Из динамики поршневого ДВС известно, что боковая сила поршня N пропорциональна сумме газовой и инерционной сил, первая из которых практически не зависит от скоростного режима, а вторая, наоборот, существенно (пропорционально квадрату) определяется значением связанного с этим режимом параметра ω:

$$P_j \approx -m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где m_j — масса поступательно движущихся деталей поршневой группы; r — радиус кривошипа коленчатого вала; φ — угол поворота коленчатого вала; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Принимая во внимание известные соотношения между угловой скоростью и частотой вращения коленчатого вала и переходя от частоты вращения коленчатого вала к средней линейной скорости, получим, что составляющая граничного трения пропорциональна квадрату скорости:

$$F_b \sim c^2.$$

Таким образом, обе составляющие обобщенной силы трения, доля влияния каждой из которых колеблется от 0 до 1, изменяют пропорциональность обобщенной силы трения скорости движения от линейной до квадратичной:

$$F \sim c \ldots c^2.$$

При переходе к мощности механических потерь дополнительное умножение обобщенной силы трения на скорость дает пропорциональность следующего вида:

$$N_m \sim c^2 \ldots c^3. \qquad (1)$$

Из выражения (1) следует, что использование мощности механических потерь в качестве целевой функции, зависящей от показателя скоростного режима, должно базироваться на применении существенно нелинейных моделей типа степенного полинома с показателями степени больше единицы.

Заметим, что это не только усложняет процесс построения полинома, но и согласно теории погрешностей менее предпочтительно с точки зрения точности расчетов, поскольку относительная погрешность косвенного определения величины в этом случае пропорциональна показателю степени независимой переменной.

Другой недостаток использования мощности механических потерь в качестве целевой функции заключается в чрезмерно большом влиянии на значение последней произведения iV_h (литрового объема двигателя), от чего совершенно свободен удельный показатель — давление механических потерь p_m.

Роль нагрузки в формировании уровня и характера изменения общих механических потерь в ДВС неоднозначна. Анализ публикаций показывает, что пик интереса к этому вопросу имел

место в 50–70 гг. прошлого века [6–8 и др.], когда уровень форсирования ДВС по среднему индикаторному давлению был мал по сравнению с ныне существующим. В указанных работах авторы сходились во мнении, что влияние нагрузки на механические потери настолько незначительно, что в большинстве случаев при разработке моделей процесса трения фактором нагрузки можно было пренебречь. Объяснение этому предлагалось следующее. Рост нагрузки (сил и моментов, приложенных к парам трения) сопровождается повышением температуры смазочного материала, что приводит к снижению вязкости последнего и, соответственно, вызывает подавление сил трения на перемещение смазываемых деталей. Надо признать, что такая трактовка, характеризующая известное явление авторегулирования в смазываемых парах [9], допустима лишь для условий гидродинамического режима трения. В современных ДВС уровень форсирования по нагрузке таков, что доля гидродинамического трения даже в «благоприятных» сопряжениях типа цилиндрических подшипников коленчатого вала меньше 100 % [10], а в режимах смешанного и, тем более, граничного трения, характерных для деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), нагрузка имеет определяющее значение в формировании сил трения (см., например, вышеприведенную зависимость для F_b). Собственно нагрузка не исчерпывается только величиной, связанной с давлением газов в цилиндре p_i. Дело в том, что в ЦПГ нормальная нагрузка определяется не только силами давления газов, но и силами, от этого давления не зависящими, а именно силами упругости поршневых колец. Вклад этих сил в механические потери растет по мере удаления кольца от днища поршня: в этом направлении влияние заколечного давления газов на силу прижатия кольца к цилиндру резко падает, достигая нуля для маслосъемного кольца, а влияние сил упругости, наоборот, возрастает, доходя в относительном выражении до 100 % для того же маслосъемного кольца.

Снижение механических потерь в смазываемых сопряжениях современных двигателей достигается благодаря успехам в профилировании поверхностей трения и применению смазочных материалов с улучшенными реологическими свойствами, среди которых наиболее важным является зависимость вязкости от температуры. В связи с этим учет температуры и вязкости моторного масла должен присутствовать в модели формирования механических потерь.

Как указывалось выше, включение большого количества переменных в число аргументов целевой функции затрудняет процесс задания входных данных, особенно если это сопряжено с выполнением дополнительных расчетов. Желательно, чтобы количество аргументов было минимально достаточным, а сами они должны быть независимыми, определимыми и существенно влияющими на целевую функцию.

Высказанные соображения позволяют сделать ряд обобщений-рекомендаций для выбора модели, описывающей механические потери в ДВС:

➢ в современных условиях высокого форсирования ДВС по скоростному и нагрузочному режимам общие механические потери существенно зависят от обоих из названных факторов, поэтому при математическом описании (построении моделей) механических потерь их надо подробно и адекватно отражать;

➢ в качестве целевой функции, описывающей механические потери, рациональнее выбирать давление, а не мощность механических потерь;

➢ учет реологических свойств смазочного материала требует включения объемной температуры и вязкости моторного масла в число аргументов целевой функции;

➢ число аргументов функции механических потерь должно быть минимально достаточным, а сами аргументы — независимыми и существенно влияющими на эту функцию;

➢ получение реальных, отвечающих практике, численных значений аргументов как входных данных при моделировании должно быть осуществимо.

Исходя из этих рекомендаций модель для механических потерь искали в виде функции

$$p_m = f(c_m, p_i, k, t_M, \nu_{100}), \qquad (2)$$

где c_m — средняя скорость поршня; k — средняя сила упругости комплекта поршневых колец; t_M — температура моторного масла; ν_{100} — кинематическая вязкость моторного масла при 100 °С.

Кратко комментируя аргументы функции (2), следует сказать, что они в достаточной мере отвечают указанным выше требованиям и отражают новые, изменившиеся условия, в которых происходит формирование механических потерь современных ДВС.

Далее в работе ставились и решались три задачи:

➢ получение регрессионной зависимости, описывающей целевую функцию (2) с заданной точностью;

➢ оценка сопоставимости результатов расчета, выполненных на основе полученной зависимости, с экспериментальными данными;

➢ обсуждение входных данных и выработка рекомендаций по их рациональному назначению.

1. Особенность постановки задачи при определении вида целевой функции $p_m = f(c_m, p_i, k, t_M, \nu_{100})$ заключалась в предъявлении повышенного

Таблица 1

Входные экспериментальные данные для построения модели

№ п/п	p_m, кВт (функция)	Переменные (аргументы)					Обозначение двигателя
		c_m, м/с	p_i, бар (кг/см^2)	k, Н	$t_м$, °С	ν_{100}, сСт	
1	2,688	9,6	11	24	85	12	1Ч80/85
2	2,477	8,8	9	27	85	11	2Ч105/120
3	2,038	9,2	12	29	80	10	4Ч110/120
4	2,759	7,5	11	30	80	10	4ЧН120/140
5	1,761	10,7	10	33	80	10	8Ч110/115
6	2,065	10,9	13	34	90	13	12ЧН150/160

Таблица 2

Проверка точности моделирования на основе оценки погрешности

№ п/п	Обозначение двигателя	Давление механических потерь p_m, бар		Погрешность, %
		Эксперимент	Расчет по (3)	
1	1Ч80/85	2,688	2,695	0,246
2	2Ч105/120	2,477	2,484	0,275
3	4Ч110/120	2,038	2,045	0,353
4	4ЧН120/140	2,759	2,766	0,254
5	8Ч110/115	1,761	1,768	0,409
6	12ЧН150/160	2,065	2,072	0,358

требования к расхождению или погрешности расчетных значений по сравнению с имеющимися у авторов экспериментальными данными (табл. 1), а именно не более 0,5 %. Применительно к описанию такого сложного процесса, как трение в поршневом двигателе, указанный уровень точности прежде не задавали.

Имеющаяся в работах [2–4, 6–8 и др.] информация дала основание принять, что независимые аргументы c_m, p_i, k, $t_м$ и ν_{100} влияют на функцию p_m линейно (c_m, p_i, k, ν_{100}) либо слабонелинейно ($t_м$). Поэтому, согласно рекомендациям работ [11, 12], в качестве первого приближения для описания процесса формирования механических потерь была выбрана линейная регрессионная модель вида

$$p_m = f(c_m, p_i, k, t_м, \nu_{100}) = \beta_0 + \beta_1 c_m + \beta_2 p_i + \\ + \beta_3 k + \beta_4 t_м + \beta_5 \nu_{100},$$

где β_0–β_5 — коэффициенты регрессии.

Для повышения точности определения значений указанных коэффициентов обычно используют известный метод наименьших квадратов (МНК). Опуская промежуточные выкладки, приведем окончательный вид искомого выражения, полученного в результате применения МНК:

$$p_m = f(c_m, p_i, k, t_м, \nu_{100}) = 6{,}679 - 0{,}315 c_m - \\ - 0{,}082 p_i + 0{,}01 k - 0{,}086 t_м + 0{,}549 \nu_{100}. \quad (3)$$

Из представленных в табл. 2 данных следует, что максимальная погрешность между экспериментом и расчетом в определении давления механических потерь по формуле (3) равна 0,409 %, что указывает на обеспечение заданной точности при формировании регрессионной зависимости (3).

2. Для проверки «надежности» выполнения расчетов по зависимости (3) была использована информация о четырех современных двигателях, в отношении которых применительно к номинальному режиму работы имелись экспериментальные данные, как по целевой функции, так и по ее аргументам (табл. 3).

Из табл. 4, где дано сравнение экспериментальных и прогнозируемых по зависимости (3) значений давления механических потерь, видно, что относительное расхождение между расчетом и экспериментом не превысило 5 %, т. е. была обеспечена приемлемая для научно-исследовательских расчетов показателей рабочего процесса точность оценки давления механических потерь.

3. Среди аргументов регрессионной зависимости (3) — входных данных при моделирования — по признаку трудоемкости определения их реальных значений можно выделить две группы — легко и трудно назначаемые.

К числу легко назначаемых аргументов относятся c_m, ν_{100} и, в определенной мере, $t_м$.

Таблица 3

Входные данные для проверки адекватности модели (3)

№ п/п	p_m, бар (функция)	Переменные (аргументы)					Обозначение двигателя
		c_m, м/с	p_i, бар	k, Н	$t_м$, °С	ν_{100}, сСт	
1	2,010	8,8	24,88	80	75	10	6ЧН460/580
2	1,897	8,7	17,90	62	85	11	16ЧН260/260
3	1,967	9,3	20,06	53	80	11	8ЧН220/280
4	1,546	10,0	11,34	41	87	11	12ЧН180/200

Таблица 4

Проверка адекватности моделирования на основе оценки относительной погрешности расчетов давления механических потерь по (3)

№ п/п	Обозначение двигателя	Давление механических потерь p_m, бар		Относительная погрешность, %
		Эксперимент	Расчет по (3)	
1	6ЧН460/580	2,688	2,695	0,246
2	16ЧН260/260	2,477	2,484	0,275
3	8ЧН220/280	2,038	2,045	0,353
4	12ЧН180/200	2,759	2,766	0,254

Средняя скорость поршня c_m легко определяется из широко известной зависимости кинематики традиционного КШМ при заданных значениях радиуса кривошипа и частоты вращения коленчатого вала.

Значение кинематической вязкости моторного масла при 100 °С — ν_{100} обязательно присутствует в сертификате промышленно выпускаемого смазочного материала либо может быть просто определено стандартным экспериментальным путем.

Температура моторного масла в главной масляной магистрали t_M для заданного режима работы обычно хорошо известна производителям и испытателям ДВС из типовых характеристик, в ходе снятия которых она, как показатель теплового состояния двигателя, обязательно подлежит измерению.

К трудно назначаемым аргументам можно причислить p_i и k.

Как известно, экспериментальным путем p_i определяется в результате индицирования двигателя— процедуры, несмотря на прогресс в развитии методов и оборудования измерений в ДВС, до сих пор трудоемкой и далеко не свободной от различного рода погрешностей. Альтернативой индицированию может быть расчетное нахождение p_i, например, с помощью широко апробированного в России и за рубежом программного комплекса ДИЗЕЛЬ-РК, позволяющего получать достаточно точные расчетные оценки практически всех важнейших параметров двигателей [13−16].

Определенную трудность может представлять назначение аргумента k — среднего арифметического сил упругости (чаще всего тангенциальных T) всех колец на поршне:

$$k = \frac{1}{m}\sum_{j=1}^{j=m} T_j,$$

где j — номер поршневого кольца; m — общее число поршневых колец на поршне.

Простое решение, состоящее в использовании для определения значения k конструкторской документации на поршневые кольца, в технических требованиях которой величина тангенциальной силы упругости кольца T обязательно присутствует, осложнено, а подчас и невозможно в связи с усилившейся в последние годы охраной коммерческих секретов фирмами-производителями наукоемкой продукции. Рабочие и сборочные (в случае маслосъемных колец) чертежи поршневых колец тоже попали в этот список.

Расчетным путем тангенциальное усилие упругости поршневых колец может быть оценено по известным зависимостям, учитывающим основные размеры кольца и значение модуля упругости его материала [17]. При наличии самих колец имеется возможность экспериментального измерения тангенциального усилия упругости достаточно простым методом обжатия кольца в гибкой ленте [18].

И наконец, при невозможности или нежелании использовать ни один из вышеприведенных способов назначения параметра k для прикидочной оценки величины тангенциального усилия упругости поршневого кольца T (в размерности Н) можно рекомендовать простое соотношение, полученное нами в результате обработки представительной выборки чертежей поршневых чугунных колец автотракторных ДВС:

$$T \approx \varepsilon \cdot D,$$

где ε — размерный множитель (Н/мм), принимающий значение 0,25 для компрессионных и 0,45 для маслосъемных (в сборе с расширителем) чугунных поршневых колец; D — диаметр цилиндра в мм.

Выводы

1. Изменившаяся ситуация, связанная с форсированием поршневых двигателей по нагрузочному и скоростному режимам, повышением тепловой напряженности, возросшим влиянием свойств смазочного материала требует уточнения зависимостей для расчетного определения механических потерь на основе учета традиционных и новых факторов, определяющих технический уровень современных ДВС.

2. Полученная для номинальных режимов работы зависимость давления механических потерь от показателей нагрузки и скорости, упругости поршневых колец, температуры и вязкости моторного масла обеспечила выполнение расчетов с погрешностью не более 5 %.

3. Даны рекомендации по рациональному назначению входных данных для расчета механических потерь по предложенной зависимости.

Литература

1. *Васильев-Южин Р.М., Глаголев А.Ф.* Приближенные аналитические зависимости потерь на трение дизеля // Двигателестроение. — 1980. — № 6. — С. 28−30.

2. Автомобильные двигатели/В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.; под общ. ред. М.С. Ховаха. — М. : Машиностроение, 1977. — 591 с.

3. Тракторные дизели: справочник/Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; под общ. ред. Б.А. Взорова. — М. : Машиностроение, 1981. — 535 с.

4. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебн. для втузов по спец. Двигатели внутреннего сгорания/Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1983. — 372 с.

5. *Путинцев С.В., Сун Лисинь, Аникин С.А.* Выбор зависимостей для расчета сил трения в основных сопряжениях двигателя внутреннего сгорания // Известия вузов. Машиностроение. — 2002. — № 4. — С. 50–55.

6. *Васильев Б.Н.* Механические потери двигателя автомобиля «Москвич» // Автомобильная и тракторная промышленность. — 1954. — № 2. — С. 14–21.

7. *Рикардо Г.* Быстроходные двигатели внутреннего сгорания: пер. с англ. под. общ. ред. М.Г. Круглова. — М. : ГНТИ, 1960. — 406 с.

8. *Шабшаевич Б.Э., Адамович А.В.* Исследование потерь на трение в поршневой группе дизеля Д-50 // Тракторы и сельхозмашины. — 1970. — № 8. — С. 13–15.

9. *Чихос Х.* Системный анализ в трибонике/Пер. с англ. С.Х. Харламова. — М. : Мир, 1982. — 351 с.

10. *Путинцев С.В., Аникин С.А., Сун Лисинь.* Моделирование и расчет затрат мощности на преодоление трения в подшипниках коленчатого вала поршневого двигателя // Известия вузов. Машиностроение. — 2004. — № 3 — С. 23–31.

11. *Маркелов Г.Е.* Линейные регрессионные модели. — М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 28 с.

12. *Себер Дж.* Линейный регрессионный анализ: Пер. с англ. — М. : Мир, 1980. — 456 с.

13. *Кулешов А.С.* Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 1. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. — 2007. — Спец. вып. Двигатели внутреннего сгорания. — С. 18–31.

14. *Кулешов А.С.* Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 2. Расчет скорости тепловыделения при многоразовом впрыске//Вестник МГТУ. Машиностроение. — 2007. — Спец. вып. Двигатели внутреннего сгорания. — С. 32–45.

15. *Kuleshov A.S.* Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level // SAE Tech. Pap. Ser. — 2009. — № 2009-01-1956. — P. 1–21.

16. DIESEL-RK is an engine simulation tool: [Электронный ресурс]. URL: http://www.diesel-rk.bmstu.ru (дата обращения 08.02.2013).

17. *Энглиш К.* Поршневые кольца: пер с нем. под ред. В.К. Житомирского. — М. : Машгиз, 1962. – Т. 1. Теория, изготовление, конструкция и расчет. — 583 с.

18. *Энглиш К.* Поршневые кольца: пер с нем. под ред. В.К. Житомирского. — М. : Машгиз, 1963. — Т. 2. Эксплуатация и испытание. — 362 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала

УДК 621.431

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА АВТОМОБИЛЬНОГО ДВС В ЦЕЛЯХ ПОЛУЧЕНИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

А.А. Обозов, д.т.н., В.И. Таричко, асп.
Брянский государственный технический университет

Представлены результаты математического имитационного моделирование рабочего процесса бензинового двигателя ГАЗ-52 (6Ч8,2/11) для получения информации о симптоматике его неисправностей. Приведена оценка адекватности разработанной модели сопоставлением с экспериментальными данными. Моделированием работы двигателя с имитацией нарушения герметичности камеры сгорания заданы классы исправного и неисправного состояний.





Современное автомобилестроение развивается по пути обеспечения безопасности и увеличения эксплуатационной надежности основных узлов и систем автомобиля. При этом одно из важных мест занимает высокий уровень технического состояния двигателя для поддержания необходимых технико-экономических, эффективных и экологических параметров. В то же время в процессе эксплуатации ДВС происходит изнашивание его конструктивных элементов, что приводит к ухудшению показателей его работы. В связи с этим для обеспечения исправного состояния и своевременного выявления отклонения параметров работы двигателя ведущее место принадлежит техническому диагностированию.

Анализ неисправностей автомобильных двигателей внутреннего сгорания показывает, что наиболее частые отказы связаны с элементами цилиндропоршневой группы (ЦПГ), механизмом газораспределения, системой топливоподачи и отклонения в их работе отражаются на протекании индикаторного процесса. Поэтому для выявления его основных закономерностей и установления взаимосвязи между параметрами технического состояния конструктивных элементов двигателя и его диагностическими признаками рекомендуется использовать метод имитационного математического моделирования рабочего процесса ДВС [1, 2]. Следует отметить, что в настоящее время широко используется метод математического моделирования при исследовании рабочих процессов двигателей. При этом существенным отличием разработанной математической модели является «гибкость» ее настройки (моделирование работы двигателя на различных режимах, имитация неисправностей, учет внешних влияющих факторов) в целях алгоритмизации системы технического диагностирования. Это позволяет установить информативные диагностические признаки и распознать неисправность двигателя на ранней стадии ее возникновения.

В основе разработанной численной модели лежит закон сохранения энергии с учетом процессов теплопередачи и массообмена [3]:

$$\frac{\mathrm{d}U}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}Q_{\text{сг. топл}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}Q_w}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}L}{\mathrm{d}\varphi} + i_{\text{р.т}}\frac{\mathrm{d}G_{\text{впуск}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}G_{\text{выпуск}}}{\mathrm{d}\varphi} + i_{\text{р.т}}\frac{\mathrm{d}G_{\text{ут}}}{\mathrm{d}\varphi} \quad (1)$$

и уравнения состояния рабочего тела Клапейрона–Менделеева:

$$pV_{\text{цил}} = G_{\text{цил}}R_{\text{р.т}}T,$$

где U — внутренняя энергия рабочего тела, находящегося в цилиндре; φ — угол поворота коленчатого вала; p, T, $i_{\text{р.т}}$ — соответственно текущие значения давления, абсолютной температуры и энтальпии рабочего тела, находящегося в цилиндре; $Q_{\text{сг. топл}}$, Q_w — соответственно текущие значения тепла, выделяемого в результате сгорания топлива, тепла, отводимого через стенки камеры сгорания (КС) от рабочего тела; $G_{\text{впуск}}$, $G_{\text{выпуск}}$, $G_{\text{ут}}$ — массы рабочего тела в цилиндре при прямом и обратном течениях, массы утечек рабочего тела

из цилиндра; $V_{цил}$ — объем цилиндра; $R_{р.т}$ — газовая постоянная для рабочего тела.

В уравнении (1) скорость приращения энергии системы определяется как сумма нескольких слагаемых от процессов: тепловыделения (в результате сгорания топлива); теплообмена рабочего тела с деталями, окружающими КС; совершения системой механической работы; изменения энергии системы за счет массообмена.

Слагаемые дифференциального уравнения (1) могут принимать как положительные, так и отрицательные значения и определялись следующим образом.

Тепловыделение в результате сгорания топлива определяется по формуле

$$\frac{\mathrm{d}Q_{\text{сг. топл}}}{\mathrm{d}\varphi} = Q_{\text{т}}^{\text{н}} q_{\text{ц}} \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}\varphi},$$

где $Q_{\text{т}}^{\text{н}}$ — низшая теплотворная способность топлива; $q_{\text{ц}}$ — цикловая подача топлива; x — текущая относительная доля тепла, выделившегося при сгорания топлива.

Относительная скорость тепловыделения задается в виде полуэмпирической функции И.И. Вибе [4]:

$$\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}\varphi} = -\frac{c(m+1)}{\varphi_z}\left(\frac{\varphi-\theta}{\varphi_z}\right)^m \exp\left[c\left(\frac{\varphi-\theta}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right],$$

где c — постоянная, численно равная −6,908 при сгорании доли топлива x = 0,999 к моменту $\varphi = \varphi_z$; m — показатель сгорания Вибе; θ — угол начала тепловыделения.

График относительной скорости тепловыделения в результате сгорания топливно-воздушной смеси представлен на рис. 1 (с коэффициентами: c = −6,908, φ_z = 65 град ПВ, m = 2,5 и θ = −15 град ПВ).

В основе описания процесса теплообмена со стенками камеры сгорания лежит уравнение Ньютона−Рихмана:

$$\frac{\mathrm{d}Q_w}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{1}{6n_{\text{дв}}}\alpha_w(T - T_w)F_w,$$

где α_w — коэффициент теплоотдачи (принят в соответствии с формулой Г. Вошни) равный $\alpha_w = 0{,}12793 \cdot D^{-0{,}2} T^{0{,}53} p^{0{,}8} W^{0{,}8}$; T — температура рабочего тела, T_w — средняя температура поверхности деталей камеры сгорания; F_w — суммарная площадь поверхности камеры сгорания (является функцией угла поворота коленчатого вала); W — скорость рабочего тела в цилиндре [5].

Механическая работа (с учетом знака, зависящего от знака $\mathrm{d}V$), совершаемая над рабочим телом в цилиндре, определяется из следующего соотношения:

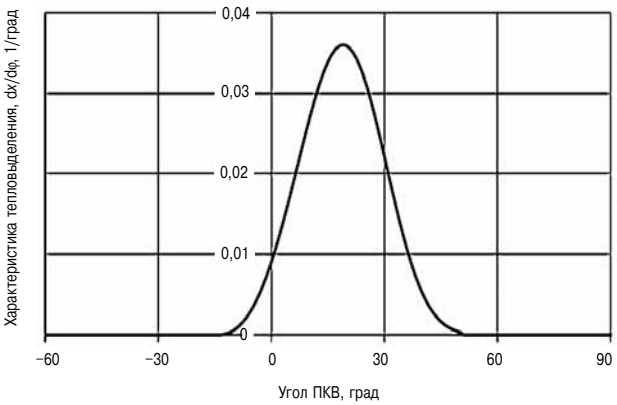


Рис. 1. Относительная скорость тепловыделения в функции от угла поворота вала (для номинального режима $n_{\text{дв}}$ = 2800 об/мин)

$$\frac{\mathrm{d}L}{\mathrm{d}\varphi} = p\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}\varphi}.$$

Изменение массы рабочего тела, содержащегося в цилиндре, вследствие газообмена через клапаны (и утечки):

$$\frac{\mathrm{d}G_{\text{цил}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{1}{6n}\cdot\mu F_{\text{кл(ут)}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

при докритическом истечении (p_2/p_1>0,528);

$$\frac{\mathrm{d}G_{\text{цил}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{1}{6n}\cdot\mu F_{\text{кл(ут)}}\sqrt{2\frac{k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}\frac{p_1}{v_1}}$$

при закритическом истечении (p_2/p_1>0,528),
где $F_{\text{кл}}$ — проходное сечение щели клапана; $F_{\text{ут}}$ — площадь сечения неплотностей камеры сгорания ($F_{\text{ут}} = \pi D_{\text{ц}}\Delta/1000$); параметр Δ (мм) характеризует степень неплотности цилиндра и представляет собой зазор между поршневым кольцом и цилиндровой втулкой; k — показатель адиабаты; p_1 — давление среды, из которой происходит течение рабочего тела; p_2 — давление среды, в которую происходит течение рабочего тела.

Интегрирование дифференциального уравнения (1) осуществлялось в программном комплексе MS Excel с использованием метода Эйлера с интервалом дискретизации аргумента 0,2° ПКВ.

Результаты численного моделирования рабочего процесса двигателя удовлетворительно согласуются с известными экспериментальными данными [6], представленными на рис. 2.

Оценка адекватности разработанной математической модели также проводилась по результатам проведения натурного эксперимента на испытательном стенде в лаборатории ДВС кафедры «Тепловые двигатели» Брянского государственного

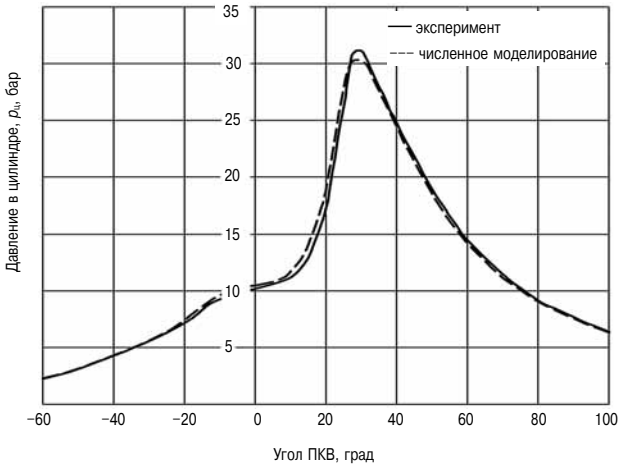


Рис. 2. Иллюстрация результатов численного моделирования и экспериментальных данных рабочего процесса двигателя 6Ч8,2/11 (n = 2100 об/мин, коэффициент избытка воздуха α = 0,92)

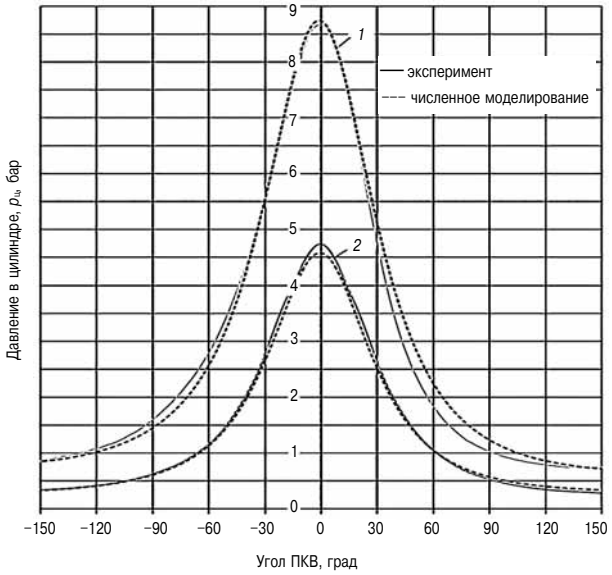


Рис. 3. Индикаторные диаграммы, полученные с помощью численного моделирования и при проведении натурного эксперимента:
1 — режим стартерной прокрутки (n = 180 об/мин, абсолютное давление во впускном патрубке $p_{вп}$ = 0,7 бар); *2* — режим холостого хода (n = 500 об/мин, абсолютное давление во впускном патрубке $p_{вп}$ = 0,3 бар)

технического университета. С использованием датчиков давления, разрежения и отметчика верхней мертвой точки (ВМТ) были получены индикаторные диаграммы на режимах стартерной прокрутки и холостого хода, свидетельствующие об адекватности разработанной математической модели (рис. 3).

Разработанная математическая модель рабочего процесса ДВС используется для имитации его характерных неисправностей с целью алгоритмизации системы технического диагностирования двигателей. В частности, можно оценить техническое состояние камеры сгорания цилиндропоршневой группы, которая является одним из основных конструктивных элементов, определяющих надежность двигателя.

Для моделирования и последующего определения нарушения герметичности КС цилиндра воспользуемся методом параметрического диагностирования, основанным на контроле давления газов в цилиндре в конце процесса сжатия p_c при отключенной подаче топлива в цилиндр. Параметр p_c и другие показатели рабочего процесса, относящиеся к линии сжатия и расширения, содержат диагностическую информацию о степени герметичности камеры сгорания ЦПГ. Следует отметить, что в таком случае при условии идеального состояния цилиндра индикаторный процесс двигателя является симметричным относительно ВМТ.

На первом этапе задача численного моделирования выполнялась имитацией работы автомобильного двигателя 6Ч8,2/11 с различной степенью нарушения герметичности камеры сгорания на номинальных оборотах без подачи топлива в цилиндр. Степень нарушения герметичности КС задана значениями зазора между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра в диапазоне его изменения Δ = 0...0,5 мм, что соответствует изменению площади проходного сечения неплотностей камеры сгорания $F_{ут}$ = 0...128,8 мм^2. На рис. 4 проиллюстрировано изменения индикаторного процесса ДВС в зависимости от величины зазора Δ между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра.

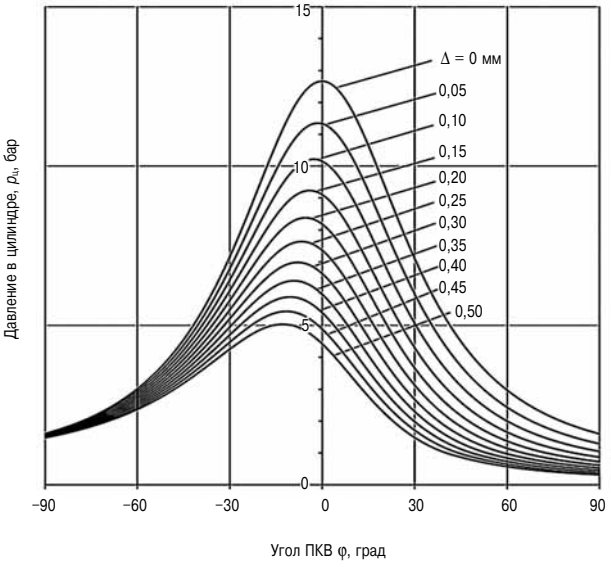


Рис. 4. Иллюстрация характера изменения индикаторной диаграммы ДВС на номинальных оборотах двигателя ($n_{дв}$ = 2800 об/мин) в зависимости от зазора Δ между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра (топливоподача в цилиндр отключена)

Из рисунка 4 видно, что при увеличении зазора Δ между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра происходит значительное снижение максимального давления цикла p_{max} и давления сжатия p_c в ВМТ. Также нарушается свойство симметрии индикаторной диаграммы (происходит смещение кривых влево от ВМТ). Это отражает процесс истечения рабочего тела через образовавшийся зазор вследствие нарастания давления при подходе поршня к ВМТ. Результаты численного моделирования показали, что при зазоре Δ = 0,5 мм (имитация серьезной неисправности двигателя, в частности, разрушения поршневых колец) давление сжатия p_c уменьшается по сравнению с давлением при полной герметичности камеры сгорания на 7,5 бар (давление уменьшается с 12,5 до 5 бар). Таким образом, на основе полученных имитационным моделированием данных, проводя экспериментальные исследования (измеряя параметры p_{max} и p_c), можно оценить величину неплотности Δ камеры сгорания.

На втором этапе для задания классов исправного и неисправного состояний цилиндропоршневой группы ДВС воспользуемся критерием, представляющим собой относительную потерю эффективной цилиндровой мощности $\delta P_{ец}$, вызванную утечками рабочего тела из цилиндра [7]. В данном случае численная математическая имитация работы двигателя выполняется на номинальных оборотах с включенной топливоподачей (рис. 5). Зададим степень нарушения герметичности камеры сгорания ЦПГ соответствующие значениям зазора между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра в диапазоне его изменения Δ = 0...0,09 мм (при этом площадь проходного сечения неплотностей камеры сгорания изменяется в диапазоне $F_{ут}$ = 0...23,2 мм^2).

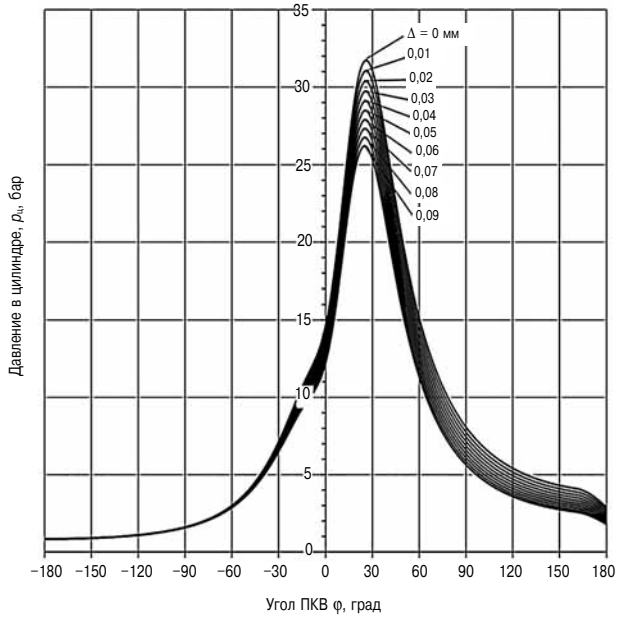


Рис. 5. Имитационное моделирование индикаторного процесса ДВС на номинальных оборотах в зависимости от величины зазора Δ между поршневыми кольцами и цилиндровой втулкой (топливоподача включена)

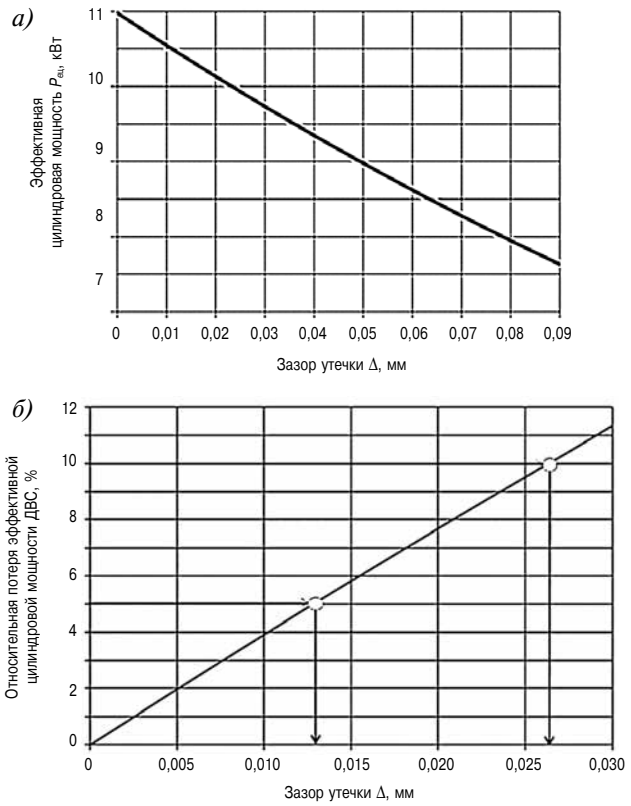


Рис. 6. Зависимость эффективной цилиндровой мощности $\delta P_{ец}$ от зазора между поршневыми кольцами и втулкой цилиндра

На основе полученных численным моделированием данных для исследуемого режима работы двигателя определим абсолютную и относительную потерю эффективной цилиндровой мощности $\delta P_{ец}$ вследствие утечки рабочего тела из цилиндра (рис. 6).

На рис. 6, *а* показано, что при заданном максимальном зазоре Δ = 0,09 мм происходит существенная потеря эффективной цилиндровой мощности $\delta P_{ец}$ (абсолютное снижение мощности достигает 3,5 кВт, т. е. около 30 %). Отметим, что в реальных условиях эксплуатации двигателя постепенно происходит естественное изнашивание его узлов и систем и, в частности, возможен несущественный прорыв газов через зазор между поршневыми кольцами и стенкой цилиндра (потеря мощности двигателя при этом будет незначительна). Примем, что для класса исправного состояния ЦПГ относительная потеря эффективной цилиндровой мощности находится в пределах $\delta P_{ец}$ = 0...+5 % (рис. 6, *б*). Это соответствует диапазону изменения зазора между

поршневым кольцом и втулкой цилиндра Δ = 0...0,0127 мм. В таком случае для класса неисправного состояния (нарушение герметичности камеры сгорания на ранней стадии возникновения неисправности) примем предел изменения параметра $\delta P_{ец}$ = +5...+10 %, что соответствует диапазону изменения зазора Δ = = 0,0127...0,026 мм. Величину зазора Δ = 0,0127 мм будем рассматривать как граничное состояние между классами исправного и неисправного состояний.

На третьем этапе ставится задача распознавания заданных классов технического состояния на основе использования диагностических признаков (p_{max} и p_c). Методология алгоритмизации систем диагностики при этом может быть различной (применение таблиц функций неисправностей, применение методов теории распознавания образов, применение технологий искусственных нейронных сетей и пр.). От качества разрабатываемых алгоритмов диагностики в значительной степени зависит эффективность использования диагностической системы.

Заключение. Разработана математическая имитационная модель рабочего процесса двигателя внутреннего сгорания, отличительной особенностью которой является «гибкость» ее настройки, что является определяющим фактором при создании системы технического диагностирования двигателей. Данная модель, адекватность которой подтверждена экспериментальными исследованиями, предназначена для поиска информативных диагностических признаков с имитацией работы двигателя на различных режимах работы с учетом классов технического состояния. Использование модели позволит решить проблему распознавания неисправностей ДВС на ранней стадии их возникновения.

Литература

1. *Луканин В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.1. Теория рабочих процессов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. — М. : Высш. шк., 2005. — 479 с.

2. *Обозов А.А.* Применение метода имитационного моделирования рабочего процесса ДВС как средства алгоритмизации систем технической диагностики / Вестник Брянского государственного технического университета. — Брянск: БГТУ, № 2 (22), 2009. — С. 99–104.

3. *Гончар Б.М.* Численное моделирование рабочего процесса по методу ЦНИДИ. Дизели: справочник / Б.М. Гончар; под ред. В.А. Ваншейдта [и др.]. — Л. : Машиностроение, 1977. — С. 87–96.

4. *Вибе И.И.* Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. — М. : Свердловск: Машгиз, 1962. —272 с.

5. *Кавтарадзе Р.З.* Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. — 592 с.

6. *Орлин А.С.* Двигатели внутреннего сгорания. Т.1. Теория рабочих процессов / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Г.Г. Калиш [и др.]; под ред. А.С. Орлина. — М. : Машгиз, 1957. — 396 с.

7. *Обозов А.А.* Тестовый метод диагностирования нарушения герметичности камеры сгорания цилиндра судового малооборотного дизеля. Совершенствование энергетических машин: сб. науч. тр. / А.А. Обозов; под ред. В.В. Рогалева. — Брянск : БГТУ, 2011. — С. 116–123.

НОВОСТИ ЗАО «ТРАНСМАШХОЛДИНГ»

В ПОДМОСКОВНОЙ КОЛОМНЕ ПОСТРОЯТ НОВЫЙ ДИЗЕЛЬНЫЙ ЗАВОД

В подмосковном городе Коломна, на базе ОАО «Коломенский завод» до декабря 2015 г. будет запущено совместное производство дизельных двигателей. Об этом договорились на Петербургском международном экономическом форуме «Трансмашхолдинг» (ТМХ) и немецкий двигателестроительный концерн «Tognum». Меморандум о соглашении был подписан президентом «Трансмашхолдинга» Андреем Бокаревым и председателем совета директоров «Tognum» Йоахимом Коэрсом.

Обе стороны затратят на этот проект не менее 80 млн евро. На предприятии после проведенной реконструкции и строительства, будет выпускаться в год до 1000 дизелей для железнодорожного транспорта, стационарных энергоустановок и в горнодобывающей промышленности.

Разработка проектной документации будет завершена к 1 ноября 2013 г., а уже в декабре 2015 г. планируется выпуск первых дизелей.

Управление совместным предприятием (СП) будет производиться через новое предприятие — ООО «МТУ Трансмашхолдинг Дизельные Технологии».

«Трансмашхолдинг» (ТМХ), является крупнейшим в России производителем подвижного состава для железной дороги и метро. Заводы ТМХ расположены в Санкт-Петербурге, Брянске, Пензе, Московской, Ростовской и Тверской областях. Структура собственности выглядит таким образом: у РЖД и «Alstom» по 25 %+1 акций, остальные акции принадлежат Искандеру Махмудову, Андрею Бокареву и структуре «Трансгрупп».

Сообщается, что группа компаний «Tognum» выпускает двигатели и промышленные энергетические установки для судостроительной отрасли, тяжелой и сельскохозяйственной техники, железнодорожного транспорта, военного применения, нефте- и газодобывающей промышленности. Основными составляющими этого оборудования являются дизельные двигатели мощностью до 10 000 кВт, газовые двигатели мощностью до 2150 кВт и газовые турбины мощностью до 45 000 кВт. В 2012 г. денежный оборот «Tognum» превысил 3 млрд евро. Компания состоит из 24 предприятий, на которых работает более 10 000 сотрудников.

21.06.2013

http://www.osanor.ru/?id=2069&category=63&do=news

УДК 621.436

ОГРАНИЧЕНИЕ ВЫБРОСОВ NO_x НА УРОВНЕ IMO TIER-3 ДЛЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ОТЛОЖЕНО ДО 2021 ГОДА

Л.А. Новиков, к.т.н.
ООО «ЦНИДИ-Экосервис»

В штаб-квартире Международной морской организации (ИМО) в Лондоне в период с 13 по 17 мая 2013 г. состоялось заседание 65-й сессии Комитета по защите морской среды (КЗМС), рассмотревшему готовность к промышленному освоению технологий для снижения выбросов NO_x судовыми дизелями на 80 %.

В ходе состоявшейся дискуссии была обоснована преждевременность введения в Балтийском море зоны контроля выбросов NO_x (NECA) и стандарта по ограничению выбросов NO_x для судовых дизелей на уровне IMO Tier-3 с 01.01.2016 г. Российская делегация смогла добиться решения о переносе этой даты сроком на пять лет, до 01.01.2021 г.

Решение было принято большинством участников сессии КЗМС, согласившихся с технологической неготовностью промышленности к выпуску и инфраструктурной неготовностью портов к эксплуатации судовых двигателей, соответствующих заявленным нормативам.

Принятое в 2010 г. на 58 сессии ИМО пересмотренное Приложение VI к МАРПОЛ 73/78, вступившее в силу 01.01.2011, наметило план поэтапного снижения выбросов окислов азота (NO_x) от судовых энергетических установок. Согласно этому плану к 01.01.2016 предусмотрено сокращение выбросов NO_x на 80 % за счет введения нормы выбросов NO_x для судовых дизелей на уровне IMO Tier-3 (3,4–2,0 г/кВт·ч) при условии, что этот технический норматив будет действовать только в областях контроля выбросов (NECA). К областям NECA относятся Североамериканское побережье Канады и США, а также Балтийское море. Относительно даты введения норматива IMO Tier-3 также оговорено, что сроки введения могут быть пересмотрены, если анализ состояния разработок технологий по сокращению выбросов NO_x покажет неготовность изготовителей двигателей к выпуску продукции, соответствующей заявленным нормативам.

Комплекс технических, технологически экономических и других проблем рассматривается на примере введения NECA в регионе Балтийского моря, поскольку по этому региону мы располагаем наиболее полной и объективной информацией. Хотя есть все основания полагать, что ситуация в рассматриваемом регионе типична и для других зон NECA.

Сторонники введения норматива IMO Tier-3 в планируемый срок (США, Канада, Дания, Финляндия, Швеция и Германия) в преддверии заседания КЗМС-65 считали вопросом уже решенным, однако в ходе состоявшейся дискуссии, инициированной Россией по Балтийскому морю, выяснилось, что остаются открытыми или полностью неясными следующие основополагающие вопросы:

- существует ли как таковая, и насколько серьезна проблема загрязнения воздуха выбросами NO_x от судового трафика над акваторией Балтийского моря и в других зонах NECA;
- имеется ли срочная необходимость в беспрецедентно жестких мерах по сокращению выбросов NO_x от судовых дизелей единовременно на 80 %;
- какова стадия промышленного освоения и насколько эффективна в эксплуатации продвигаемая инициаторами введения норматива IMO Tier-3 технология селективного каталитического восстановления NO_x аммиаком (SCR) и другие альтернативные технологии, а именно — рециркуляция отработавших газов (EGR) и использование в судовых дизелях сжиженного природного газа (LNG);
- имеется ли экспертно подтвержденная оценка предстоящих материальных затрат и инфраструктурная готовность портов для внедрения технологий снижения выбросов NO_x судовыми дизелями до уровня IMO Tier-3.

Настойчивое нежелание группы заинтересованных стран обсуждать в деталях перечисленные вопросы предполагает наличие групповых политических и бизнес-интересов, продвигаемых под флагом охраны окружающей среды.

Оценка вклада судового трафика в загрязнение атмосферы над акваторией Финского залива

Техническая политика в области предотвращения загрязнения морской среды с судов определяется директивами ИМО и осуществляется правительствами стран-членов ИМО при поддержке региональных межправительственных организаций. В частности, регион Балтийского моря является зоной ответственности Хельсинского ко-

митета (HELCOM) — межправительственной организации стран Балтийского региона.

Предложения о придании статуса NECA Балтийскому морю основаны на материалах отчета о результатах научных исследований, выполненных рабочей группой HELCOM по инициативе Финляндии и Дании, и посвященных изучению влияния выбросов в атмосферу NO_x от судовых энергетических установок коммерческого флота (судового трафика) на загрязнение атмосферы и водных ресурсов региона Балтийского моря [1]. Научная ценность и полнота выполненного исследования, безусловно, представляет интерес и заслуживает отдельного рассмотрения. Однако следующие из материалов отчета выводы и практические рекомендации по применению технических средств для сокращения выбросов с судов по меньшей мере достаточно тенденциозны.

Своевременность и необходимость придания особого статуса Балтийскому морю, по мнению авторов отчета, убедительно продемонстрирована следующими основными результатами выполненных исследований и расчетных прогнозов.

1. Вклад в общий уровень загрязнения атмосферы окислами азота над акваторией Балтийского моря и прилегающими территориями от судового трафика коммерческого судоходства определен величиной порядка 10 % и в загрязнение воды — 20–30 %.

2. Единственной безальтернативной технологией для достижения выбросов NO_x от судовых дизелей на уровне IMO Tier-3 (готовой к промышленному внедрению), авторами названа технология селективного каталитического восстановления NO_x аммиаком, выделяющемся при термическом разложении водного раствора мочевины (SCR-процесс). Эту технологию авторы отчета предлагают использовать на всех судах коммерческого флота, осуществляющих перевозки в акватории Балтийского моря.

3. На основании расчетного прогноза утверждается, что снижение выбросов NO_x от судовых энергетических установок (главных и вспомогательных дизелей) на 80 % за счет введения нормы выбросов NO_x на уровне IMO Tier-3 позволит сократить к 2045 г. общее загрязнение атмосферы на 60 %, а уровень загрязнения воды соединениями азота, поступающими из атмосферы на 20–30 %.

Даже в случае признания объективности приведенных данных совершенно очевидно, что величина порядка 10 %, находится в пределах статистической погрешности измерений и расчетов, и никак не может представлять «глобальную экологическую угрозу» региону Балтийского моря, хотя именно этот взятый в кавычки термин все более настойчиво навязывается общественному мнению чиновниками от экологии в странах ЕС в отношении коммерческого судоходства.

По мнению экспертов РФ, располагающих результатами собственных исследований и данными независимых источников, оценка вклада коммерческого судоходства в загрязнение атмосферы на Балтике, выполненная по заказу HELCOM, существенно завышена. Аналитические материалы, представленные в ИМО ведущими классификационными обществами (Регистр Ллойда, Германский Ллойд, Российский морской регистр судоходства и др.) и широко обсуждаемые непосредственно перед принятием пересмотренного Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 показали, что вклад судового трафика (включая внутренние водные пути и морской транспорт) в глобальное загрязнение атмосферы в Европе составляет в целом не более 1–2 %, а в локальных зонах интенсивного судоходства (проливы, судоходные каналы и порты), с учетом трансграничного переноса выбросов NO_x от других источников, может достигать величины порядка 5 % [2].

Применительно к акватории Финского залива Балтийского моря в 2010 г. по заказу Комитета охраны окружающей среды при Правительстве Санкт-Петербурга была выполнена оценка влияния судового трафика на уровень загрязнения атмосферы выбросами окислов азота над акваторией Финского залива (Морского канала, морского порта и устья р. Невы) [3]. При выполнении этой оценки в расчет принимались выбросы вредных веществ от судового трафика, осредненного за три года (с 2007 по 2009 г.). Значения выбросов вредных веществ, использованных в расчетах, были получены на основании прямых измерений выбросов основных модификаций главных и вспомогательных двигателей отечественного и зарубежного производства, установленных на судах, эксплуатирующихся в акватории Финского залива [4].

Интенсивность коммерческого судоходства в рассматриваемой акватории характеризуется следующими среднегодовыми показателями (что полностью соответствует оценкам, выполненным рабочей группой HELCOM, приведенным на рис. 1:

- движение по Морскому каналу — 38 тыс. морских судов и судов смешанного река–море плавания;
- количество судозаходов в морской порт Санкт-Петербурга (с учетом перешвартовок) — 29 тыс. морских судов водоизмещением от 5 до 50 тыс. тонн.
- движение в устье р. Невы — 9 тыс. судов смешанного река–море плавания водоизмещением от 1,5 до 8 тыс. тонн.

Результаты выполненного исследования с учетом выбросов от стационарных источников

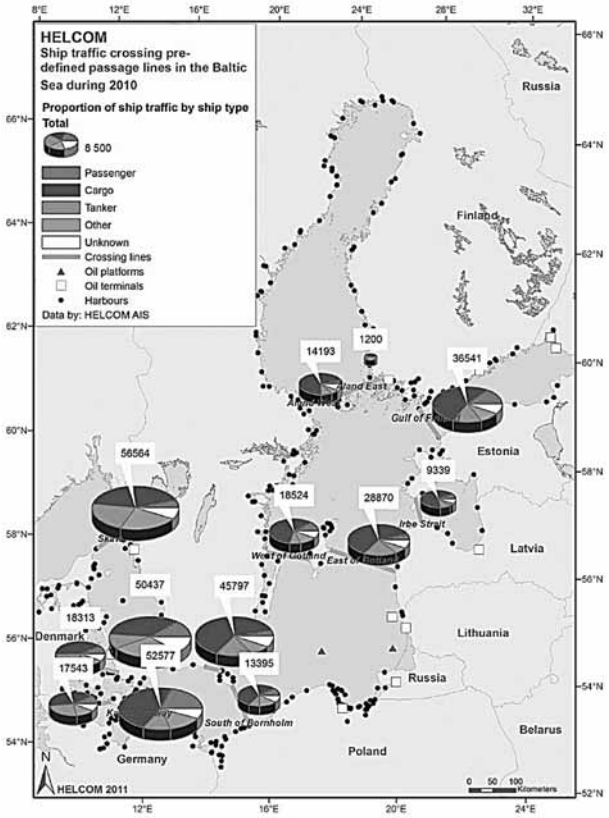


Рис. 1. Интенсивность коммерческого судоходства в Балтийском море по оценке HELCOM

Таблица 1

Выбросы вредных веществ в атмосферный воздух над акваторией Финского залива в 2009 г.

Источник загрязнения	Выбросы, всего	В том числе		Доля NO_x
		SO_2	NO_x	
	тыс. тонн			%
Стационарные источники	50,4	6,4	19,6	13,7
Автомобильный транспорт	573,9	5,7	113,5	78,9
Флот	**11,3**	**1,5**	**8,0**	**5,5**
Железнодорожный транспорт	3,3	0,4	2,8	1,9
Итого	**638,9**	**14,0**	**143,9**	**100**

и основных видов транспорта сведены в табл. 1. Они достаточно точно соответствуют общепринятым оценкам для локальных зон интенсивного судоходства, что демонстрирует завышение по меньшей мере в два раза аналогичных оценок, выполненных по заказу HELCOM. Весьма важно отметить, что судоходство в Финском заливе носит сезонный характер (судовой трафик зимой снижается в 4–5 раз), что никак не сказывается на улучшении уровня загрязнения атмосферы над акваторией Финского залива. На основании результатов выполненных исследований, включая данные HELCOM, можно обоснованно утверждать, что загрязнение атмосферы над акваторией Балтики определяет вовсе не коммерческое судоходство, а трансграничный перенос вредных веществ от других преимущественно береговых источников.

Поэтому прогнозируемое улучшение экологической ситуации над акваторией Балтики даже в случае принятия беспрецедентно жестких мер для сокращения выбросов с судов вряд ли приведет к ожидаемому оптимистическому результату.

Анализ готовности технологий для снижения выбросов NOx до уровня требований IMO Tier-3

Динамика изменения норм вредных выбросов при переходе от IMO Tier-2 к IMO Tier-3 (то есть на 80 % в течение 5 лет), предложенная ИМО под давлением США и стран ЕС, беспрецедентна (табл. 2).

Таблица 2

Динамика изменения норм вредных выбросов для судовых дизелей (Правило 13 Приложения VI МАРПОЛ 73/78)

Период действия	Номинальная частота вращения n, об/мин		
	$n<130$	$130<n<2000$	$n>2000$
IMO Tier-1 (г/кВт·ч) (с 01.01.2000)	17,0	$45 \cdot n^{-0,2}$	9,84
IMO Tier-2 (г/кВт·ч) (с 01.01.2011)	14,36	$44 \cdot n^{-023}$	7,66
IMO Tier-3 (г/кВт·ч) (с 01.01.2016) в пределах ECA*	3,40	$9 \cdot n^{-0,2}$	1,97

Примечание. ECA* — Emission Control Area (область контроля выбросов).

Двигателестроение (в особенности судовое) — отрасль объективно нединамичная и новые усовершенствованные модели двигателей разрабатываются, как правило, в течение нескольких лет. Для планируемого снижения выбросов на 80 % к 01.01.2016 г. производители судовых дизелей были поставлены перед выбором: либо согласиться на установку достаточно проблемной и дорогой системы очистки газов с SCR-процессом; либо в сжатые сроки предпринять радикальное изменение конструкции силовых установок без должного подтверждения их надежности и ресурса. Иными словами, запланированная ИМО техническая и технологическая революция объективно неосуществима без потерь качества и надежности судовых силовых установок.

В мировой практике нормирования вредных выбросов в атмосферу от двигателей любых применений снижение нормативов вредных выбросов обычно осуществляется последовательно во времени, в несколько этапов (от 5 до 6), что необходимо для адаптации к новым требованиям предприятий двигателестроении, судостроения и топливно-энергетического комплекса.

Технология SCR. Технология очистки отработавших газов дизелей от NO_x с применением SCR-процесса разработана и доведена до промышленного применения более 40 лет назад. В настоящее время производство этого оборудования и его компонентов, адаптированного для судовых условий, локализовано в Дании, Швеции, Финляндии и Германии. Производители декларируют эффективность очистки газов от NO_x величиной более 90 %.

В Российской Федерации первая пилотная установка очистки отработавших газов дизелей от NO_x, работающая по SCR-процессу, была создана в ЦНИДИ в 1991–92 гг. Позднее, в 1999 г., на основании результатов проведенного комплекса НИОКР ЦНИДИ в кооперации с РНЦ «Прикладная химия» была спроектирована и построена первая промышленная установка мощностью 10 МВт для очистки газов дизельной испытательной станции завода «Русский лизель» с одновременным решением всех сопутствующих технологических задач, таких как выпуск опытных партий катализаторов и создание средств автоматического контроля и управления параметрами процесса. Состав, технология производства катализаторов и система автоматического управления процессом были запатентованы [5, 6].

После продолжительных и детальных исследований и последующей опытной эксплуатации было сделано заключение о пригодности и эффективности технологии очистки газов по SCR-процессу для стационарных наземных установок и нецелесообразности ее применения в судовых условиях вследствие присущих ей весьма существенных недостатков.

SCR-процесс ведется в присутствии титан-ванадиевых катализаторов при температуре 300–450 °С по реакциям

$$4NO + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 4N_2 + 6H_2O$$
$$2NO_2 + 4NH_3 + O_2 \rightarrow 3N_2 + 6H_2O$$

В зоне реакции (перед катализатором) аммиак образуется при термическом разложении водного раствора мочевины по реакции

$$CO(NH_2)_2 + H_2O \rightarrow 2NH_3 + CO_2$$

Кроме очевидных недостатков этой технологии, таких как значительные габариты и масса реактора, сопоставимые с размерами двигателя (рис. 2), что является следствием низкой скорости процесса восстановления NO_x при объемных скоростях не более $(7–8)\cdot10^3$ $ч^{-1}$ в оптимальном температурном диапазоне 300–450 °С, применение SCR-реакторов на судах сопровождается значительными технологическими и эксплуатационными рисками.

В данном случае к технологическим отнесены риски, которые могут возникнуть вследствие объективных недостатков процесса очистки газов

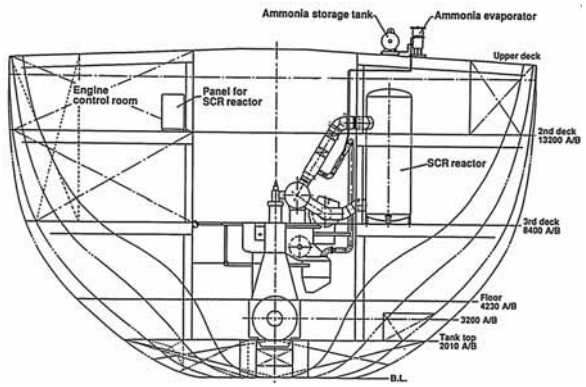


Рис. 2. Главный судовой дизель с SCR реактором в корпусе судна

и ограничений для его применения в судовых условиях.

К основным технологическим рискам относятся:

➢ опасность появления в выпускной системе дизеля не вступившего в реакцию газообразного аммиака, не менее токсичного, чем NO_x, вследствие работы двигателей в эксплуатации с переменной нагрузкой и с учетом тепловой инерции катализаторов;

➢ несоответствие «температурного окна» наибольшей эффективности процесса, превышающей 80 % диапазону изменения температуры отработавших газов судовых дизелей в реальных условиях эксплуатации, в результате чего имеются зоны неэффективной работы катализатора;

➢ наличие в отработавших газах компонентов, приводящих к быстрой и невосполнимой потере работоспособности катализаторов, таких как продукты горения серы, частицы, аэрозоли смазочного масла.

Поясним это на конкретном примере применения системы с SCR-процессом для судового среднеоборотного дизеля, работающего на винт постоянного шага (рис. 3).

При работе двигателя с нагрузкой в диапазоне от 10 до 25 % от номинальной мощности температура отработавших газов снижается до 200–300 °С, при этом эффективность очистки газов соответственно убывает до 50 % и менее. Если принять во внимание, что такие режимы работы являются доминирующими при движении судов, например, в местах интенсивного судоходства, проливах, каналах, вблизи портов, при маневрировании и швартовных операциях, то применение на судах систем очистки газов на основе SCR-процесса оказывается недостаточно эффективным и даже опасным вследствие появления и горения в этой относительно «холодной зоне» избыточного аммиака.

Избыточный аммиак в условиях низкой температуры частично выбрасывается в атмосферу, а

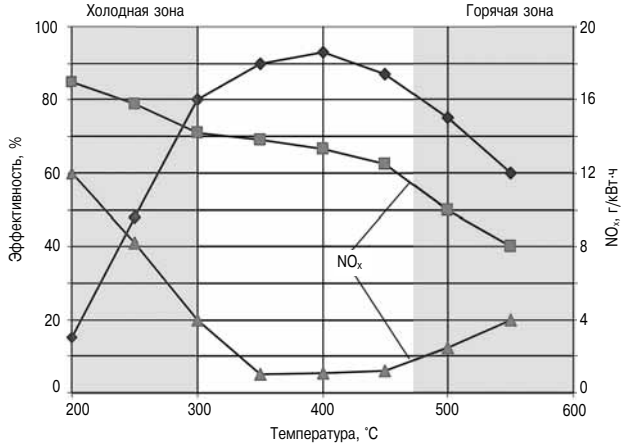


Рис. 3. Изменение эффективности SCR-процесса при работе судового дизеля по винтовой характеристике

частично (или в зависимости от температуры полностью) при недостатке кислорода окисляется на катализаторе с образованием окиси азота по реакции

$$4NH_3+5O_2 \rightarrow 4NO+6H_2O$$

Попытки нивелировать этот негативный эффект сокращением подачи аммиака приводят к еще большему снижению эффективности или прекращению процесса в «холодной зоне».

В зонах высоких нагрузок при температуре более 450 °С аммиак начинает частично выгорать на катализаторе по реакции

$$4NH_3+4O_2 \rightarrow 2NO+N_2+6H_2O$$

что также снижает эффективность процесса примерно до 60 %.

В результате реальная эксплуатационная эффективность установок с SCR-процессом оказывается существенно ниже декларируемой (в среднем 60–70 %), а на режимах малых нагрузок установки с SCR-процессом оказывается просто бесполезными.

Весьма существенным недостатком SCR-процесса является резкое (в 4–5 раз) и необратимое сокращение ресурса работы катализаторов при повышенном содержании серы в топливе (более 0,3–0,5 %) вследствие химического «отравления» катализатора продуктами горения серы и загрязнения бисульфатом аммония (NH_4HSO_4), образующимся в реакции окислов серы с избыточным аммиаком. Неслучайно в зонах контроля выбросов с упреждением предусматривается снижение содержания серы в топливе до безопасной для SCR-процесса величины в 0,1 %. Здесь необходимо пояснить, что в соответствии с требованиями Правила 14 пересмотренного Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 содержание серы в топливе для Балтийского и Северного морей устанавливается на уровне 0,1 % начиная с 01.01.2015 г., в то время как для всех остальных районов судоходства ограничение содержания серы в топливе на уровне 0,5 % вводится только с 01.01.2020 г. В случае эксплуатации судна, оснащенного SCR-реактором, за пределами Балтийского моря существует высокая степень вероятности бункеровки судна топливом с высоким содержанием серы и риск быстрого химического «отравления» катализаторов.

Работа установок с SCR-процессом в судовых условиях также сопровождается комплексом эксплуатационных рисков, к которым относятся загрязнение катализатора сажей и аэрозолями топлива и смазочного масла, залповый выброс которых наблюдается при неисправностях топливной аппаратуры, деталей цилиндро-поршневой группы или турбокомпрессора. При возникновении неисправностей двигателя ресурс работы катализаторов вообще невозможно спрогнозировать. Под ресурсом в данном случае понимается время работы катализатора до снижения его активности (эффективности) на 30 % по отношению к первоначальному уровню активности. Приемлемым ресурсом для титан-ванадиевых каталитических блоков считается ресурс 8–10 тыс. мото-часов, что примерно соответствует двухгодичной наработке главного судового двигателя. Перечисленные технологические и эксплуатационные риски могут привести к необходимости замены катализаторов ежегодно, что в совокупности с затратами на утилизацию отработавших ресурс катализаторов может привести к росту эксплуатационных затрат судовладельцев на 20–25 %.

Нельзя не отметить, что SCR-процесс, кроме прочего, способствует увеличению выхода в атмосферу парниковых газов (паров воды и CO_2), что также регулируется правилами ИМО. Например, восстановление одного киломоля окиси азота NO, возможно обеспечить за счет термического разложении одного киломоля водного раствора мочевины. При этом образуется 34 кг NH_3 и 44 кг CO_2, то есть при обезвреживании NO_x в атмосферу дополнительно выбрасывается CO_2 в количестве, примерно равном количеству восстановленных окислов азота (или 10 % от расхода топлива), что снижает конструктивный коэффициент энергоэффективности судна, регулирующий сокращение выброса в атмосферу парниковых газов.

Рассмотренных существенных недостатков технологии с SCR-процессом уже достаточно, чтобы аргументировано показать спорность или, по меньшей мере, дискуссионность ее безальтернативного применения.

Альтернативные технологии. В отчетах рабочей группы ИМО, возглавляемой специалистами США [7], рассматривается возможность при-

менения на судах перспективных альтернативных технологий, способных обеспечить достижение требований IMO Tier-3, но пока не освоенных в промышленных масштабах, а именно: технология применения сжиженного нефтяного или природного газа (LNG, LPG); технология рециркуляции отработавших газов (EGR). Кратко дается оценка потенциальных возможностей использования в дизелях жидких альтернативных топлив с заключением о том, что в случае замены топлива на альтернативное эффект оказывается недостаточным для обеспечения снижения выбросов NO_x до уровня IMO Tier-3.

В целях аргументированного ведения дискуссии нами была выполнена независимая экспертная оценка эффективности возможных альтернативных технологий, основанная на результатах экспериментальных и расчетных исследований (рис. 4).

Технология применения сжиженного природного газа (LNG) по существу относится только к способу хранения на борту необходимого запаса топлива, что не влияет на механизм горения газового топлива в дизелях и поршневых двигателях (RIC-engines). К бесспорным преимуществам газовых двигателей можно отнести полное отсутствие в продуктах сгорания окислов серы, частиц и снижение выбросов CO_2 на 25 % вследствие меньшего содержания углерода в газовом топливе.

Двигатели с воспламенением газа впрыском пилотного дизельного топлива (газодизели или двигатели двойного топлива) по уровню выбросов NO_x надежно обеспечивают требования IMO Tier-2, но не достигают требований IMO Tier-3

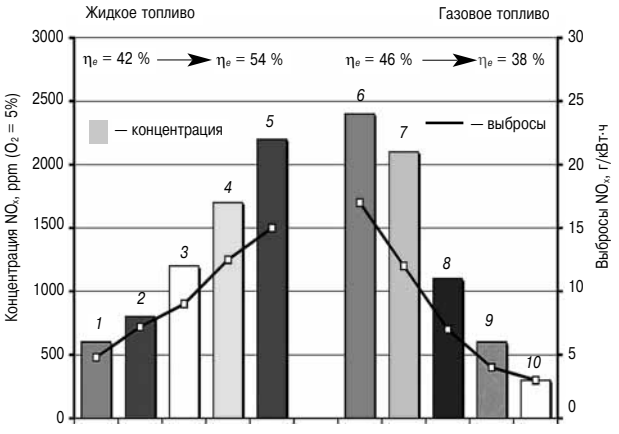


Рис. 4. Выбросы NO_x при работе ДВС на альтернативных топливах

1 — диметилэфир; *2* — этанол; *3* — биодизель; *4* — дизельное топливо, среднеоборотные дизели; *5* — тяжелое топливо, малооборотные дизели; *6* — газодизель (15 % пилотного топлива); *7* — газодизель (5 % пилотного топлива); *8* — газовый двигатель с искровым зажиганием; *9* — газовый двигатель с форкамерно-факельным зажиганием; *10* — газовый двигатель с наддувом бедной смеси

(см. рис. 4). Количество выбросов NO_x в двигателях этого типа снижаются пропорционально уменьшению цикловой подачи запального топлива, а минимально возможная подача запального топлива (1–2 %) может сопровождаться неустойчивой работой и пропуском вспышек.

Газовые двигатели с искровым и форкамерно-факельным зажиганием рабочей газо-воздушной смеси более перспективны и принципиально могут обеспечить требования IMO Tier-3, но только за счет значительного (на 10–15 %) снижения эффективного КПД, что приводит к ухудшению конструктивного коэффициента энергоэффективности. Наиболее перспективный газовый двигатель с рабочим процессом, основанным на использовании сверхвысокого наддува «бедной» смеси, принципиально обеспечивает требования IMO Tier-3 при снижении эффективного КПД до 38 %, что вполне приемлемо, хотя и потребует заметного увеличения запасов топлива на борту.

Необходимо принять во внимание, что на газовые двигатели (RIC-engines) требования Правила 13 Приложения VI к МК МАРПОЛ 73/78 вообще не распространяются, поскольку по принятой классификации газовые двигатели не относятся к двигателям с воспламенением от сжатия (дизелям). Поэтому двигатели этого типа могут устанавливаться на судах и эксплуатироваться, в том числе, в зонах NECA без доработки конструкции и без всяких ограничений.

При всех очевидных преимуществах применения на судах природного газа в качестве моторного топлива инфраструктурная готовность портов для доставки и хранения необходимых запасов сжиженного природного газа, а также бункеровки судов этим видом топлива полностью отсутствует.

Возможности технологии рециркуляции отработавших газов (EGR) ограничены предельной величиной соотношения O_2/CO_2 во впускном воздухе, что ограничивает количество продуктов сгорания на впуске величиной не более 30 %. Вследствие этого ограничения только за счет рециркуляции отработавших газов обеспечить требования IMO Tier-3 принципиально невозможно. Однако в сочетании с комплексом других конструктивных усовершенствований двигателя, таких как:

— топливная система аккумуляторного типа «common rail» с высокими параметрами впрыска и регулируемым углом опережения подачи топлива;

— двухступенчатая система регистрового наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха после первой и второй ступени и регулируемым перепуском воздуха;

— промежуточное охлаждение газов в контуре рециркуляции с отделением конденсата,
задача может быть успешно решена.

При этом конструктивная сложность как самого двигателя, так его систем, в особенности системы управления, значительно повышает его стоимость (по нашим оценкам на 60–80 %) при неизменном снижении показателей надежности и ресурса. Практически все лидеры мирового дизелестроения демонстрируют сегодня опытные образцы подобных двигателей, при этом не называя их стоимость, что только подтверждает самые неблагоприятные экспертные оценки.

Выводы и предложения

Приведенное краткое содержание позиции российской делегации позволило убедить участников 65 сессии КЗМС ИМО в справедливости следующих основных выводов.

1. Расчетная оценка вклада выбросов NO_x в атмосферу над акваторией Балтийского моря от судового трафика, приведенная в отчете рабочей группы HELCOM, на основе которой делается вывод о необходимости придании статуса NECA Балтийскому морю с 10.01.2016 г., существенно завышена, а действительный вклад выбросов в атмосферу от коммерческого судоходства представляет наименьшую опасность по сравнению с другими видами транспорта и береговыми источниками загрязнения.

2. Рекомендация внедрения на флоте технологии и селективного каталитического восстановления NO_x аммиаком (SCR-процесс) как безальтернативной для снижения выбросов NO_x от главных и вспомогательных судовых дизелей до уровня IMO Tier-3 принципиально не правильна или заведомо тенденциозна в силу ее существенных недостатков при отсутствии готовых к промышленному внедрению других альтернативных технологий.

3. Альтернативные технологии применения сжиженного природного газа (LNG) и рециркуляции отработавших газов (EGR) перспективны и являются стратегически правильным направлением развития судового двигателестроения, однако стадия их промышленного освоения недостаточна и не обеспечена соответствующей портовой инфраструктурой. Достижение требований IMO Tier-3 за счет технологии (EGR) приводит к значительному удорожанию двигателей при непрогнозируемых показателях надежности и ресурса.

4. Принятие решения о придании статуса Балтийскому морю области контроля выбросов NO_x (NECA) с 01.01.2013 недостаточно обосновано технически, технологически и экономически, а поэтому преждевременно. Подобные решения должны предусматривать для судовладельцев и операторов, как минимум, наличие многовариантных технических и технологических решений. В приведенных обоснованиях доминируют, прежде всего, экономические и политические мотивы заинтересованных сторон при несопоставимо малом экологическом эффекте для региона Балтийского моря.

5. По состоянию на сегодняшний день можно констатировать, что до сих пор не имеется экспертно подтвержденной оценки предстоящих материальных затрат судовладельцев в случае придания Балтийскому морю статуса зоны контроля выбросов NO_x (NECA), что в принципе не допустимо.

По результатам дискуссии большинством голосов дата введения в Балтийском море зоны контроля выбросов NO_x (NECA) и стандарта по ограничению выбросов NO_x для судовых дизелей на уровне IMO Tier-3 была перенесена на пять лет с 01.01.2016 на 01.01.2021 гг.

Литература

1. HELCOM 32/2011, «Proposal to designate the Baltic Sea as an Emission Control Area for Nitrogen Oxides», Report of the NECA correspondence group, Document 4/4, Helsinki, Finland, March 2011, 88 p.

2. *Новиков Л.А.* Контроль дымности и выбросов вредных веществ от судовых двигателей и судов. Научно-технический сборник трудов Российского морского регистра судоходства. № 26. — СПб. : РМРС, 2003. — С. 245–262.

3. Охрана окружающей среды, природопользование и обеспечение экологической безопасности в Санкт-Петербурге в 2009 году. Сборник трудов Комитета по природопользованию охране окружающей среды и обеспечению экологической безопасности Администрации Санкт-Петербурга / Под ред. Д.А. Голубева и Н.Д. Сорокина. — СПб., 2010. — 438 с.

4. *Новиков Л.А., Вольская Н.А.* Обобщенные данные для расчета выбросов в атмосферу двигателями водного транспорта // Двигателестроение. — 2009. — № 4. — С. 24–30.

5. *Храмов Б.Л., Юрченко Э.Н., Новиков Л.А.* Сотовый блочный катализатор восстановления окислов азота аммиаком. Патент РФ № 2061543, приоритет от 01.08.94 г., зарегистрирован в Государственном реестре изобретений 10.06.94 г.

6. *Грудин Л.Ю., Новиков Л.А., Петров Ю.В.* Система для нейтрализации оксидов азота в отработавших газах двигателя внутреннего сгорания. Патент РФ № 2036315, приоритет от 29.12.92 г., зарегистрировано в Государственном реестре изобретений 27.05.95 г.

7. MEPC 65/4/7 «Final report of the Correspondence Group on Assessment of Technological Developments to Implement the Tier III NO_x Emission Standards under MARPOL Annex VI» IMO, London, February 2013, 22 p.

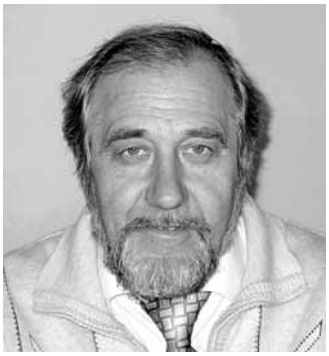
УДК 55.42.31; 55.03.33

ФОРМИРОВАНИЕ ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА ПО СОЗДАНИЮ СИЛОВЫХ МОДУЛЕЙ НА ОСНОВЕ CALS/ИПИ ТЕХНОЛОГИЙ

А.П. Маслов, к.т.н.
ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» ГСКБД, г. Челябинск

Представлена актуальность и описывается формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей и ее методология.

Предложена схема взаимодействий различных организаций в рамках данного пространства с использованием государственной автоматизированной избирательной системы ГАС «Выборы».



В нашей стране применение CALS/ИПИ технологий в области тракторного дизелестроения находится на начальном этапе развития. Первая попытка сформировать идею построения единого информационного пространства именно в области тракторного дизелестроения была изложена автором в статье «Как нам преобразовать тракторное двигателестроение» [1].

Дальнейшее развитие эта идея получила в заявке на формирование тематики и объемов финансирования в рамках Федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007–2012 годы». Название указанной заявки («Формирование информационного пространства для создания силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий с использованием наукоемких технологических средств машиностроительного производства для наземных транспортных систем, авиации, воздухоплавания и флота»).

Актуальность формирования информационного пространства подтверждена некоторыми положениями концепции ОАО «Научно-производственная корпорация «Уралвагон завод», представленной в паспорте программы инновационного развития (версия 30.11.11). Эта концепция была утверждена Советом Директоров Корпорации и является одним из важнейших элементов Стратегии Корпорации на период до 2020 г. В тексте паспорта изложены намерения корпорации в работе технологических платформ (некоторые из них представлены в таблице).

В период выполнения ООО «ЧТЗ–УРАЛТРАК» государственного контракта курирующей организацией МАДИ (ГТУ) были высказаны критические замечания по поводу отсутствия методологии и технологии создания новой техники, базирующихся на CALS технологиях. Таким образом, актуальность формирования информационного пространства для создания конкурентоспособных двигателей не вызывает сомнения.

Основанные в 80-е годы прошлого столетия в оборонном ведомстве США CALS технологии за счет своей эффективности получили широкое распространение в различных отраслях промышленности западных стран, что обеспечило качественный рост выпускаемой продукции и повышение производительности труда. К примеру, предсказательное компьютерное моделирование, заменяющее эмпирические методы проектиро-

Название технологической платформы	Описание мероприятий
Национальная суперкомпьютерная технологическая платформа	Создание отраслевого Центра обработки данных на базе суперкомпьютерных технологий и отечественного базового программного обеспечения
Национальная программная платформа	Участие в создании и внедрении отечественного программного обеспечения для параллельных вычислений на многопроцессорных суперЭВМ
	Формирование информационного пространства по созданию силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий с использованием наукоемких технологических средств машиностроительного производства для наземных транспортных систем

вания, позволяет многократно ускорить и удешевить разработку промышленных изделий. Так, 75 % крупнейших промышленных компаний США, опрошенных Советом по конкурентоспособности при Президенте США, заявили, что не смогли бы конкурировать на рынке без суперкомпьютерных вычислений. Boeing 787 стал первым самолетом, полностью сконструированным на компьютере.

В России аналогичный метод организации производства, называемый ИПИ — информационная поддержка изготовления изделий, получил развитие в авиации и космонавтике благодаря более высокому уровню компьютеризации и оснащенности [2, 3].

Как известно, основными составляющими CALS/ИПИ технологий являются CAE, CAD, CAM, где:

➢ CAE, это совокупность методов и инструментальных средств для выполнения научных и инженерных расчетов, структурная схема CAE представлена на рис. 1;

➢ CAD, это совокупность методов и инструментальных средств для конструкторского проектирования, структурная схема CAD представлена на рис. 2;

➢ CAM, это совокупность методов и инструментальных средств для программирования оборудования с ЧПУ, структурная схема CAD представлена на рис. 3.

Целью формирования информационного пространства является разработка системы, позволяющей систематизировать научную, конструкторскую, технологическую и производственную деятельность предприятий различных отраслей промышленности на создание перспективных отечественных двигателей.

Базовыми принципами концепции информационного пространства могут быть приняты положения, определяющие порядок выполнения расчетных, конструкторских, технологических и производственных работ на основе сквозного проектирования с обеспечением обратной связи, а также с учетом рекомендаций 12 принципов «Зеленой химии». Завершающим этапом при разработке концепции информационного пространства является организация производства в соответствии с работами, изложенными в проекте технологической платформы ФГБОУ ВПО МГТУ «Станкин» «Наукоемкие технологии повышения эффективности машиностроительного производства — "Конкурентоспособное машиностроительное производство"». В данном проекте предполагается развивать: технологии управления производством (MES-системы), системы планирования ресурсов всего жизненного цикла продукции (SCM-системы), технологии «бережливого производства» (LEAN-технологии), промышленной кооперации и субконтрактации.

Важным этапом организации работ в информационном пространстве является обеспечение конфиденциальности и электронного обмена информацией между участниками пространства.

По мнению автора, для формирования информационного пространства по созданию виртуального облика конструкции двигателя необходимо:

➢ сформировать базу расчетных комплексов для работы в едином информационном пространстве с указанием допущений, описанием входных и выходных параметров, а также методов интеграции с другими программными продуктами;

➢ сформировать построение математического ядра программного комплекса единого информационного пространства;

➢ разработать электронную модель геометрического облика, теплового и напряженно-деформированного состояния, кинематики и динамики элементов двигателя с оценкой его ресурсных параметров;

➢ подготовить и выполнить виртуальные испытания с имитацией полного спектра режимных и эксплуатационных параметров его работы;



Рис. 1. Структурная схема системы CAE



Рис. 2. Структурная схема системы CAD

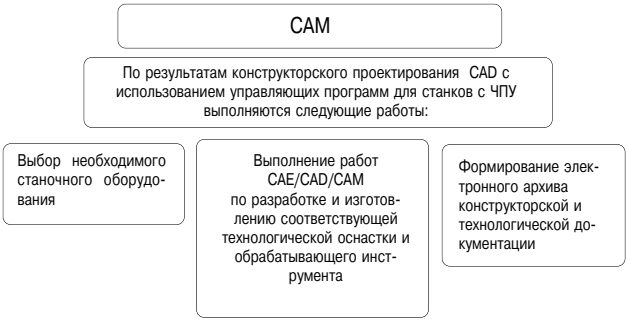


Рис. 3. Структурная схема системы CAM

➢ выполнить анализ критических состояний элементов двигателя по результатам виртуальных испытаний с оценкой критических режимов испытаний и условий эксплуатации. Внести соответствующие изменения в конструкцию с последующим выполнением всего комплекса работ и принятия окончательного конструкторского решения;

➢ выполнить технологическую оценку конструкции двигателя за счет отработки технологических схем, параметров инструментов и технологического оборудования на основе использования MES или ERP систем (систем организации и управления производством).

Функциональная схема информационного пространства может быть построена следующим образом:

➢ на основе маркетинговых исследований, с учетом указанных задач, выполнить анализ конструкций и определить перспективное направление работ.

➢ разработать структуру электронного модуля формирования и управления проектом;

➢ разработать модуль управления обмена информацией результатов расчетных исследований базовых узлов и систем двигателя;

➢ разработать модуль анализа результатов исследований, оценки критических состояний элементов и узлов двигателя с выбором необходимых технических характеристик материалов, смазочных масел и специальных жидкостей;

➢ сформировать базу данных расчетных методов и инструментальных средств для управления проектом по конструированию и формированию виртуального облика двигателя;

➢ разработать модели элементов двигателя, выполнить виртуальные испытания деталей, узлов, механизмов и всего облика двигателя;

➢ сформировать базу данных технологического оборудования для организации производства двигателей на основе требований к станочному оборудованию, технологической оснастки и обрабатывающему инструменту.

Таким образом, представленная архитектура информационного пространства может быть использована при разработке конструкций различных типов двигателей с учетом специфических требований производства и условий эксплуатации [4, 5].

Реализация предлагаемой системы позволит на стадии проектирования и формирования конструкции осуществить анализ положительных и отрицательных аспектов разработки и оперативно вносить изменения в конструкцию с учетом новых требований. Это позволит существенно снизить затраты на изготовление новой продукции, оперативно реагировать на изменения рынка и потребности заказчиков, а также создавать конкурентоспособные силовые модули с широким участием отечественных специалистов.

В настоящее время в различных исследовательских организациях и вузах страны разработаны целые комплексы расчетных программ, обеспечивающих получение наилучших параметров отдельных узлов силовых установок и которые могли бы стать некоторой основой для формирования единого информационного пространства. Например, специалистами ЮУрГУ (г. Челябинск) опубликован целый ряд работ по совершенствованию трибосопряжений двигателя [6–8], работы Уфимского авиационного университета (г. Уфа) связаны с моделированием рабочего процесса двигателей и упрочнением поверхностей деталей [9, 10] и др.

Учитывая географическую отдаленность участников предлагаемого информационного пространства, целесообразно использовать Интернет, а с учетом выполнения задач конфиденциального и

оборонного характера, использовать возможности автоматизированной избирательной системы ГАС «Выборы».

Литература

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

2. Российская энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение / Под ред. А.Г. Братухина. — М. :ОАО «НИЦ АСК», 2008. — 608 с.

3. *Проданов М.Е.* Аппаратно-программно-методический комплекс «Единое информационное пространство данных об изделии» / М.Е. Проданов // Материалы докладов Междунар. Науч.-техн. конф. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». Ч. 2. — Самара, 2011. — С. 207–209.

4. *Норенков И.П.* Информационная поддержка наукоемких изделий. CALS-технологии / И.П. Норенков, П.К. Кузьмик. — М : Изд.-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 320 с.

5. *Павлов В.В.* Структурное моделирование в CALS-технологиях / В.В. Павлов; Ин-т конструкторско-технологической информатики РАН. — М. : Наука, 2006. — 307 с.

6. *Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В.* Применение пакетов прикладных программ при обосновании конструктивных параметров подшипников коленчатых валов на ранней стадии проектирования поршневых двигателей // Вестник ЮУрГУ. — 2008. — № 23(123). — Вып. 12. — (Сер. : «Машиностроение»). — С. 13—19.

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

8. *Рождественский Ю.В., Дойкин А.А., Мурзин В.С.* Совершенствование конструкции поршня тракторного дизеля // Вестник Самарского гос. аэрокосмического университета. — Самара : СГАУ, 2009. — Вып. 3 (19). Ч. 1. — С. 338–340.

9. *Еникеев Р.Д., Черноусов А.А.* Модель нестационарного течения с закруткой для расчета газообмена поршневого ДВС // Известия вузов. Авиационная техника. — 2009. — № 3. — С. 33–35.

10. *Борисов А.О., Загайко С.А.* Моделирование изнашивания поршневого кольца двигателей внутреннего сгорания. Ползуновский вестник / Изд-во АлтГТУ, Барнаул. — 2006. — № 4. — С. 23–26.

СТМ СИНАРАТРАНСПОРТНЫЕМАШИНЫ — **НОВОСТИ ГРУППЫ СИНАРА**

ОАО «Синара-Транспортные Машины» приняло участие в Международном военно-морском салоне МВМС-2013 (г. Санкт-Петербург)

На Международном военно-морском салоне МВМС-2013 (г. Санкт-Петербург) ОАО «Синара-Транспортные Машины» представило продукцию Уральского дизельмоторного завода (УДМЗ, дочернее предприятие ОАО СТМ). Для партнеров и потенциальных заказчиков продукции холдинга была проведена отраслевая конференция «Современные разработки СТМ в дизелестроении для военно-морского флота РФ и гражданского судостроения». В работе конференции приняли участие ведущие судостроительные компании и представители отрасли: ОАО «Гипрорыбфлот», ОАО «Адмиралтейские Верфи», 1-го ЦНИИ Минобороны РФ, ФГУП «НПО Автоматики им. Семихатова», ОАО «СПМБМ Малахит», ОАО «ЦМКБ Алмаз», ФГУП «Крыловский ГНЦ», ОАО «ЦКБМ Рубин», ОАО «ЦКБ Айсберг», ОАО «Красное Сормово», ОАО «Зеленодольское ПКБ», ООО «ЦНИДИ-ЭкоСервис», ООО «ЦНИДИ», FEV GmbH (Германия).

На конференции прошла презентация типоразмерного ряда модернизированных дизель-генераторов: АДГ 630, 1000, 1600 кВт, серийно выпускаемых УДМЗ, а также представлены результаты разработки дизельных двигателей нового поколения мощностью 1000–3000 кВт, создаваемых заводом в рамках реализации проекта «Дизельстрой», включенного в федеральную целевую программу по поддержке отечественного дизелестроения.



Свою оценку действующим и новым проектам СТМ высказали ведущие эксперты отрасли двигателестроения. В своих выступлениях они отметили, что технические показатели современных серийных дизель-генераторов УДМЗ позволяют активно использовать их в военном судостроении, а технические характеристики перспективного семейства дизелей расширят область их применения в гражданском судостроении.

По словам генерального директора Уральского дизельмоторного завода Николая Овчинникова, сегодня дизель-генераторы производства УДМЗ подтвердили свои высокие показатели надежности и качества. «Уверен, что и новая линейка дизель-генераторов будет также широко применяться в проектах российских судостроителей», – подчеркнул Н.Овчинников.

УДК 621.436

ПРОГРАММНЫЙ ПАКЕТ ALLBEA: ЗАДАЧИ ИНТЕГРАЦИИ С ИНФОРМАЦИОННОЙ СРЕДОЙ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДВС

Р.Д. Еникеев, зав. кафедрой, А.А. Черноусов, доц. кафедры
Уфимский государственный авиационный технический университет

Обсуждается задача интеграции пакета программ ALLBEA для моделирования процессов в технических системах с единым информационным пространством, поддерживающим проектирование ДВС на основе CALS/ИПИ-технологий. Отмечена важность интеграции с ALLBEA математических моделей независимых исследовательских групп, позволяющих описать разные физические аспекты и конкретные элементы технических систем.





Проектирование высокотехнологичной продукции ведется по методологиям, которые предпочтительно реализовывать в единой информационной системе. На разных этапах проектирования и доводки изделий проводятся расчеты процессов в них. Инструменты для численного решения задач анализа и синтеза («проверочных» и «проектировочных» расчетов) — специализированные пакеты прикладных программ (ППП), разработчики которых стремятся обеспечить в первую очередь удобство решения задач и достоверность результатов. В наиболее развитых ППП учитываются требования готовности ППП ко взаимодействию с другими пакетами, более широко — к работе в составе внешних информационных сред, реализующих методологии разработки и сопровождения изделий.

В данной статье применительно к ППП ALLBEA [1] обсуждаются задачи интеграции подобного пакета программ с информационной средой, а также важность интеграции с пакетом моделей независимых разработчиков и формы интеграции в этих направлениях.

Повышение качества продукции отечественного двигателестроения возможно при внедрении информационных систем или сред, обеспечивающих процессы проектирования (шире — весь жизненный цикл изделий). Технологии, применяемые для комплексной информатизации процессов создания и сопровождения изделий, получили наименование ИПИ-технологий (англ. аналог — CALS-технологии).

Известно, что внедрение информационных систем (ИС) на основе CALS/ИПИ-технологий позволяет на десятки процентов уменьшить затраты времени на проектирование. При этом желателен и возможен перевод всей конструкторской, технологической и иной документации, связанной с проектированием, изготовлением и испытанием изделий целиком на электронную (безбумажную) основу. Такая ИС позволяет упорядочить взаимодействие разнесенных в пространстве подразделений и относительно автономных исполнителей по единому проекту конкретного изделия. Поэтому уместно ставить вопрос о продуманном создании для нужд двигателестроения России отраслевой ИС (шире — единого информационного пространства, ЕИП), реализующей CALS/ИПИ-технологии [2].

В методологиях проектирования и доводки изделий энергомашиностроения ключевую задачу прогнозирования показателей изделий решают численным моделированием на ЭВМ. Применяемые для расчетов инструменты — более или менее специализированные ППП. Информатизация методологий проектирования путем внедрения ИС на основе технологий CALS/ИПИ потребует в некоторой степени интегрировать с ИС используемые ППП. При этом учитывается, что самые разные по «происхождению» и функциональным возможностям ППП должны будут применяться также разными, слабо связанными (и даже организационно независимыми) группами разработчиков в рамках единого проекта.

Не будучи специалистами в CALS/ИПИ-технологиях и в области системной интеграции, авторы подчеркивают, что такие задачи специалистами решаются на основе обкатанных подходов

(выявление и формализация «бизнес-процессов», построение интерфейсов для потоков данных на базе вводимых протоколов и форматов) и технологий построения распределенных информационных систем, с соблюдением стандартов, принятых в области CALS/ИПИ. Однако можно и нужно, ставя задачи создания ЕИП в двигателестроении, оценить возможности, архитектуру и готовность к разным формам применения тех или иных специализированных ППП — как имеющихся на рынке ПО, так и находящихся в разработке — отечественных и зарубежных, не вдаваясь при этом в конкретные подробности их интеграции с ЕИП.

Для проектирования и доводки поршневых и комбинированных ДВС применимы отдельные отечественные ППП для расчетного анализа и синтеза технических систем; такие ППП — в основном университетские разработки: «Дизель-РК» в МГТУ, «Альбея» в УГАТУ и др. При том, что пакеты находят применение в проектировании ДВС, полнота и универсальность упомянутых (и многих других ППП) недостаточны. Предприятиям (особенно в оборонно-промышленном комплексе) предпочтительно применять для инженерного анализа собственные, или же отечественные, ППП. Разумеется, при отсутствии равноценных отечественных («импортозамещающих») ППП, на наших предприятиях используются зарубежные пакеты.

На рынке ПО имеется множество развитых специализированных ППП для моделирования процессов в объектах энергомашиностроения. Можно классифицировать воплощенные в них модели по физическому аспекту (специальные и «многодисциплинарные»), по степени детализации в представлении полей физических величин — «детальные», «пространственные» (3D) и «быстросчетные» (1D), а сами пакеты — по степени зрелости, где важны такие аспекты, как развитость библиотек моделей и наличие средств поддержки решения обратных задач, а также протоколов и форматов обмена данными для совместной работы с др. ППП и ИС, поддерживающими проектные методологии.

Компании-разработчики собственно ППП стремятся в первую очередь обеспечить удобство и эффективность процессов (и достоверность результатов) решения на ЭВМ прямых и обратных задач моделирования процессов. Примеры таких ППП (в области поршневых ДВС) — «линейка» программных пакетов фирмы AVL [3]; примеры: ППП FIRE, применяемый для расчетов пространственных (в 3D) течений газов и жидкостей, а также ППП BOOST — для численного моделирования (в основном — газообмена и рабочего процесса) по математическим моделям термо- и газодинамики в 1D. Разработчики наиболее развитых и успешных ППП уделяют внимание «интероперабельности» своего ПО — они вынуждены отрабатывать взаимодействие с другими ППП, а также возможность работы в составе информационной среды, обеспечивая (в том числе в архитектуре самого пакета) готовность к таким взаимодействиям.

Перечислим, какие возможности, по мнению авторов (помимо упомянутой весьма желательной готовности ко взаимодействию и интеграции с внешним программным системами), должен предоставлять современный развитый ППП для моделирования процессов в технических системах [1]:

- развитость прикладного багажа — наличие встроенных библиотек моделей динамики процессов для ряда физических аспектов, типовых элементов систем и агрегатов;
- высокая степень модульности и внутренней интеграции;
- открытость — в смысле возможности подключения «пользовательских» моделей и целых библиотек моделей;
- встроенная поддержка решения обратных задач;
- возможность работы на разных программных и аппаратных платформах;
- поддержка удобства использования вычислительных ресурсов многопроцессорных систем.

Такое сочетание «базовых элементов» ППП и наличие ориентированных на конкретную область «обвязок» и позиционируется их производителями в качестве комплексных решений проблем проектировщиков. Примером такого рода ППП можно считать пакет (систему) моделирования LMS Imagine. Lab [4] — развитый зарубежный пакет, укомплектованный библиотеками моделей процессов в системах и моделями устройств для ряда физических аспектов и открытый для дополнения и интегрирования в процессы (и информационные системы) пользователей.

Пакет прикладных программ ALLBEA (Applied Library Layers for the Best Engineering Analysis), разработанный в УГАТУ в основном в 2009–2011 гг. [1], является развитием системы имитационного моделирования «Альбея» [5], созданной там же в основном к 1995 г. коллективом под руководством профессора Б.П. Рудого. Новый пакет ALLBEA наследует и развивает заложенные тогда плодотворные подходы к численному моделированию процессов в сложных технических системах и воплощает результаты многолетних НИР кафедры в области моделирования ДВС.

ППП ALLBEA спроектирован с учетом указанных выше требований, в его архитектуре выделяется независимое от предметной области «ядро» и библиотеки прикладных моделей. В нынешнем виде ALLBEA — пакет прикладных программ с иерархической модульной архитектурой, с базовым набором библиотек моделей в области термо- и газодинамики, динамики и трибологии, прикладной гидромеханики и алгоритмов систем управления. Прикладное математическое обеспечение ALLBEA разрабатывается на языках программирования C или C++; встроенные библиотеки моделей разрабатываются в отдельных подпроектах. Поддерживается следующий набор прикладных библиотек моделей разных физических аспектов:

➢ model — простые математические модели, в основном позволяющие представлять потоки и преобразования данных (в том числе для моделей систем управления), а не какой-либо физический аспект процесса в сложной системе;

➢ control — «управление» (модели специфических элементов и алгоритмы систем управления техническими системами);

➢ mech — «динамика и трибология» (элементарная динамика, кинематика и динамика ДВС, модели трения и изнашивания);

➢ gasdyn — «термогазодинамика» (нестационарные процессы газообмена и процессы в рабочих камерах ДВС);

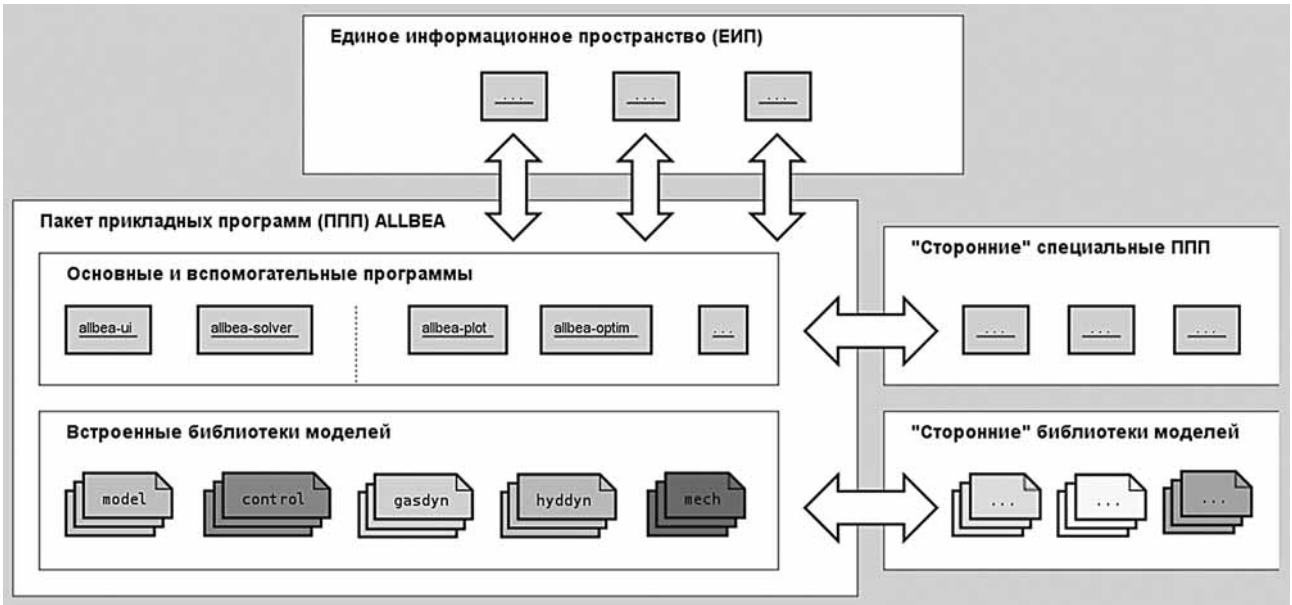
➢ hyddyn — «гидродинамика» (нестационарные и стационарные течения двухфазных жидкостей в топливных и гидравлических системах);

➢ nvh — «акустика»: модели «акустических» процессов (шум и вибрации).

Математические модели для ППП ALLBEA могут оформляться в программные модули (блоки) трех типов моделей — компоненты (модели-элементы), коннекторы (модели-связи) и преобразователи (функциональные блоки).

Благодаря иерархичной и модульной архитектуре, содержащей предметно-независимое «ядро» и библиотеки моделей, в ALLBEA естественно реализован стандартный подход: имеются две основные программы — расчетная программа (решатель, «солвер») и программа, реализующая графический интерфейс с пользователем. Прикладные модели и их данные абстрагированы (как от «ядра», так и от особенностей реализации ППП в целом) интерфейсом прикладного программирования — т. е. специфика представления конкретных устройств и систем в моделях вынесена в область прикладного математического обеспечения. Последняя «по горизонтали» (пусть несколько произвольно) поделена на условные «предметные области» — по физическому аспекту процессов. Функции же ППП, связанные с решением задач в разных постановках (в первую очередь — обратных задач), и далее — с интеграцией ППП ALLBEA с внешними системами, могут и должны реализовываться в отдельных программных компонентах (библиотеках и программах — как поставляемых с ППП, так и внешних (рис.).

Настройка ALLBEA на новый физический аспект или набор устройств в некоторой предметной области достигается добавлением програм-



Направления интеграции ППП ALLBEA: «вертикальная» — с единым информационным пространством; «горизонтальная» — со сторонними пакетами прикладных программ и прикладными библиотеками моделей

мно реализованной библиотеки моделей, доработанной до соответствия известному стандарту на прикладной программный интерфейс. Подключение библиотек моделей сторонних разработчиков (созданных в том числе на иных языках программирования) не должно вызывать затруднений.

В описанном виде ППП ALLBEA можно в принципе рассматривать как аналог системы моделирования LMS Imagine. Lab [4] (при том что ALLBEA находится все еще в стадии разработки). Однако авторы убеждены, что архитектура пакета ALLBEA обеспечивает «точки роста», необходимые и достаточные для расширения номенклатуры и улучшения отдельных моделей и библиотек моделей, как входящих в стандартный комплект, так и разрабатываемых и интегрируемых с ППП ALLBEA (в перспективе) силами сторонних разработчиков. Разумеется, такая «горизонтальная» интеграция (в направлении: «прикладные модели сторонних разработчиков — ППП») сможет развиться не раньше, чем ALLBEA сможет выполнять роль полезного в инженерной практике связующего звена между моделями процессов и устройств различного вида, сняв с пользователей и исследователей (разработчиков моделей) львиную долю проблем обеспечения работы их моделей с другими моделями в системе, т. е. когда ALLBEA обеспечит на деле удобство использования моделей (воплощенного труда их создателей) в практике исследователей и проектировщиков.

По мнению авторов, необходимым этапом становления ALLBEA как такого рода универсальной «платформы» для расчетного анализа и синтеза технических систем по многодисциплинарным моделям будут работы по «вертикальной» интеграции, в направлении «ППП — единое информационное пространство». Здесь то, что ALLBEA — отечественный интенсивно развиваемый ППП, оказывается преимуществом — развитие его можно скорректировать в соответствии с целями создаваемой CALS/ИПИ-системы. Это бы стимулировало разработчиков ALLBEA выстраивать библиотеки моделей, программные компоненты и архитектуру ППП под реальные отраслевые задачи и процессы, а у передовых независимых коллективов исследователей появилась бы мотивация интегрировать разрабатываемые модели с ALLBEA, и через ALLBEA — с ЕИП.

Заключение

На основании вышесказанного ППП ALLBEA в принципе может позиционироваться как универсальная «платформа» для расчетов (включая проектировочные) сложных систем, в силу чего можно ставить задачи «вертикальной» и «горизонтальной» интеграции ALLBEA с отечественными разработками в рамках единого информационного пространства и в масштабах двигателестроительной отрасли. Независимым исследователям пакет ALLBEA будет полезен как платформа для решения междисциплинарных задач, поскольку снизит необходимость поддержки моделей «непрофильных» физических аспектов, расширит применение их моделей в проектных организациях.

Для интеграции ALLBEA с ЕИП может быть создана рабочая группа с соответствующими компетенциями и полномочиями. Задача группы — разработка протоколов и форматов обмена данными (и содействие в реализации их со стороны разработчиков ALLBEA). По результатам работы уместно будет с применением «связки» ЕИП с ALLBEA решить «пилотную» задачу доводки поршневого ДВС.

Литература

1. *Еникеев, Р.Д.* Проектирование и реализация пакета прикладных программ для анализа и синтеза сложных технических объектов / Р.Д. Еникеев, А.А. Черноусов // Вестник УГАТУ. — Уфа: УГАТУ, 2012. — Т. 16, № 5 (50). — С. 60–68.

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

3. AVL List GmbH / Web-страница: http://avl.com.

4. LMS Imagine.Lab / Web-страница: http://lmsintl.com/LMS-Imagine-Lab-Platform.

5. *Горбачев, В.Г.* Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста: учеб. пособие / В.Г. Горбачев, С.А. Загайко, Н.В. Рудая, Б.П. Рудой, С.Б. Щербаков // Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. — Уфа: УГАТУ, 1995. — 112 с.

УДК 621.436

АНАЛИЗ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТРИБОСИСТЕМЫ ШЕЙКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА–ВКЛАДЫШ ПОДШИПНИКА–СМАЗКА СУДОВЫХ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Л.Б. Леонтьев, Дальневосточный федеральный университет,
А.В. Надежкин, Морской государственный университет,
В.М. Макаров, Дальневосточный федеральный университет,
А.Г. Токликишвили, Морской государственный университет

Представлены результаты исследования условий работы трибосистемы шейка коленчатого вала–вкладыш подшипника–смазка судовых среднеоборотных дизелей, эксплуатируемых на тяжелых и дистиллятных топливах. Показано влияние показателей работающего моторного масла и содержащихся в нем продуктов износа на интенсивность изнашивания пар трения. Даны практические рекомендации по повышению надежности работы узлов трения судовых дизелей.

Надежность современных дизельных двигателей по мере их форсирования, снижения удельной массы и роста экономичности во все большей степени ограничивается надежностью подшипников скольжения коленчатых валов. Почти все разработчики и изготовители форсированных дизелей, созданных в последние годы у нас в стране, в той или иной мере сталкивались с отказами подшипников коленчатых валов и с необходимостью длительной доводки дизелей по показателям надежности. Использование тяжелых сортов топлива вызывает увеличение скорости изнашивания антифрикционных слоев вкладышей подшипников, повышение вероятности их отказов и необходимость частой замены во избежание возможных аварийных ситуаций [1].

В процессе эксплуатации судовых дизелей возможно нарушение их нормального функционирования из-за отказа трибоузла шейка коленчатого вала–вкладыш подшипника, причинами которого являются повреждения и разрушения отдельных элементов, составляющих трибоузел.

Наиболее ответственной и дорогостоящей деталью трибоузла является коленчатый вал, который эксплуатируется в условиях значительных переменных нагрузок. Шейки вала подвержены трению скольжения при больших скоростях и высоких удельных давлениях. Принятие обоснованных мер по предотвращению возможных и фактических отказов коленчатого вала позволяет обеспечить надежность и безопасность дизеля в целом.

Основные причины отказов коленчатых валов — износ и задир шеек. Они происходят на всех типах дизелей независимо от твердости шеек. Задир шеек и расплавление антифрикционного слоя вкладышей, как правило, приводят к деформации коленчатых валов, реже — к поломке вала.

Наиболее распространенными дефектами шеек коленчатого вала являются износы, характеризующиеся отклонением формы и изменением размеров, образованием круговых рисок и царапин глубиной до 0,05 мм, реже встречаются задиры, трещины и точечная коррозия.

Установлено, что у 67,6 % коленчатых валов среднеоборотных дизелей (СОД), поступающих на восстановление, величины износов и отклонений формы шеек значительно меньше допускаемых. Однако риски и круговые царапины на шейках имеют 100 % коленчатых валов, задиры шеек — до 33 % валов (от одной до 8 шеек, в среднем 2–3 шейки), расплавление вкладышей и наволакивание металла на шейки — менее 5 % валов, пятна коррозии на шейках — до 10 % валов, имеют деформацию до 24 % валов.

Основными целями данной работы являются исследование и анализ условий работы трибосистемы шейка коленчатого вала–вкладыш–смазка судовых среднеоборотных дизелей, установление причин отказов подшипников коленчатых валов и определение путей повышения их надежности.

При работе дизеля в стационарном режиме между шейкой вала и вкладышем подшипника образуется динамически несущий слой масла, который предотвращает контактирование микронеровностей вала и вкладыша. В идеальном случае такая система может функционировать бесконечно долго при условии сохранения свойств смазки. Однако при пусках и остановках дизеля, резком увеличении нагрузки (например, при буксировочных операциях, траловом промысле, движении на малом ходу, швартовке или изме-

нении направления движения судна) удельное давление в подшипнике существенно возрастает, что приводит к увеличению нагруженности подшипника, снижению толщины масляного слоя и изменению режима смазки с жидкостного на полужидкостное или граничное и, соответственно, к увеличению скорости изнашивания как вкладыша, так и шейки вала. Условия, характеризующие нагруженность подшипника по всем основным параметрам, влияющим на нее, оцениваются безразмерным коэффициентом нагруженности [2]

$$\zeta = \frac{P\psi^2}{ld\mu\omega},$$

где P — внешняя нагрузка или реакция смазочного слоя; ψ — относительный зазор; d — диаметр шейки вала; μ — коэффициент динамической вязкости смазки; ω — угловая скорость.

Износ сопряженных поверхностей трибоузла приводит к увеличению относительного зазора и, соответственно, к возрастанию нагруженности подшипника.

Интенсивность изнашивания поверхностей трения зависит от ряда факторов, определяемых особенностями конструкции двигателя, условиями его эксплуатации, техническим состоянием двигателя, качеством применяемого топлива и масла и т. п. На скорость изнашивания трибосопряжения шейка коленчатого вала–вкладыш подшипника большое влияние оказывают триботехнические свойства моторного масла: вязкость, концентрация механических примесей, их дисперсный состав, попадание топлива в смазку, угар масла и т. д.

Пусковой износ зависит от вязкости масла — смазочные материалы с малой вязкостью обеспечивают более низкий пусковой износ вследствие лучшего подтекания масла в зону трения. Однако для работы в установившемся режиме предпочтительно более вязкое масло.

Для определения влияния эксплуатационных свойств масел и типа топлива (тяжелое или дистиллятное) были проанализированы результаты исследования свыше 100 проб циркуляционного масла различных типов СОД, эксплуатирующихся на тяжелых сортах топлива (главные двигатели) и дистиллятных (вспомогательные двигатели) и имеющих различный срок работы масла, выполненные испытательной лабораторией «Химотология» МГУ им. адм. Г.И. Невельского в течение 2004–2013 гг.

Подконтрольная группа главных двигателей эксплуатировалась на маслах марок М-14-Д2 (цл 30), Лукойл Навиго 20/30, Aurelia XL 40/30, ВДГ-CAT DEO 15W-40, Shell Gadinia Oil 40.

Вязкость работающего масла изменяется в широких пределах, особенно у дизелей, эксплуатирующихся на тяжелых сортах топлива ±23 %, для дизелей, работающих на дистиллятных топливах, вязкость меняется в меньших пределах, ±15 % (таблица, рис. 1). Резкие изменения вязкости связаны с доливом свежего масла в систему смазки дизеля, о чем свидетельствует соответствующее изменение щелочного числа масла (см. рис. 1). Причины изменения вязкости масла в процессе эксплуатации следующие.

Вязкость моторных масел, в отличие от большинства других показателей, в процессе работы может как увеличиваться, так и уменьшаться, достигая соответственно верхнего и нижнего пределов. Рост вязкости масла может быть обусловлен накоплением в нем растворимых и нерастворимых продуктов окисления, срабатывания присадок, неполного сгорания топлива и масла, частиц металлов и пыли, испарением легких фракций основы, а также ошибочной доливкой масла большей вязкости. Он значительно ускоряется в присутствии катализаторов, роль которых в работавших моторных маслах играют частицы металлов и металлорганические соединения — продукты изнашивания и коррозии

Величины значений характеристик работающего масла судовых СОД и содержание в нем продуктов износа и сгорания

Название параметра	Тяжелые топлива		Дистиллятные топлива	
	ТЗ	ПУ*	ТЗ	ПУ*
Вязкость при 100 °С, сСт	11,7–19,1 / 16,1	+30–(–20) %**	11,8–15,9 / 13,7	+30–(–20) %**
Щелочное число, мг КОН/г	4,7–28,5 / 20,3	10	3,1–14,4 / 8,0	2,5
Механические примеси, %	0,1–8,9 / 1,4	2,5	0,1–1,3 / 0,3	3,0
Химический элемент, мг/кг:				
железо (Fe)	0,2–35,0 / 8,2	> 50	0,0–72,8 / 15,4	> 25
алюминий (Al)	0,3–24,2 / 6,9	> 20	0,0–20,4 / 5,2	> 10
хром (Cr)	0,3–11,8 / 2,5	> 5	0,2–14,4 / 3,7	> 5
кремний (Si)	0,2–19,2 / 6,3	> 50	0,0–12,6 / 3,7	> 20
свинец (Pb)	0,1–34,3 / 4,5	> 5	0,0–18,5 / 6,8	> 5
олово (Sn)	0,4–55,1 / 13,1	> 5	0,0–25,2 / 4,8	> 5
медь (Cu)	<1,0–23,3 / 4,3	> 10	0,7–72,7 / 19,7	> 5

ТЗ — типичное значение; ПУ — предельный уровень.
Примечания: В числителе приведен интервал величины, в знаменателе — среднее значение. * Величины предельного уровня химических элементов взяты из рекомендаций фирмы Wartsila NSD. ** Отклонение величины вязкости от первоначальной.

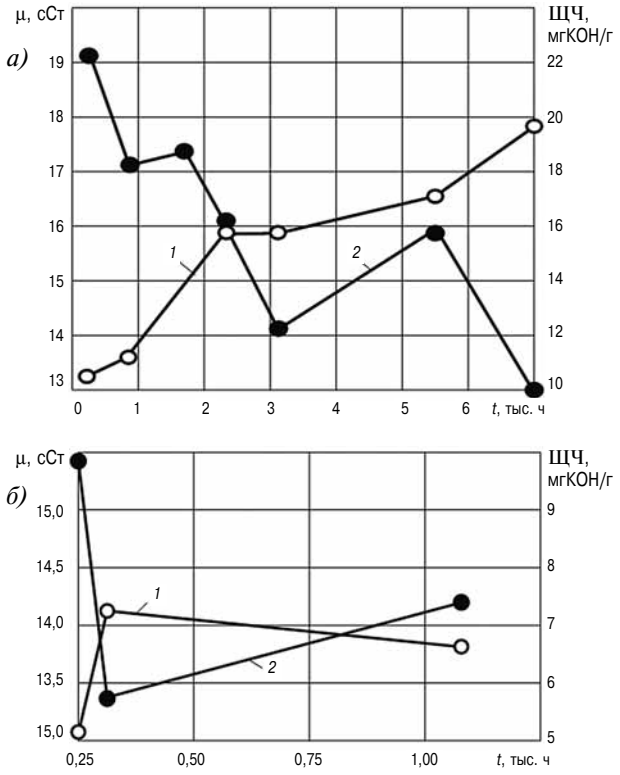


Рис. 1. Изменение вязкости (*1*) и щелочного числа (*2*) работающего масла в процессе эксплуатации СОД, работающих на тяжелых сортах топлива (*а*) и дисциллятных (*б*)

деталей двигателя. Уменьшение вязкости может быть обусловлено разжижением масла топливом, ошибочной доливкой менее вязкого масла [3, 4].

Вязкость дизельных моторных масел обычно растет из-за накопления нерастворимых продуктов, преимущественно частиц сажи от неполного сгорания топлива. Загущающее действие сажистых частиц может быть значительно уменьшено рациональным улучшением диспергирующих свойств масла. Из растворимых продуктов окисления и термоокислительных превращений структур основы масла наибольшее влияние на рост вязкости оказывают полициклические ароматические углеводороды, образующиеся в результате конденсации, а также продукты их взаимодействия с серой и азотом.

Уменьшение вязкости вследствие разжижения масла топливом может наблюдаться при неблагоприятных режимах эксплуатации (длительной работе на режимах холостого хода, периодической кратковременной работе с малыми нагрузками и частыми остановками при недостаточном прогреве охлаждающей жидкости и масла) или неисправности топливной аппаратуры. В масле, как правило, накапливается не топливо, а его тяжелые фракции, подвергшиеся предпламенному окислению, и жидкие углеводороды, подвергшиеся деструкции в процессе сгорания и адсорбировавшиеся на частицах сажи, попавших в масло. При работе дизеля на высоковязких тяжелых топливах разжижение масла не происходит, так как их вязкость зачастую превышает вязкость самого моторного масла. Однако следует иметь ввиду, что его эффективная вязкость в узлах трения, где имеет место высокий градиент скорости сдвига, будет недостаточным и считать такое мало работоспособным нельзя [3, 4].

Излишне высокая вязкость моторного масла судовых дизелей очень редко сопровождается увеличением интенсивности изнашивания пар трения. Повышение вязкости сказывается прежде всего на экономичности работы двигателя. Возрастают потери на трение и, как следствие, растет удельный эффективный расход топлива. Слишком малая вязкость приводит к падению давления в главной магистрали, уменьшению толщины масляной пленки, нарушению гидродинамического режима смазки тех сопряжений, которые рассчитаны на работу в таком режиме. Следствием работы на разжиженном масле являются: расплавление антифрикционного слоя вкладышей подшипников, задиры деталей цилиндропоршневой группы, поломки коленчатого вала и даже взрывы в картере.

Судовые моторные масла являются долгоработающими. Практически повсеместно их смена осуществляется по фактическому состоянию, а не по достижении определенной наработки. На основании сопоставления результатов лабораторного анализа основных физико-химических характеристик моторного масла с комплексом браковочных показателей технический менеджмент судоходной компании принимает решение о возможности дальнейшей работы масла в системе смазки дизеля. Таким образом, моторные масла судовых дизелей являются долгоработающими. Отсюда в процессе эксплуатации дизелей мы сталкиваемся с интенсивным массообменом в системе их смазки. Расход масла на угар компенсируется доливами свежего моторного масла. Количество доливов, особенно в системах смазки мощных судовых среднеоборотных дизелей, за весь срок службы масла может достигать нескольких сотен.

Итак, — долив масла обязательная процедура для нормальной работы двигателя. Количество доливаемого масла определяется его расходом. В реальных условиях эксплуатации ДВС наиболее характерным режимом работы системы смазки является периодический долив, когда контроль за уровнем масла в системе и долив производятся вручную обслуживающим персоналом с учетом расхода масла.

Периодичность и объем долива являются случайными функциями, определяемыми чело-

веческим фактором. С учетом нестационарного характера процесса долива его можно назвать стохастическим. Как следует из экспериментальных данных, наибольшее число случаев долива приходится на диапазон объемов до $V\tau = 5-15$ % от среднестатистического объема масла в системе смазки дизеля V_c. Максимальный зафиксированный авторами объем доливаемого масла достигал 62 %.

Доливаемое в систему свежее масло приводит к временному снижению концентрации продуктов загрязнения в работающем масле. Причем здесь действует принцип адитивности. Концентрация снижается пропорционально количеству масла, доливаемому в систему смазки. Однако в последующем вследствие поступления продуктов загрязнения в систему смазки концентрация механических примесей в работающем моторном масле опять начинает возрастать.

Общепризнано утверждение, что 85–95 % загрязнений в моторном масле судовых дизелей имеют органическое происхождение [3]. При этом органические продукты в основном представляют собой частицы нагара, образующиеся в цилиндрах двигателя при сгорании топлива, а также при термическом разложении попадающего в камеру сгорания масла. Твердость частиц нагара может достигать 800 НВ и зависит от содержания серы в топливе [3]. Учитывая, что твердость металла основных деталей группы движения составляет в среднем 190– 250 НВ, не вызывает сомнения то, что органические частицы в виде нагара способны вызвать существенный абразивный износ деталей дизелей.

Предельное содержание нерастворимого осадка зависит в основном от диспергирующих свойств масла. Чем они лучше, тем большее количество нерастворимого осадка может удерживаться в масле без выпадения шлама и образования отложений. Многочисленные наблюдения показали, что загрязнение масла механическими примесями до 3 % (дизели средней и повышенной частоты вращения) и до 2 % (быстроходные) не опасно, если диспергирующая и стабилизирующая способности масла высоки. Нерастворимые продукты в этом случае находятся во взвешенном мелкодисперсном состоянии и не могут вызвать интенсивного износа и загрязнения деталей двигателя или выпасть в осадок и таким образом блокировать поры фильтровального материала и привести к низкому сроку службы фильтрующих элементов средств очистки [3].

Превышение указанных пределов чаще всего приводит к ухудшению противоизносных свойств масла и повышению склонности к образованию отложений на деталях двигателя и фильтрующих элементах масляных фильтров. Ухудшение противоизносных свойств связано, с одной стороны, с адсорбцией продуктов разложения противоизносных присадок на частицах сажи и, следовательно, дефицитом этих продуктов на трущихся металлических поверхностях тяжелонагруженных деталей двигателей, а с другой стороны, с абразивным действием нерастворимых частиц.

Абразивный износ деталей ДВС происходит вследствие попадания твердых частиц загрязнений в слой жидкой смазки, разделяющей поверхности трения. С увеличением концентрации грубодисперсной фазы (ГДФ) и размеров частиц в моторном масле растет износ деталей двигателя. Под ГДФ понимается наличие в моторном масле частиц загрязнений размером более 3–5 мкм, соизмеримых с зазорами в парах трения, вызывающие абразивное изнашивание.

Таким образом, работающее моторное масло из системы смазки судового дизеля несет в себе информацию о термодинамических, химических и триботехнических процессах, происходящих в парах трения двигателя. Носителями этой информации являются как физико-химические показатели самого масла, так и содержащиеся в нем продукты износа трущихся деталей дизеля. Информация о концентрации частиц износа в масле позволяет решать задачи распознавания технического состояния судовых дизелей, определять причины возникновения дефектов и отказов в их работе.

Такие элементы, как алюминий, железо, олово, свинец, медь и кремний, которые являются диагностическими параметрами, отражают состояние структурных параметров дизеля, а также изменение величин зазоров в трибосопряжениях [3].

У тронковых двигателей масло с зеркала цилиндра сбрасывается в картер, даже если они имеют лубрикаторные системы смазки. Поэтому продукты износа всех деталей тронкового дизеля накапливаются в его циркуляционной системе. Пути поступления металлов в циркуляционное масло следующие:

➢ Cu, Pb, Sn, Al — это продукты износа рамовых, мотылевых и головных подшипников скольжения, Al также поступает в результате износа поршней из алюминиевых сплавов;

➢ Al и Si — попадают в масло с продуктами неполного сгорания топлива.

Установлено (см. таблицу), что количество механических примесей и продуктов износа в работающем масле СОД существенно зависит от топлива, на котором работает дизель, — тяжелое или дистиллятное. При работе дизелей на тяжелых сортах топлива в моторном масле значительно больше механических примесей (примерно в 4,7 раза), а также алюминия (в 1,3 раза),

кремния (в 1,7 раза) и олова (в 2,7 раза) по сравнению с моторным маслом двигателей, работающих на дистиллятном топливе. Более высокое содержание алюминия и кремния объясняется поступлением их в моторное масло в результате сгорания топлива. При работе дизелей на дистиллятных сортах топлива в моторном масле значительно больше железа (примерно в 1,9 раза), а также свинца (в 1,5 раза) и меди (в 4,6 раза). Более высокое содержание меди и свинца связано с тем, что в СОД, эксплуатирующихся на дистиллятных сортах топлива, установлены преимущественно трехслойные сталебронзово-гальванические вкладыши, имеющие толщину антифрикционного слоя всего 0,02–0,04 мм [1]. Для среднего слоя применяются следующие бронзы: Z30 (БрС30) и CuPb22Sn, а гальванический слой (сплав на основе свинца) PbSn18Cu2. Последний в условиях трения при граничной или полужидкостной смазках быстро изнашивается, поэтому часто подшипник работает в паре трения сталь–бронза, которая характеризуется резким возрастанием как коэффициента трения, так и скорости изнашивания шейки коленчатого вала. Поэтому при повышенном содержании меди и свинца в смазочном масле (продукт износа бронзы) всегда наблюдается повышенное содержание железа.

Следует отметить, что изменения содержания механических примесей и продуктов изнашивания не всегда совпадают между собой (рис. 2). Это зависит от степени дисперсности продуктов загрязнения моторных масел. При высоком уровне моюще-диспергирующих свойств в масле преобладает мелкодисперсная фаза механических примесей, размер которых меньше минимальной толщины масляного клина в парах трения и поэтому абразивный износ незначителен даже при высоком значении величины механических примесей. По мере срабатывания присадок доля ГДФ возрастает, что вызывает более интенсивное изнашивание. Установлено, что при снижении диспергирующе-стабилизирующей способности моторных масел пропорционально увеличивается концентрация в работающем масле ГДФ [3]. Отсюда даже при меньшом уровне загрязненности масла износы оказываются выше.

Резкие уменьшения количества механических примесей и продуктов износа в работающем масле СОД связаны с изменениями щелочного числа масла (см. рис. 1 и 2), которое при этом увеличивается. Это говорит о том, что доливали свежее масло в систему смазки. Между доливами масла содержание механических примесей и продуктов износа в работающем масле растет, причем более интенсивно у двигателей, работающих на тяжелых сортах топлива. Изменения

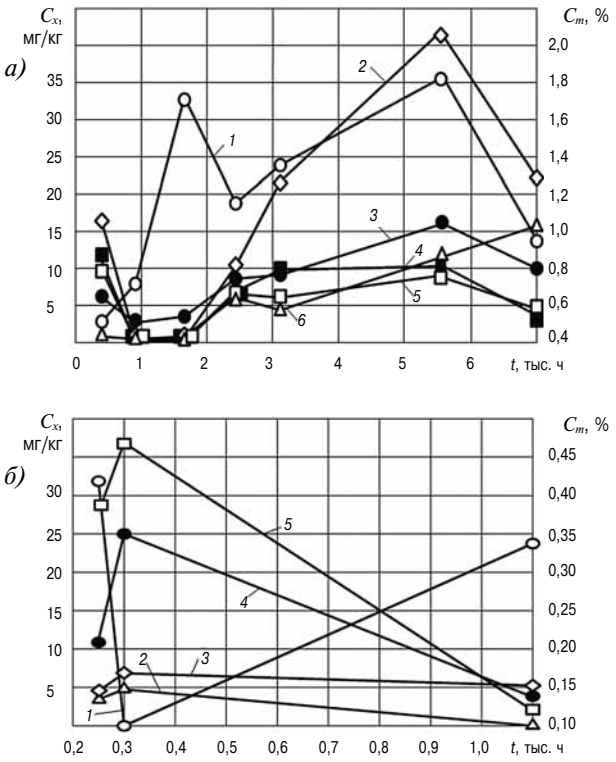


Рис. 2. Изменение содержания механических примесей и продуктов изнашивания в работающем масле в процессе эксплуатации СОД, работающих на тяжелых сортах топлива (*а*) и дистиллятных (*б*):
1 — механические примеси; *2* — алюминий (Al); *3* — олово (Sn); *4* — железо (Fe); *5* — медь (Cu); *6* — кремний (Si)

содержания продуктов износа в работающем масле СОД (см. рис. 2) совпадают по времени и имеют возрастающий характер.

Анализ распределения количества механических примесей в работающем масле СОД, работающих на тяжелых сортах топлив, позволил установить, что у 40,4 % двигателей количество механических примесей приходится на интервал 0,51–1,0 мг/кг (рис. 3, *а*), высоким оно остается до величин 3,0–3,5 мг/кг, поэтому средняя величина довольно высока и составляет 1,4 мг/кг.

Количество механических примесей в работающем масле СОД, работающих на дистиллятных сортах топлива существенно меньше, причем у 60 % двигателей содержание механических примесей приходится на интервал 0,10–0,25 мг/кг (рис. 3, *б*), а содержание механических примесей величиной более 0,51 мг/кг незначительно и составляет всего 2,2 % во всех последующих диапазонах.

Анализ распределения количества продуктов изнашивания в работающем масле СОД позволил установить, что вне зависимости от вида используемого топлива их содержание у большинства дизелей находится в интервале 0,1– 5,0 мг/кг (рис. 4, *а* и *б*), то есть в пределах нормы.

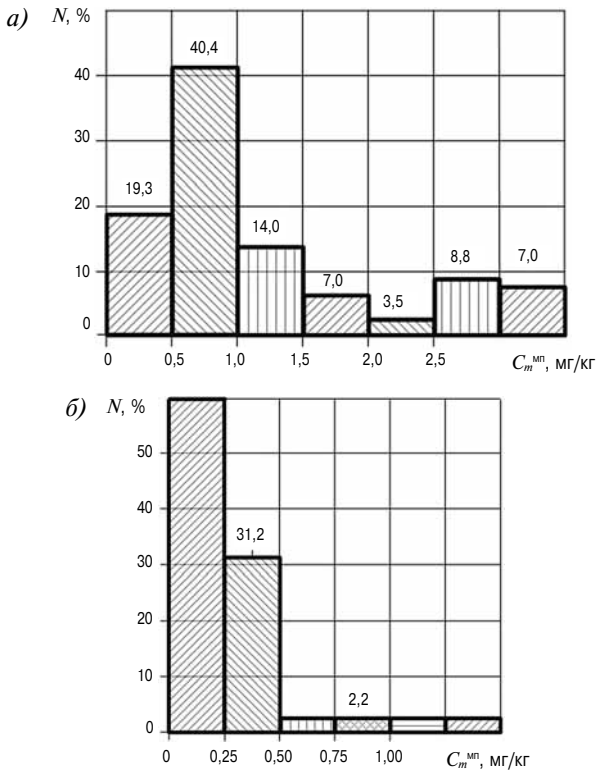


Рис. 3. Распределение количества механических примесей в работающем масле СОД, работающих на тяжелых (*а*) и дистиллятных (*б*) сортах топлива

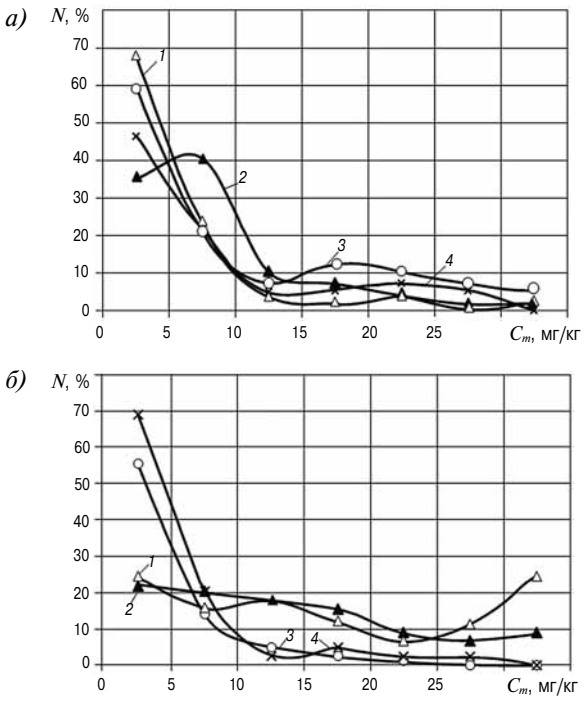


Рис. 4. Распределение продуктов износа в работающем масле СОД, работающих на тяжелых (*а*) и дистиллятных сортах топлива (*б*):
1 — алюминия; *2* — олова; *3* — меди; *4* — железа

Установлено, что у 40 % дизелей, работающих на тяжелых сортах топлива, количество олова приходится на диапазон 5–10 мг/кг (рис. 4, *а*), что говорит о высоких скоростях изнашивания антифрикционного покрытия вкладышей. Следовательно, можно сделать вывод, что применение гальванических подшипников не целесообразно в двигателях, работающих на тяжелых сортах топлива, из-за их низкой износостойкости.

Распределение количества продуктов изнашивания меди и железа в работающем масле СОД вне зависимости от вида используемого топлива практически совпадают.

Следует отметить, что у 24 % дизелей, работающих на дистиллятных сортах топлива, наблюдается повышенное содержание алюминия — диапазон содержания 30–35 мг/кг (рис. 4, *б*). Алюминий в работающем масле находится в виде окислов, обладающих наиболее высокой твердостью (твердость по Виккерсу 19–21 ГПа). Частицы Al_2O_3 приводят к интенсивному абразивному изнашиванию поверхностей трибосопряжения шейка вала–вкладыш подшипника в условиях трения при граничной или полужидкостной смазках, когда размер абразивных частиц превышает масляный зазор в подшипнике. Установлено, что между суммарным количеством металлов, входящих в состав антифрикционных материалов подшипников скольжения, и находящихся в работающем масле, и алюминием существует зависимость (рис. 5), которая описывается выражением ($R^2 = 0{,}815$)

$$\Sigma И_{а.м} = -0{,}057 M_{Al}^2 + 4{,}08 M_{Al} + 0{,}087,$$

где ΣИ — суммарная масса металлов, входящих в состав антифрикционных материалов подшипников скольжения, а именно: олова, свинца и меди, мг/кг; M_{Al} — масса алюминия в работающем масле, мг/кг.

Из уравнения следует, что увеличение массы алюминия в работающем масле приводит к интенсификации изнашивания вкладышей подшипников и шеек коленчатого вала, что ведет к увеличению параметров шероховатости шеек, схватыванию и задирам, поэтому для повышения долговечности деталей трибоузла содержание алюминия должно быть ограничено 5-ю мг/кг в работающем масле. Однако в настоящее время величины предельных уровней алюминия для дизелей, эксплуатирующихся как на тяжелых, так и дистиллятных сортах топлива, необоснованно значительно завышены (см. таблицу), что приводит к снижению долговечности дизелей.

Элементы хрома и кремния на процесс изнашивания поверхностей трибосопряжения шейка вала–вкладыш подшипника не оказывают существенного влияния вследствие того, что в результате их химической реакции со щелочью, находящейся в масле, образуются соли этих элементов.

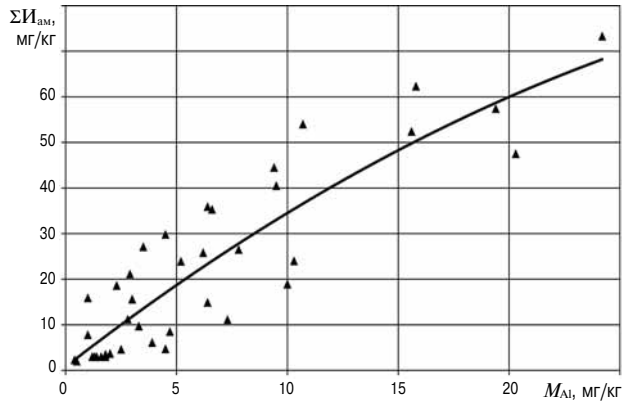


Рис. 5. Зависимость суммарного содержания металлов, входящих в состав антифрикционных материалов подшипников скольжения, от содержания алюминия в работающем масле

Для повышения надежности и уменьшения вероятности аварий судовых СОД рационально проводить модифицирование шеек вала природными или искусственными силикатами для получения металлокерамического износостойкого покрытия, позволяющего избежать задира, снизить энергетический уровень контактного взаимодействия трущихся поверхностей и величину износа трибосопряжения шейка вала–вкладыш [5].

Таким образом, на основании проведенных исследований были установлены основные факторы, оказывающие влияния на интенсивность изнашивании трибосистемы шейка коленчатого вала–подшипник скольжения. Из полученных результатов следует, что значительный резерв в минимизации процесса изнашивания заключен в оптимизации срока использования моторного масла. Вопрос определения наработки дизеля до замены масла весьма сложен. Необоснованное завышение срока службы масла может привести к негативным последствиям: повышенному износу и нагаро- и лакообразованию деталей дизеля. Поэтому, переходя к смене масла по фактическому состоянию, надо не просто ориентироваться на достижение одного из показателей работающего масла браковочного уровня, а рассматривать этот вопрос комплексно с учетом интенсивности изнашивания пар трения, которая оценивается по содержанию продуктов износа в работающем моторном масле. Кроме того, полученные результаты убедительно показывают, что комплекс браковочных показателей необходимо дополнить. Следует включить в него ограничения по содержанию алюминия.

Другой путь обеспечения ресурсосберегающей эксплуатации судовых дизелей — повышение качества и эффективности очистки моторного масла за счет разграничения функций агрегатов очистки. Необходимо использовать такие сочетания средств очистки, чтобы наиболее полно реализовывались преимущества полнопоточного фильтрования для защиты пар трения двигателя от крупных абразивных частиц и центрифугирования для глубокой очистки масла от тонкодиспергированных, нерастворимых примесей, в том числе продуктов износа [3]. Это приводит к снижению доли ГДФ в масле и, как следствие, снижению интенсивности изнашивания пар трения, создавая комфортные условия функционирования трибосопряжений.

Литература

1. *Леонтьев Л.Б.* Подшипники коленчатых валов судовых дизелей / Л. Б. Леонтьев, А. Д. Юзов. — Владивосток: ДВГМА, 2000. — 173 с.

2. *Коровчинский М.В.* Теоретические основы работы подшипников скольжения/ М.В. Коровчинский. — М. : Машгиз, 1959. — 403 с.

3. *Кича Г.П.* Ресурсосберегающее маслоиспользование в судовых дизелях / Г.П. Кича, Б.Н. Перминов, А.В. Надежкин. — Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2011. — 372 с.

4. *Резников В.Д.* Критерии работоспособности моторных масел / В.Д. Резников, Э.Н. Шипулина // Химия и технология топлив и масел. — 1989. — № 9. — С. 24–28.

5. *Леонтьев Л.Б.* Причины отказов коленчатых валов судовых среднеоборотных дизелей и пути повышения их надежности / Л. Б. Леонтьев, А. Г. Токликишвили // Вестник инженерной школы ДВФУ. — 2012. — № 3. — С. 40–47.

УДК 621.43

ДВУХТОПЛИВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ MAN B&W СЕРИИ ME-GI, РАБОТАЮЩИЙ НА СЖИЖЕННОМ НЕФТЯНОМ ГАЗЕ (материалы конгресса CIMAC 2010)

Р. Ларсен, «MAN Дизель и Турбо», Дания
В. Рудт, «Управляемые газовые системы», Норвегия

Настоящий обзор продолжает серию публикаций материалов 26-го Конгресса CIMAC и посвящен вопросам использования газового топлива в мощных судовых двухтактных двигателях. Предлагаемый доклад суммирует результаты работ фирмы MAN B&W по переводу части своих двигателей серии ME на газодизельный цикл.

Успешный опыт применения сжиженного природного газа (СПГ) в подобных установках позволяет надеяться на более широкое их применение в ближайшем будущем, учитывая то обстоятельство, что переход на газ в значительной степени решает проблему вредных выбросов.

Вместе с тем отмечается, что конкурентоспособность газового топлива достаточно ограничена, что объясняется не только относительно высокой ценой СПГ, но и неразвитостью сети логистики. На сегодняшний день в мире, за исключением Норвегии, очень мало портов, где существуют терминалы для заправки СПГ.

В качестве альтернативы рассматривается сжиженный нефтяной газ (СНГ), который более доступен. Его производство, в частности, как побочного продукта производства СПГ, быстро растет. Работа с СНГ, в отличие от СПГ, не требует применения криогенной техники, что существенно удешевляет двигательную установку.

Перевод доклада выполнен Г. Мельником.

Сжиженные нефтяные газы (СНГ) используются автомобильной промышленностью уже в течение многих лет, а появление газодизеля типа ME-GI сделало возможным их использование также и в качестве судового топлива. В этом заинтересованы как операторы, так и судовладельцы, поскольку переход на газ позволяет существенно снизить выбросы CO_2, NO_x, SO_x и сажи.

СНГ в качестве топлива для двухтактных двигателей ME-GI с точки зрения снижения вредных выбросов дает тот же эффект, что и сжиженный природный газ (СПГ): в обоих случаях величины выбросов по сравнению с морским дизельным топливом (MDO) резко снижаются. Тем самым создается весомый стимул для широкого использования газового топлива в прибрежных водах и на внутренних водных путях. Система GI может быть также использована на дизелях меньшей размерности серии ME-B, предназначенных для малотоннажных танкеров, сухогрузов, контейнеровозов и судов типа Ро-Ро.

Общая тенденция к снижению выбросов CO_2 привела к тому, что в ряде регионов, особенно в странах Средиземноморья, наблюдается постепенная замена значительной части сухопутных грузоперевозок морскими и речными. Как ожидается, со временем эта тенденция будет лишь усиливаться, поскольку выбросы CO_2 от грузовых автомобилей и тепловозов вместе взятых оказались заметно больше, чем от судов. Дальнейшее снижение выбросов CO_2 может быть достигнуто за счет перехода на газ.

Многие судовладельцы осознали, что в ближайшие 5–6 лет развитие флота газовозов может достигнуть такой степени, что образуется излишек как по числу судов, так и по объему мощностей по производству СПГ. Это обстоятельство повышает интерес к использованию СПГ и СНГ в качестве судового топлива, поскольку, как ожидается, со временем такое топливо вообще окажется самым дешевым, и это разница будет особенно заметна в сравнении с другими видами малосернистых топлив.

СПГ уже сейчас называют топливом будущего, и в справедливости такой характеристики мало кто сомневается. Вместе с тем создание инфраструктуры для бункеровки СПГ, включая сооружение и обустройство маломерных СПГ-терминалов и флота судов снабжения СПГ, — процесс длительный и дорогостоящий; кроме того, он тесно связан с проблемами безопасности и является предметом острых общественных дискуссий в ряде стран.

В настоящее время лишь немногие страны, например Норвегия, имеют готовую сеть для снабжения судов СПГ, но (если только СПГ не получится продавать по нереально высоким ценам) использование этого топлива на судах — дело явно не сегодняшнего дня. Со временем, однако, это все равно произойдет.

Организовать сеть снабжения СНГ значительно проще, поскольку СНГ-терминалы дешевле, и вызывают гораздо меньшие опасения в части безопасности хотя бы потому, что к этому топливу все давно уже успели привыкнуть. При этом старые СНГ-газовозы могут быть задействованы в качестве бункеровщиков. На всех старых СНГ-газовозах имеются бортовые установки повтор-

ного ожижения, которые в эксплуатации обходятся дешевле по сравнению с аналогичными системами для СПГ. Кроме того, перегрузка СНГ между судами особых сложностей не представляет, и вполне можно представить себе, что заправляют суда прямо с СНГ-газовоза. На некоторых СНГ-газовозах уже стоят дизель-генераторы MAN, работающие на СНГ.

В настоящем докладе представлена технология следующего поколения — двухтактные двигатели MAN B&W серии ME-GI для работы на СНГ, оснащенные соответствующими системами топливоподачи. Эти двигатели рассчитаны на входное давление газа 550 бар при температуре 35 °С. При таких значения давления и температуры СНГ находится в жидком состоянии, причем сегодня существует целый ряд топливоподающих систем, с помощью которых такое давление жидкого топлива может быть создано. Так, на двигателях серии ME-GI для СНГ в камеру сгорания будет впрыскваться сжиженный газ, в отличие от ME-GI для СПГ, где метан впрыскивается в газообразной форме. На всем пути от топливного бака до камеры сгорания СНГ остается в жидком состоянии, при этом необходимое давление впрыска может создаваться с помощью обычных (не криогенных) топливных насосов. Такие насосы от самых различных производителей широко используются в производстве СНГ.

При использовании СНГ особое внимание приходится уделять вопросам безопасности, поскольку, в отличие от метана, пропан и бутан в газообразной форме, будучи тяжелее воздуха, в случае утечки оседают вниз.

В 1998 г. опытный двигатель MAN B&W типа 4T50MX был переоборудован для работы на СНГ. В июне были успешно завершены его типовые испытания. Представители шести основных мировых классификационных обществ убедились в безопасности газовой системы. Они остались полностью удовлетворены результатами испытаний и одобрили систему GI.

Ожидается, что новыми правилами ИМО использование СНГ на судах будет разрешено, хотя пока действующие правила ИМО этого не разрешают. MAN Diesel рекомендует судовладельцам обращаться за разрешением на применение СНГ для двигателей ME-GI от имени государства флага.

Результаты испытаний опытного двигателя MAN B&W 4T50MX на СНГ описаны в одной из предыдущих публикаций [1]; там же приводятся выдержки из отчета о типовых испытаниях системы подачи газа высокого давления.

СНГ как топливо

СНГ – наиболее употребительная аббревиатура, означающая смесь газообразных углеводородов.

На рынке присутствуют главным образом следующие разновидности СНГ: смеси, состоящие в основном из пропана, бутана, и чаще всего — композиции из пропана (60 %) и бутана (40 %).

Физические свойства СНГ обеспечивают возможность его ожижения и разлива в емкости при относительно низком давлении, что облегчает его транспортировку. Последнее обстоятельство дает возможность использовать СНГ в качестве топлива в местах, где природный газ малодоступен (таковыми в настоящее время является большинство мировых портов, за исключением норвежских).

В последнее время все чаще говорят о климатических изменениях, подчеркивая при этом необходимость снижения выбросов CO_2. Такое снижение может быть достигнуто в том числе за счет применения различных газовых топлив. В их число входит, в частности, СНГ — углеводородное топливо, которое дает низкий выброс углерода и доступно в большинстве районов мира. При этом содержание CO_2 в ОГ примерно на 20 % меньше, чем при работе на мазуте, примерно на 30 % меньше, чем при работе на угле, и, как минимум, на 50 % меньше, чем при работе сетевых угольных электростанций.

Еще более убедительным оказывается непосредственное сравнение экологических показателей при работе на СНГ и на тяжелом дизельном топливе. Содержание серы в газовом топливе равно или близко к нулю, количество окислов серы SO_x в отработавших газах пренебрежимо мало. Значительно снижается выброс частиц, а выброс NO_x укладывается в нормы Tier 2.

В табл. 1 приведены результаты сравнения выбросов двигателя ME с диаметром цилиндра 50 см при работе на мазуте и на газе (для одного из вариантов состава газовой смеси и пилотного топлива). Конструкция двигателя ME-GI допускает возможность применения всех традиционных способов снижения выбросов NO_x (кроме впрыска воды), в частности, EGR и SCR [2]. Кстати, в данном случае реализовать EGR значительно легче, учитывая незначительное содержание SO_x и частиц в ОГ при работе на газе.

Испытания EGR при работе на мазуте дали весьма обнадеживающие результаты: двигатели MAN Diesel оказались очень близки к достижению уровня Tier 3 только за счет использования данной системы. Это позволяет надеяться, что при наличии EGR переход на газ позволит достичь уровня Tier 3, не прибегая к другим методам снижения NO_x.

Благодаря низкому содержанию в отработавших газах SO_x при работе на газовом топливе ожидается, что катализатор SCR будет служить гораздо дольше, чем при работе на мазуте. По

Таблица 1

Сравнение выбросов двигателя типа S50ME-GI Mark 8 при работе на смеси 48 % пропана и 48 % бутана (пилотное топливо — 5 %) и на мазуте с содержанием серы 3,5 %

Нагрузка	Уд. расход	Пилотное топливо	Газ	CO_2		SO_x		HC		NO_x — Tier 2	
				ME/MC	ME-GI	ME/MC	ME-GI	ME/MC	ME-GI	ME/MC	ME-GI
%	г/(кВт·ч)	%	%	г/(кВт·ч)							
100	170,6	5,00	95,00	559	472	11,94	0,60	0,34	0,68	13,5	11,9
95	169,4	5,26	94,74	555	469	11,86	0,62	0,34	0,68	13,9	12,3
90	168,4	5,56	94,44	552	466	11,79	0,65	0,34	0,67	14,2	12,5
85	167,6	5,88	94,12	549	464	11,73	0,69	0,34	0,67	14,5	12,7
80	167,0	6,25	93,75	547	462	11,69	0,73	0,33	0,67	14,6	12,9
75	166,7	6,67	93,33	546	461	11,67	0,78	033	0,67	14,7	129
70	166,6	7,14	92,86	546	461	11,66	0,83	0,33	0,67	14,7	12,9
65	167,0	7,69	92,31	547	462	11,69	0,90	0,34	0,67	14,7	12,9
60	167,8	8,33	91,67	550	464	11,75	0,98	0,34	0,68	14,6	12,9
55	168,8	9,09	90,91	553	467	11,82	1,07	0,34	0,68	14,5	12,8
50	170,0	10,00	90,00	557	470	11,90	1,19	0,35	0,69	14,5	12,7
45	171,4	11,11	88,89	562	474	12,00	1,33	0,36	0,71	14,4	12,7
40	172,9	12,50	87,50	567	478	12,10	1,51	0,37	0,74	14,4	12,7
Цикл NO_x IMO:										14,4	12,9

NO_x из связанного азота топлива в расчете не учитывается.

опыту одного из ведущих мировых производителей катализаторов SCR «Haldor Topsoe», срок службы такого катализатора при работе на газовом топливе может составить до 10 лет. Обычный срок службы катализаторов SCR при работе двигателя на сернистом мазуте не превышает двух-трех лет.

Режимы работы двигателя

Одним из преимуществ двигателя ME-GI является многотопливность. Далее можно говорить о целесообразности перевода на СНГ не только для СНГ-газовозов, но и других типов судов. СНГ может иметь различные источники происхождения и различный состав, следовательно, его теплотворная способность может колебаться в достаточно широких пределах. Как известно, одним из преимуществ дизельного цикла является малая чувствительность к подобным колебаниям. Однако в двухтактном двигателе, работающем на газе высокого давления, такие колебания состава топлива скорее всего будут приводить к соответствующему снижению термического КПД.

Структура системы управления ME-GI предусматривает возможность работы двигателя в трех различных топливных режимах (рис. 1).

➢ Работа только на жидком топливе. При этом двигатель, в который подается только жидкое топливо, считается «газобезопасным». В случае отказа газовой системы подача газа отключается, и двигатель переходит в режим работы только на жидком топливе.

➢ Режим работы с минимальной подачей жидкого топлива предусматривает работу на газе; перевод двигателя в данный режим может быть осуществлен только вручную с главного пульта управления газом (GMOP — Gas Main Operating Panel), расположенного в помещении главного щита управления. В этом режиме система управления регулирует подачу газа, одновременно с которым в цилиндры подается определенное

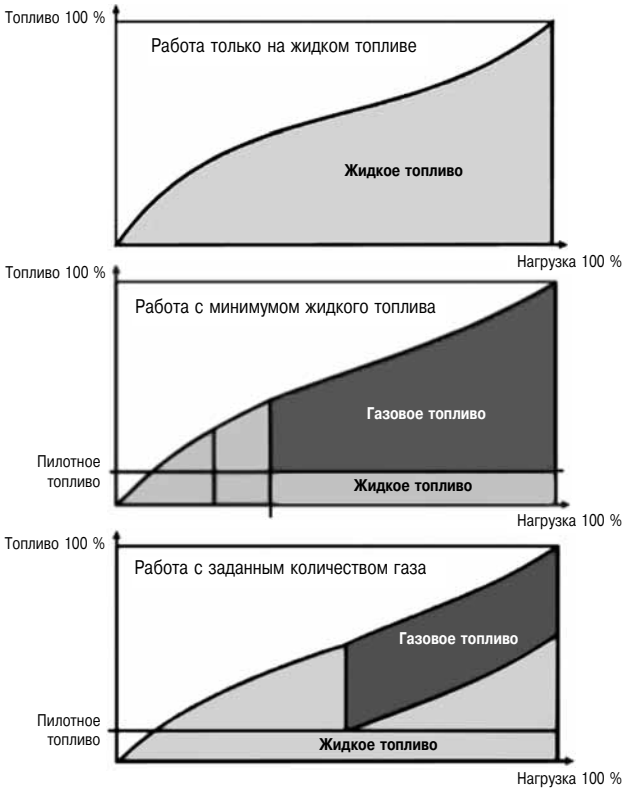


Рис. 1. Топливные режимы двигателей серии ME-GI при работе на СНГ

минимальное количество жидкого топлива. Минимальная подача жидкого (так называемого пилотного) топлива в данном режиме для двухтактных двигателей малой и средней размерности задается на уровне 5 %. В качестве пилотного топлива могут использоваться как мазут, так и судовое дизельное топливо. Минимальная доля пилотного топлива рассчитывается для 100 % нагрузки двигателя, и остается постоянной в диапазоне нагрузок 25–100 %. При нагрузках менее 25 % стабильное сгорание газа и пилотного топлива не может быть гарантировано. При снижении нагрузки ниже минимального предела двигатель возвращается в режим работы только на жидком топливе.

➢ Режим работы при заданном количестве газа дает возможность оператору выбрать режим подачи фиксированного количества газа. Система управления ME при этом обеспечит добавление жидкого топлива в таком количестве, которое необходимо для работы при текущей нагрузке.

С точки зрения содержания серы газовое топливо относится к малосернистым топливам, поэтому при работе на газе рекомендуется использовать цилиндровое смазочное масло типа TBN40. При осмотре газового двигателя, работавшего на этом масле на электростанции Chiba, было отмечено очень хорошее состояние цилиндров. Работа на высокосернистом мазуте требует использования цилиндрового смазочного масла типа TBN70 [3, 4].

Для двигателя, который предполагается эксплуатировать в течение достаточно продолжительного времени как на малосернистом, так и на высокосернистом топливе, рекомендуется устанавливать два масляных бака с разными сортами масла. При переходе с жидкого топлива на газ и, наоборот, с газа на жидкое топливо, на период две недели и более, рекомендуется переходить также и на другое смазочное масло.

Двигатель ME-GI для работы на СНГ

Общее описание систем двигателя

Внутренние (т. е. являющиеся частью двигателя) и внешние (вспомогательные) системы, необходимые для работы двигателя на СНГ, показаны на рис. 2.

Система топливоподачи весьма напоминает традиционную и хорошо отработанную систему газового двигателя 12K80MC-GI-S, работающего на газе, впрыскиваемом под высоким давлением. Главное отличие состоит в том, что СНГ является жидкостью, поэтому его необходимо сжать до давления 550 бар, чтобы обеспечить его впрыск и сгорание вместе с жидким пилотным топливом [5, 6].

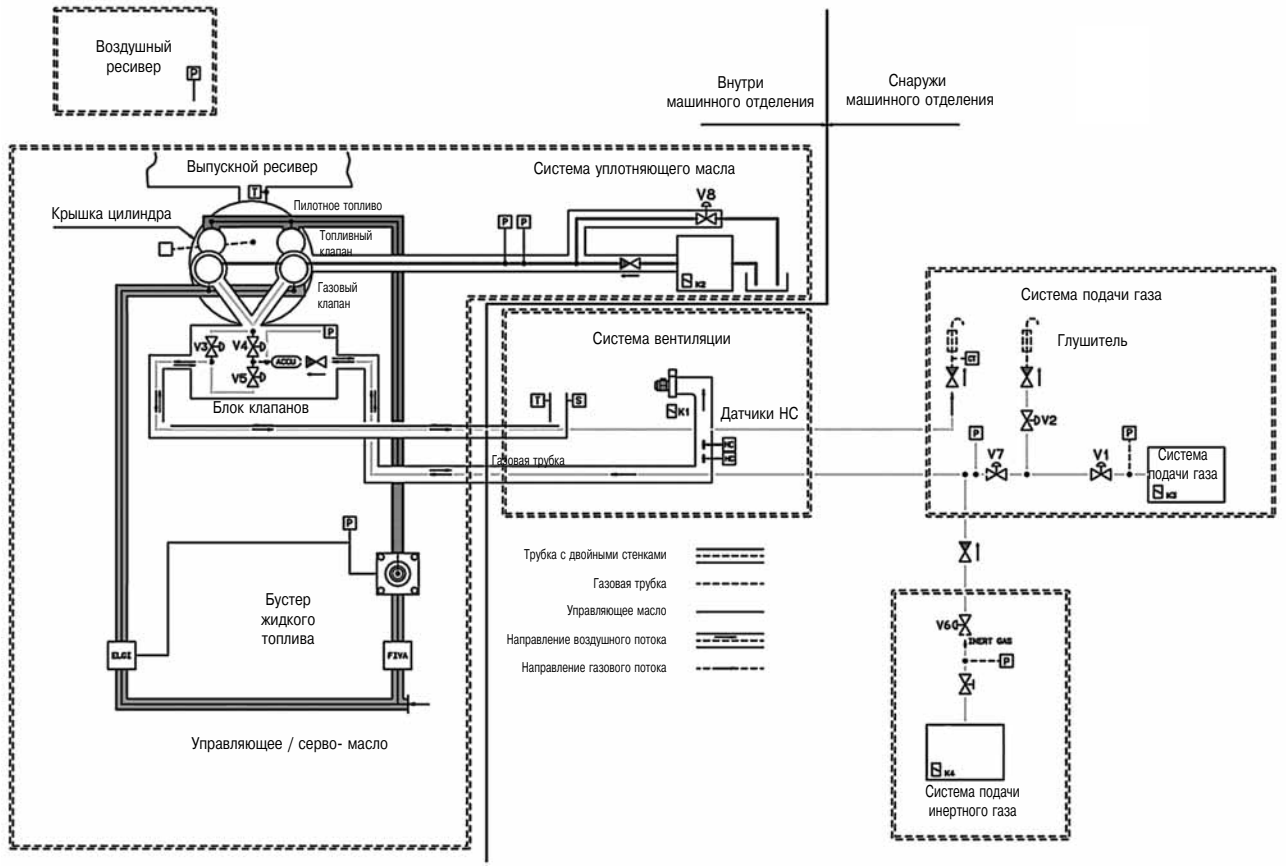


Рис. 2. Полная схема системы ME-GI

Клапаны впрыска

В газодизеле необходимо обеспечить впрыск как пилотного топлива, так и газа. Для этого используются четыре клапана, два из которых служат для впрыска газа (рис. 3), и еще два (другого типа) — для впрыска пилотного топлива. Для работы двигателя на жидком и газообразном топливе требуются:

➢ система подачи СНГ высокого давления;

➢ система подачи жидкого пилотного топлива;

➢ система подачи масла под давлением для привода клапанов впрыска газа;

➢ система подачи уплотняющего масла, используемого для предотвращения попадания газа в управляющее масло.

В основе устройства клапана лежит традиционный подход — максимальная компактность и использование по возможности симметричных вращающихся частей. Конструкция основана на принципе, использованном в предыдущем варианте комбинированного впускного клапана для жидкого и газообразного топлива. Газ поступает в клапан впрыска газа через центральное отверстие газового клапана. Для предотвращения утечки газа через зазоры между крышкой цилиндра и клапаном впрыска газа, а также между корпусом клапана и направляющей штока используются уплотнительные кольца из тепло- и газостойкого материала. В случае возникновения утечки сквозь уплотнительные кольца газ через отверстия в газовом клапане попадет в газоотводящую систему с двойными стенками, в которой установлены датчики углеводородов (HC) для обнаружения утечки.

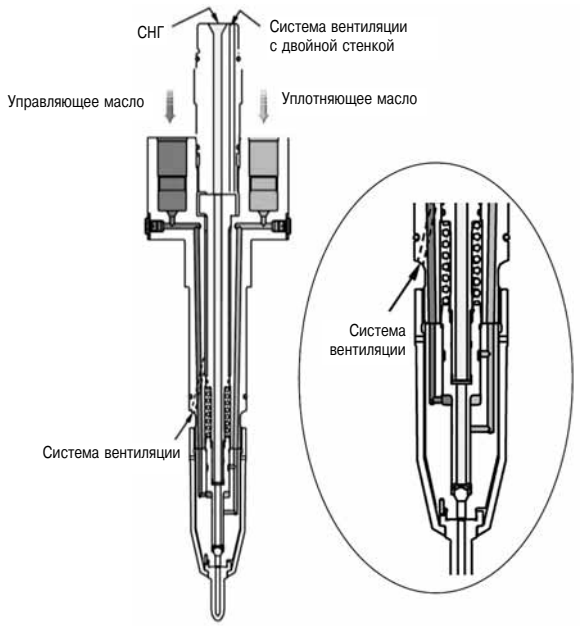


Рис. 3. Схема клапана впрыска газа для работы на СНГ

Шток клапана постоянно находится под давлением порядка 550 бар. Чтобы предотвратить попадание газа в систему управляющего масла через кольцевой зазор вокруг штока, масло подается в этот зазор под давлением, несколько превышающем давление газа.

Пилотный клапан представляет собой стандартный топливный клапан без каких-либо изменений. Оба варианта клапана впрыска газа предусматривают возможность работы исключительно на жидком топливе при любой мощности, вплоть до MCR (максимальной длительной мощности). Если заказчику нужно, чтобы газовый двигатель мог работать в любое время при 100 %-ной нагрузке на жидком топливе без остановки двигателя для смены аппаратуры впрыска, то отверстия форсунки должны быть того же размеры, что и в стандартной форсунке для дизельного топлива. В этом случае подачу пилотного топлива придется несколько увеличить, чтобы гарантированно обеспечить хорошее качество распыла и надежное зажигание газа.

Крышка цилиндра

На стороне крышки цилиндра, обращенной к блоку гидроцилиндров HCU (Hydraulic Cylinder Unit) имеется поверхность для крепления специального блока клапанов (см. ниже). Кроме того, на крышке цилиндра имеется ряд отверстий, куда могут быть установлены два дополнительных газовых клапана.

Блок гидроцилиндров (HCU)

Блок HCU, которым комплектуются двигатели типа ME, при переводе на газ не требует каких-либо изменений. Единственное необходимое дополнение — подвод управляющего масла к клапану ELGI для открытия и закрытия двух газовых клапанов.

Блок газовых клапанов

Блок газовых клапанов состоит из прямоугольного стального блока, привинчиваемого к крышке цилиндра со стороны HCU (рис. 4). Клапанный блок включает в себя аккумулятор со сжатым азотом и отсечной клапан с двумя продувочными клапанами в верхней части блока. Все соединения блока герметизированы специальными уплотнениями для газа высокого давления. В случае прорыва уплотнения газ отводится в объем, соединенный со специальным коллектором, имеющим двойные стенки, где находится датчик утечек. Газ в аккумулятор подается через обратный клапан во входной крышке. Во избежание недопустимого падения расхода газа в период впрыска система предусматривает измерение относительного падения давления в аккумуляторе. Падение давления должно быть не более 20–30 бар. Превышение этого предела свидетельствует либо о недопустимой утечке через посадочные поверх-

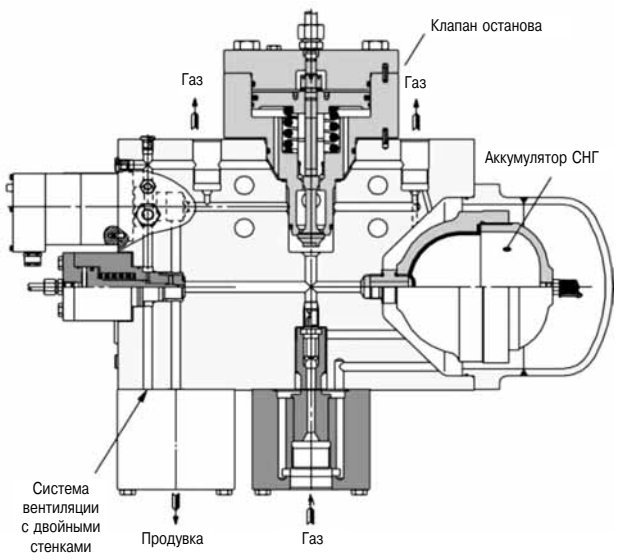


Рис. 4. Блок клапанов с клапаном останова и аккумулятором СНГ

ности в клапане впрыска газа, либо о разрыве газовой трубки. Обнаружив такое падение давления, система защиты отключит впрыск газа.

Газ из аккумулятора через отверстие в блоке клапанов поступает в отсечной клапан, который во время работы на газе удерживается в открытом состоянии с помощью сжатого воздуха. Газ из отсечного клапана V4 (см. рис. 3) поступает в клапан впрыска газа через отверстия в блоке клапанов и трубку высокого давления с двойными стенками, соединяющую блок клапанов с клапаном впрыска газа. Продувочный клапан V3, размещенный в верхней части блок клапанов, предназначен для продувки газовых отверстий, когда в этом возникает необходимость. Очистной клапан V5, также размещенный в верхней части блока клапанов, предназначен для стравливания газа из блока клапанов, когда двигатель останавливается или переводится в режим работы только на жидком топливе. Аккумулятор блока газовых клапанов заполнен азотом, который отделяется от газа специальной мембраной, устойчивой к воздействию всех видов СНГ. Кроме того, вентилируемый объем вокруг аккумулятора изолирует его от пространства машинного зала.

Клапан ELGI расположен на блоке газовых клапанов. Это двухпозиционный клапан, с помощью которого осуществляется и закрытие клапана впрыска газа (рис. 5).

Система common rail (постоянного давления) осуществляет распределение газа высокого давления между клапанными блоками, имеющимися на каждом цилиндре. Все газовые трубки имеют двойные стенки, чтобы в случае разрыва внутренней трубки наружная трубка предотвращала утечку газа в помещение. Промежуточное пространство, включая пространство вокруг клапанов, фланцев и т. п., имеет отдельную систему механической вентиляции, обеспечивающую кратность воздухообмена не менее 30 1/ч. Давление в промежуточном пространстве должно быть ниже давления в помещении. При этом, как уже говорилось, электродвигатели вытяжных

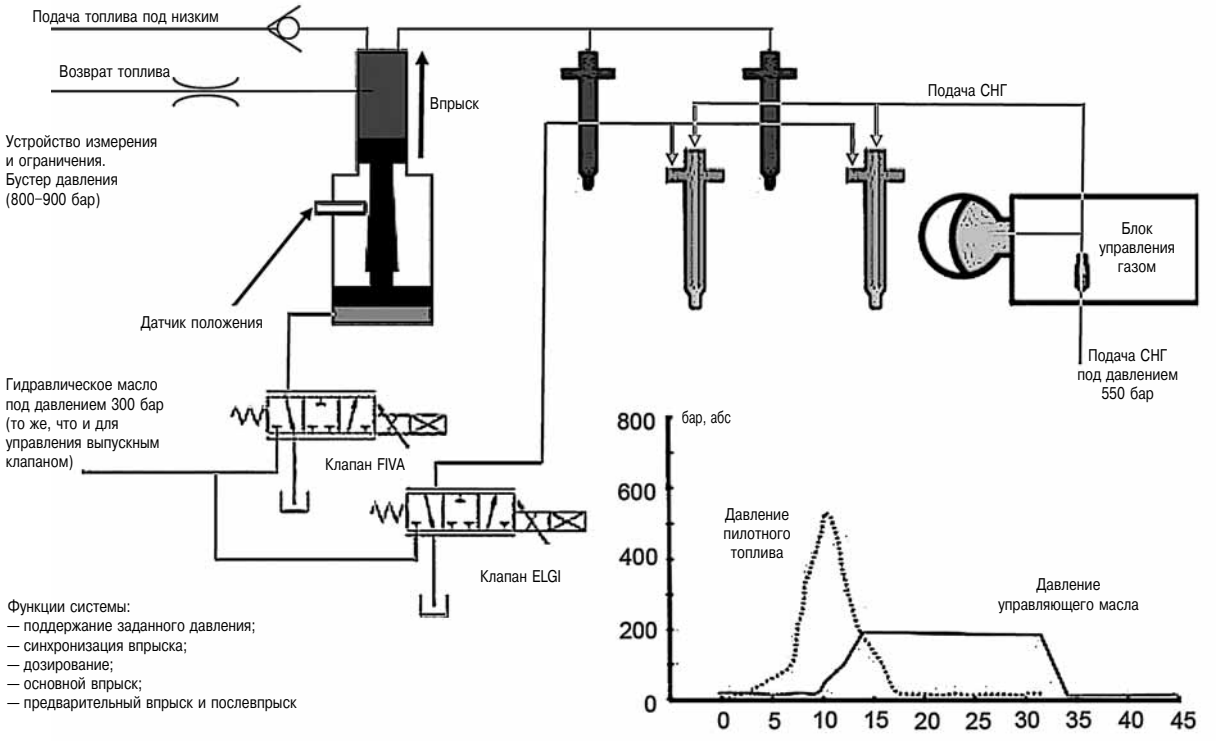


Рис. 5. Система впрыска топлива

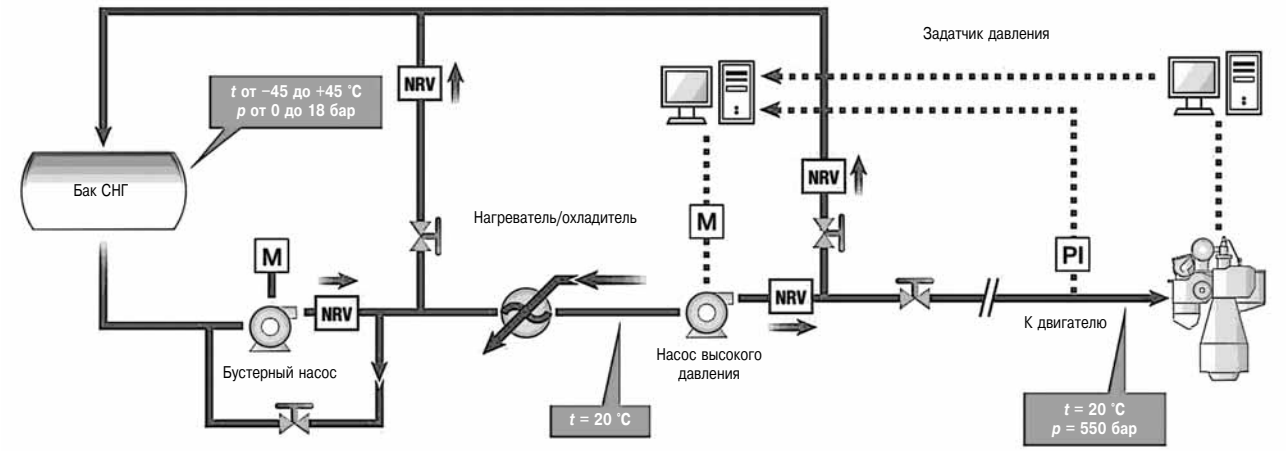


Рис. 6. Схема системы подачи СНГ в двигатель ME-GI

вентиляторов должны быть расположены вне вентиляционных каналов, а конструкция вентиляторов должна предотвращать любую возможность образования искры.

Воздухозабор для вентиляторов должен осуществляться из безопасного (свободного от газа) помещения. Газовые трубки выполнены таким образом (рис. 6), что всасываемый воздух попадает в систему трубок с двойными стенками из пространства вокруг входного сечения трубки, оттуда он подается к отдельным блокам цилиндров, затем через ответвления поступает в главный воздушный коллектор, откуда с помощью вытяжной воздуходувки выбрасывается в атмосферу. Воздух из системы вентиляции должен отводиться в безопасное место. Конструкция системы трубок с двойными стенками обеспечивает вентиляцию всех ее частей.

Любая утечка газа отводится в вентилируемую часть системы трубок с двойными стенками, где обнаруживается датчиками углеводородов (HC). Газовые трубки на двигателе рассчитаны на давление, превосходящее нормальное рабочее давление в полтора раза, а их крепление обеспечивает надежную виброизоляцию. Газовые трубки, кроме того, должны быть защищены от падения тяжелых предметов, испытываться давлением, в полтора раза превосходящим рабочее значение. Конструкция системы должна быть по возможности цельносварная, а количество фланцевых соединений для ее обслуживания должно быть минимальным. Патрубки, ведущие к цилиндрам, должны обладать достаточной гибкостью, чтобы выдерживать термическое расширение, связанное с изменениями теплового состояния двигателя. Конструкция системы газовых трубок должна обеспечить отсутствие чрезмерных колебаний давления газа во время работы. И наконец, газовые трубки должны иметь соединение с системой очистки инертным газом.

Выпускной ресивер

Ресивер отработавших газов рассчитан на то, чтобы выдержать давление (порядка 15 бар), возникающее в ресивере, когда в нем воспламеняется несгоревший газ после пропуска вспышки в одном из цилиндров. Разрывные защитные мембраны в ресивере не предусмотрены, поскольку он способен выдержать максимально возможное давление взрыва.

Бустерная система

Для работы в режиме газодизеля необходимы следующие элементы: топливный бустер, датчик положения, клапан FIVA, регулирующий впрыск пилотного топлива, и клапан ELGI, регулирующий впрыск газа.

Принципиальная схема системы топливоподачи с двумя топливными и двумя газовыми клапанами показана на рис. 5. Бустер отличается от своего прототипа (на двигателе ME) только наличием датчика давления, который нужен, чтобы контролировать давление впрыска пилотного топлива. Количество впрыскиваемого пилотного топлива измеряется с помощью датчика положения. Количество подаваемого газа определяется продолжительностью подачи управляющего масла из клапана ELGI. В качестве рабочей среды используется то же самое гидравлическое масло, что и в гидросистеме с давлением 300 бар. Клапан ELGI размещается на блоке газовых клапанов, где к нему подводится гидравлическое масло из блока HCU.

Система уплотняющего масла

Уплотняющее масло из соответствующей системы через трубки с двойными стенками подается к клапанам впрыска газа, где с его помощью обеспечивается уплотнение между газом и управляющим маслом, а также смазка движущихся частей. Насос уплотняющего масла, имеющий автономный привод, запускается до начала работы двигателя на газе. В этот насос масло из

системы поступает под давлением 1 бар, а на его выходе создается давление, превышающее давление газа на 25–50 бар. Расход уплотняющего масла по сравнению с расходом топлива незначителен.

Вопросы безопасности

Устройства защиты — внешние системы

Утечки в клапанах и разрывы трубок могут стать причиной аварий с тяжелыми последствиями. Подобные отказы легко и быстро обнаруживаются датчиком углеводородов (HC) с функцией аварийной сигнализации. При достижении в вентилируемом патрубке концентрации газа, составляющей 30 % от нижнего предела взрывоопасности (LEL — Lower Explosion Limit) формируется предупредительный звуковой сигнал, а при достижении 60 % LEL система дает сигнал на останов.

В качестве защитных устройств, сводящих риск подобной аварии практически к нулю, используются трубки с двойными стенками и встроенные клапаны с вентиляцией промежуточного пространства. Пространство между внутренней и наружной стенками вентилируется всегда, когда в линии подачи присутствует газ, при этом обеспечен отвод всех утечек к датчикам HC, расположенным в наружной трубке.

Отказ системы вентиляции трубок с двойными стенками не позволит датчикам HC выполнять свои защитные функции, поэтому система должна оснащаться несколькими расходомерами. Если расход в системе вентиляции падает до нуля, формируется аварийный сигнал. Если не предприняты действия по устранению отказа, система остановит подачу газа в двигатель.

В случае возникновения неисправности клапанов (помимо утечек), ведущей к недостаточной подаче газа в двигатель, давление газа окажется слишком низким для работы на газе. Во избежание подобной ситуации организован контроль давления в аккумуляторе клапанного блока каждого цилиндра.

Такой контроль можно проводить с помощью либо одного датчика давления, либо реле давления и реле перепада давлений (см. ниже).

Устройства защиты — внутренние системы

В нормальном рабочем режиме неисправность в системах впрыска пилотного топлива или подачи газа связана с риском возникновения неконтролируемого сгорания в двигателе. Возможные причины подобной неисправности:

- ➢ отказ газового клапана;
- ➢ несостоявшееся зажигание поступившего в цилиндр газа.

Ниже более подробно рассматриваются обе указанные ситуации и возможные меры по их предотвращению.

Отказ газового клапана

Если по какой-либо причине газовый клапан начинает двигаться медленнее либо вообще зависает в открытом положении, подача топлива в цилиндр будет расти, и при открытии выпускного клапана горячая смесь продуктов сгорания и газа из цилиндра устремится в выпускную трубу, а оттуда — в выпускной ресивер. Температура смеси после клапана резко возрастет, при этом, скорее всего, произойдет возгорание газа в выпускной системе с образованием диффузионного пламени (без взрыва) сразу за клапаном, где газ смешивается с продувочным воздухом и отработавшими газами (кислорода в такой смеси содержится порядка 15 %). В этом случае поступит аварийный сигнал по превышению температуры отработавших газов в данном цилиндре. Менее вероятна, но все же возможна ситуация, когда достаточно большое количество газа, попадающего во внешний ресивер, загорается не сразу, а с некоторой задержкой, при этом возникает мощное пламя с соответствующим повышением давления. Поэтому внешний ресивер рассчитывается на максимальное давление (порядка 15 бар).

Обе ситуации, описанные выше, будут предотвращены, если дефект газового клапан будет своевременно обнаружен. Метод такого обнаружения описан ниже.

Расход газа, подаваемого в цилиндр в течение одного рабочего цикла, определяется по падению давления в аккумуляторе. Это необходимо, чтобы убедиться в том, что количество поступившего в цилиндр газа не превышает количества, соответствующего MCR. Давление в аккумуляторе должно быть достаточным для работы двигателя на газе. Чтобы можно было контролировать, соблюдение этого условия, аккумулятор снабжен реле давления и реле перепада давлений. Если подача газа в цилиндр растет и превысит величину, соответствующую текущей нагрузке, но при этом не превышает величину, соответствующую MCR, это не опасно, поэтому будет выдан только предупредительный сигнал по росту температуры. Любое аномальное отклонение расхода газа, вызванное зависанием газового клапана или разрывом газовой трубки, будет немедленно обнаружено системой, которая тут же прекратит подачу газа и произведет продувку газовых магистралей инертным газом.

При возникновении небольшой утечки газа через клапаны подача газа в цилиндр возрастет. Это будет обнаружено по росту температуры на выпуске. Однако воспламенения отработавших газов в ресивере в этом случае не произойдет по причине бедной смеси.

Несостоявшееся зажигание впрыснутого газа

Зажигание впрыснутого природного газа может не состояться по различными причинами, однако наиболее вероятной из них является отказ системы впрыска пилотного топлива. Такой отказ может быть вызван:

- неплотностью соединений или разрывом трубок высокого давления, в результате чего бустер не сможет продолжать работать;
- зависанием плунжера бустера;
- другими неисправностями двигателя, в результате которых расход на выходе бустера падает до нуля;
- отказом системы подкачки пилотного топлива.

Каждый из перечисленных видов отказов обнаруживается достаточно быстро для того, чтобы можно было осуществить мгновенное прекращение подачи газа, как только произойдет первый же несостоявшийся впрыск пилотного топлива. Можно представить себе ситуации, впрочем, чрезвычайно редкие, когда впрыск пилотного топлива происходит, но оно не загорается. Такое, в частности, возможно при зависании или сильном обгорании выпускного клапана. При этом интенсивность утечек возрастает настолько, что давление сжатия оказывается недостаточным для обеспечения надежного возгорания пилотного топлива. Следовательно, газ и пилотное топливо из данного цилиндра поступают в выхлопной ресивер полностью несгоревшими, что может вызвать в ресивере мощную вспышку. Вместе с тем обгорание выпускного клапана — процесс относительно медленный, длящийся достаточно долго. За это время температура отработавших газов вырастет настолько, что может вызвать срабатывание системы предупреждения и выдачу соответствующего сигнала задолго до того, как возникнет риск пропуска вспышки.

К тому же зависание штока клапана подачи пилотного топлива при работе в газодизельном режиме само по себе является событием достаточно редким. Тем не менее через работающий клапан будет продолжаться впрыск пилотного топлива, которое вызовет воспламенение газа, поступившего через другой газовый клапан, что, однако, не исключает детонацию. Такая ситуация будет обнаружена системой контроля давления в цилиндре.

Внешние системы

Рабочее проектирование внешних систем обычно выполняется проектантами судна. В число таких систем входят системы хранения и подачи инертного газа, вентиляции, а также подачи СНГ.

Система вентиляции

Эта система обеспечивает надежную продувку воздухом наружного кольцевого пространства системы трубок с двойной стенкой и фактически представляет собой перегородку, отделяющую помещение машинного отделения от газовой системы высокого давления (см. рис. 2). Вентиляция обеспечивается с помощью механического вентилятора с электроприводом или вытяжного вентилятора. В первом случае электродвигатель должен быть расположен вне вентилируемого объема. Вентиляция должна обеспечить кратность воздухообмена порядка 30 1/ч. При более интенсивной вентиляции утечка газа удаляется быстрее, но, с другой стороны, она разбавляется воздухом.

Система инертного газа

Газовая система двигателя перед началом и после окончания работы на газе должна быть продута инертным газом, чтобы исключить любую возможность неконтролируемого образования газовоздушной смеси. Для продувки используется N_2 или CO_2.

Система подачи СНГ

Система подачи СНГ является наиболее сложной из всех вспомогательных систем, тем не менее она проще, чем система подачи СПГ, и, к тому же, в отличие от последней, не требует применения криогенной техники.

Общие положения

Фирмой «Hamworthy Gas Systems» была разработана система подачи сжиженного нефтяного газа (СНГ) для СНГ-танкеров, на которых в качестве главных двигателей используются газодизели, работающие на СНГ или тяжелом дизельном топливе (ТДТ).

Настоящее описание выполнено применительно к главным судовым двигателям MAN B&W 6S60ME-GI Mark 8 или 8S50ME-GI Mark 8. Как уже говорилось, двигатель может нормально работать на СНГ в диапазоне нагрузок 25–100 %; на более низких нагрузках используется ТДТ. Максимальный расход СНГ равен 1800 кг/ч, а типичный диапазон рабочих нагрузок составляет 70–75 %.

Хранить СНГ рекомендуется в неизолированных герметичных баках на открытой палубе, поскольку охлаждаемые баки достаточно дороги, что ставит под вопрос экономическую эффективность проекта. Следовательно, параметры состояния топлива будут определяться параметрами состояния окружающего воздуха. Их расчетный диапазон равен −45 °С/0 бар и. д. ... +45 °С/18 бар и. д. После сжатия СНГ в бустерном насосе газ, в зависимости от его исходного состояния, должен подогреваться или охлаждаться.

Затем перед впрыском в камеру сгорания главного двигателя происходит дальнейшее сжатие газа до давления 550 бар и. д., при этом его температура повышается до 50 °С ±10 °С.

По составу СНГ может представлять собой пропан (С-пропан), бутан или смесь обоих газов.

Конструкция топливного бака позволяет его заполнять и пополнять либо из грузовых танков, либо через портовый терминал.

Описание системы

Типичная технологическая схема системы показана на рис. 6. Система топливоподачи HGS включает в себя все оборудование линии от топливного бака до выхода насоса высокого давления.

Из палубного топливного бака СНГ попадает в расположенный рядом бустерный насос. Последний используется для гарантированного ожижения топлива, поступающего в топливный насос высокого давления (ТНВД). Желательно, чтобы давление на всасывании ТНВД превышало давлении паров топлива с достаточным запасом. Бустерный насос должен создавать напор, достаточный для компенсации потерь давления в трубках, фитингах и остальных элементах топливного тракта между бустерным насосом и ТНВД, расположенным рядом с двигателем.

В зависимости от температуры в топливном баке может понадобиться подогрев или охлаждение топлива, для чего используется нагреватель/охладитель (рис. 6). Нагрев и охлаждение топлива производится с помощью каскадного теплообменника, включающего промежуточный контур циркуляции рассола, который нагревается паром или охлаждается с помощью холодильного агрегата.

Чтобы обеспечить температуру топлива на входе в двигатель в пределах 50±10 °С, температура перед ТНВД должна поддерживаться на уровне порядка 20 °С. Дальнейшее повышение температуры топлива происходит при адиабатическом сжатии в ТНВД.

ТНВД — это насос высокого давления объемного типа с электроприводом и частотным управлением, которое позволяет регулировать производительность насоса в соответствии с необходимой мощностью двигателя. Бустерный насос частотного управления не имеет; его задача — обеспечить необходимую производительность и соответствующий напор.

Система автоматического регулирования давления обеспечивает поддержание давления топлива на уровне 550 бар независимо от режима двигателя.

Обратные линии, показанные на рис. 6, используются для осуществления управляемого пуска. Должна присутствовать также система аварийного сброса давления (на схеме не показана).

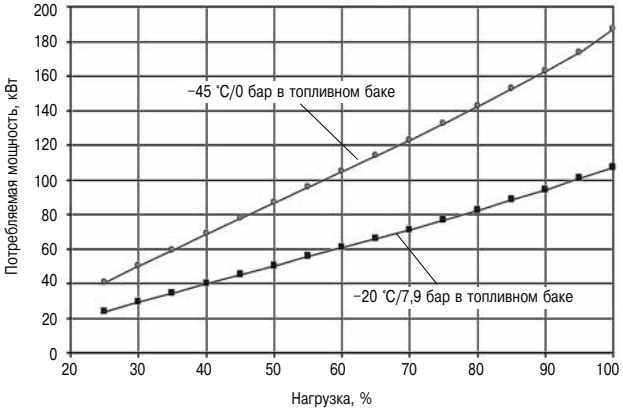


Рис. 7. Потребление мощности системой топливоподачи, с учетом нагревателя, при различных нагрузках

На рис. 7 показано суммарное потребление мощности системой топливоподачи СНГ при различных нагрузках двигателя. Предполагается, что в качестве топлива используется С-пропан (с 2,5 моль-% этана в жидкой фазе), а параметры топлива в баке −45 °С/0 бар и 20°С/7,9 бар (см. рис. 7). Температура −45 °С соответствует наихудшему случаю, тогда как температура 20 °С — это наиболее типичный случай. Потребление мощности, помимо привода насоса, учитывает также работу системы подогрева или охлаждения.

Система топливоподачи рассчитана таким образом, чтобы обеспечивалась возможность работы на топливе любого состава и любых параметров.

Баки СНГ

Газовая система Hamworthy включает топливные баки различных размеров, которые могут устанавливаться на открытой палубе. Это баки типа С, не требующие никакого дополнительного оборудования, кроме труб высокого давления, соединяющих баки с насосами СНГ.

Система управления ME-GI

К сказанному ранее следует добавить описание системы управления для двухтопливного режима, специально разработанной применительно к СНГ высокого давления. Система управления — это то, что связывает воедино все элементы топливоподачи во внутренней и внешней системах, тем самым обеспечивая возможность работы двигателя на газовом топливе.

Данная система дополняет базовую систему управления ME. Поэтому пульт на мостике, главный пульт (MOP) и местный пульт (LOP) остаются без изменений.

По сравнению с системой управления GI может быть добавлен дополнительный пульт под названием GMOP (главный пульт управления

газовой системой). С этого пульта можно выполнять все действия, требующие ручного управления. К числу таких действий, например, относятся переключение между различными режимами, а также включение продувки инертным газом. Кроме того, с этого пульта оператор может вручную включать и выключать подачу топливного газа.

Таким образом, оператор получает возможность при работе на газе производить все необходимые действия, не покидая машинного отделения.

При работе системы управления для газодизельного цикла существующая система управления ME, в том числе аварийно-предупредительная сигнализация, продолжают работать в своем нормальном режиме. При маневрировании возможность работы в газодизельном режиме не является обязательной, поскольку в случае непредвиденного отключения газового топлива двигатель будет продолжать работать на дизельном топливе. В принципе, есть два обязательных требования, которым должна удовлетворять аппаратура подачи газа: во-первых, безопасность персонала должна быть как минимум на том же уровне, что и у обычного дизеля, во-вторых, любой отказ должен приводить к прекращению подачи газа и переходу в «газобезопасный режим». Оба эти требования являются в определенной степени взаимодополняющими.

Тем не менее некоторые виды оборудования в системе дублированы, чтобы исключить возможность прекращения подачи газа из-за единичного отказа. Дублирована, в частности, сеть связи, чтобы свести к минимуму риск разрыва связи между блоками управления. Дублированы также некоторые жизненно важные датчики, причем определенная группа таких датчиков связана с отдельной системой защиты. Это сделано для того, чтобы отказ датчика, который невозможно обнаружить, не мог сказаться на безопасности при работе на газе.

В качестве контроллеров систем регулирования и защиты GI использованы микрокомпьютеры, являющиеся собственной разработкой MAN Diesel. Такие же микрокомпьютеры были использованы в двигателе ME, так что нового «железа» в данном случае не понадобилось. Также не изменилась концепция сети связи, согласно которой один микрокомпьютер управляет операциями пуска и останова, а другие управляют вспомогательной системой, системами защиты и впрыска.

Заключение

Двухтактные двигатели — это наиболее широко используемый и наиболее современный вид двигателей, в которых одновременное использование ТДТ и газа может быть организовано оптимальным образом. Для этих двигателей созданы хорошо отработанные и зарекомендовавшие себя системы, такие как насосы высокого давления для впрыска СНГ и баки типа С для хранения СНГ.

Система автоматического управления и защиты двигателей ME-GI вобрала в себя опыт, накопленный при создании находящихся в эксплуатации установок на газовом топливе, в том числе 12K80MC-GI-S в Японии. В этой работе приняли участие классификационные общества, более того, в 1998 г., после успешного завершения испытаний, был получен сертификат на двигатель MC-GI для работы на смеси СНГ.

Сегодняшние двухтактные двигатели демонстрируют рекордные показатели по расходу топлива, и особенно по общей эксплуатационной экономичности. Кроме того, применение СНГ в качестве топлива в газодизельной системе GI позволяет значительно сократить вредные выбросы, в первую очередь, таких веществ, как SO_x, CO_2, частицы и NO_x. Еще более существенное снижение выбросов NO_x может быть достигнуто, если работа на СНГ сочетается с применением систем SCR или EGR.

С переходом на СНГ возможно, судя по всему, решить проблемы логистики, с которыми в свое время столкнулось применение СПГ, поскольку СНГ в принципе доступны почти в любом уголке света, к тому же при этом отпадает необходимость в криогенной технике, что способствует заметному удешевлению вспомогательных систем СНГ по сравнению с СПГ.

К этому можно добавить, что ожидаемый в ближайшие годы рост производства СПГ повлечет за собой увеличение производства также и СНГ, что не может не сказаться на снижении цен на СНГ, сделав это топливо в будущем конкурентоспособным по сравнению с MDO и MGO.

Литература

1. Utilisation of Volatile Organic Compounds in Shuttle Tankers and Crude Oil Carriers, MAN Diesel paper, 1998, Copenhagen, Denmark.

2. Exhaust Gas Emission Control - Today and Tomorrow, MAN Diesel paper, Copenhagen, Denmark, Sep. 2008, No. 5510-0060.

3. Operation on Low-Sulphur Fuel, Two-Stroke Engines, MAN Diesel paper, Copenhagen, Denmark, Jan 2006, No. 5510-0001.

4. Chiba Power Plant, MAN Diesel paper, Copenhagen, Denmark.

5. *O. Beppu, T Fukuda, T Komoda, S. Miyake, and I. Tanaka*. Service Experience of Mitsui Gas Injection Diesel Engines, Mitsui- MAN B&W 12K80MC-GI-S and Mitsui 8L42MB-G, CIMAC Congress 1998, Copenhagen, Denmark.

6. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines, MAN Diesel paper, Copenhagen, Denmark, May 2009, No. 5510-0063.

УДК 621.436

Итоги торгов по лотам подпрограммы «Создание и организация производства в РФ в 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения», разыгранных в 2013 г. // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 3–6.

Ключевые слова: федеральная целевая программа, открытый конкурс, лоты.

В очередном (третьем) этапе открытого конкурса на право заключения государственных контрактов на выполнение НИОКР по созданию новых двигателей и их компонентов, состоявшемся с 26.04.2013 г. по 13.05.2013 г., Минпромторг разыграл 13 лотов. Табл. 1.

УДК 621.436

Рыжов В.А. 110 лет дизелестроению на ОАО «Коломенский завод» // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 7–14.

Ключевые слова: Коломенский завод, юбилей, дизелестроение, история развития.

Летом 1863 г. военным инженером А.Е. Струве в г. Коломна были основаны мастерские для выполнения подряда на строительство железнодорожного моста через Москву-реку. Этим было положено начало созданию Коломенского завода. В 1903 г. по лицензии завода братьев Нобель был построен первый одноцилиндровый дизель-мотор мощностью 18 л. с. Приведена историческая справка о становлении и развитии двигателестроения для железных дорог, промышленности и флота. Ил. 8.

УДК 621.43

Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г. Оценка механических потерь современных поршневых двигателей // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 15–20.

Ключевые слова: механические потери, давление механических потерь, поршневой двигатель, поршневые кольца, вязкость моторного масла.

Обоснована необходимость, получен вид и показана адекватность новой уточненной зависимости для расчетной оценки механических потерь поршневых ДВС с учетом нагрузки, упругости поршневых колец и вязкости моторного масла. Даны рекомендации по рациональному назначению исходных данных при использовании предложенной зависимости. Табл. 4. Библ. 18 назв.

УДК 621.431

Обозов А.А., Таричко В.И. Математическое имитационное моделирование рабочего процесса автомобильного ДВС в целях получения диагностической информации // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 21–25.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, математическое имитационное моделирование, диагностирование ДВС.

Представлены результаты математического имитационного моделирования рабочего процесса бензинового двигателя ГАЗ-52 (6Ч8,2/11) для получения информации о симптоматике его неисправностей. Приведена оценка адекватности разработанной модели. Выполнено моделирование работы двигателя с имитацией нарушения герметичности камеры сгорания. Заданы классы исправного и неисправного состояний двигателя. Ил. 7. Библ. 7 назв.

УДК 621.436

Новиков Л.А. Ограничение выбросов NO_x на уровне IMO Tier-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 26–32.

Ключевые слова: судовые дизели, выбросы NO_x, промышленные технологии, зоны контроля выбросов, стандарты IMO Tier-3, перенос сроков введения.

На 65-й сессии Комитета по защите морской среды (КЗМС) Международной морской организации (ИМО) в Лондоне состоялась дискуссия о готовности к промышленному освоению технологий для снижения выбросов NO_x судовыми дизелями на 80 %. В ходе дискуссии была обоснована преждевременность введения в Балтийском море зоны контроля выбросов NO_x (NECA) и стандарта по ограничению выбросов NO_x для судовых дизелей на уровне IMO Tier-3 с 01.01.2016 г., Российская делегация смогла добиться решения о переносе этой даты сроком на пять лет, до 01.01.2021 г. Табл. 2. Ил. 4. Библ. 7 назв.

УДК 55.42.31; 55.03.33

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

Ключевые слова: поршневые ДВС, CALS/ИПИ технологии, единое информационное пространство, создание силовых модулей.

Представлена актуальность и предложена методология формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей поршневых ДВС на основе CALS/ИПИ-технологий. Предложена схема взаимодействий различных организаций в рамках данного пространства с использованием государственной автоматизированной избирательной системы ГАС «Выборы». Табл. 1. Ил. 3. Библ. 10 назв.

УДК 621.436

Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Программный пакет ALLBEA: задачи интеграции с информационной средой проектирования ДВС // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 37–40.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, пакеты прикладных программ, проектирование, информационное обеспечение.

Обсуждается задача интеграции пакета программ ALLBEA для моделирования процессов в технических системах с единым информационным пространством, поддерживающим проектирование ДВС на основе CALS/ИПИ-технологий. Отмечена важность интеграции с ALLBEA математических моделей независимых исследовательских групп, позволяющих описать физические процессы и конкретные элементы технических систем. Ил. 1. Библ. 5 назв.

УДК 621.436

Леонтьев Л.Б., Надежкин А.В., Макаров В.М., Токликишвили А.Г. Анализ функционирования трибосистемы шейка коленчатого вала–вкладыш подшипника–смазка судовых среднеоборотных дизелей // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 41–47.

Ключевые слова: трибосистема, моторное масло, вязкость, износ, механические примеси, коленчатый вал.

Представлены результаты исследования условий работы трибосистемы шейка коленчатого вала-вкладыш подшипника-смазка судовых среднеоборотных дизелей, эксплуатируемых на тяжелых и дистиллятных топливах. Рассмотрено влияние показателей работающего моторного масла и содержащихся в нем продуктов износа на интенсивность изнашивания пар трения. Приведены рекомендации по повышению надежности работы узлов трения судовых дизелей. Табл. 1. Ил. 5. Библ. 5 назв.

УДК 621.43

Ларсен Р., Рудт В. Двухтопливный двигатель MAN B&W серии ME-GI, работающий на сжиженном нефтяном газе (материалы конгресса CIMAC 2010) // Двигателестроение. — 2013. — № 2. — С. 48–58.

Ключевые слова: судовые малооборотные дизели, газодизельный цикл, сжиженный природный газ, сжиженный нефтяной газ, пилотное топливо, вредные выбросы.

Приведены результаты работ фирмы MAN B&W по переводу двигателей серии ME на газодизельный цикл. Показано, что применения сжиженного природного газа (СПГ) в двухтактных дизелях позволяет решить проблему вредных выбросов. Отмечается, что конкурентоспособность применения СПГ сдерживается отсутствием терминалов для заправки судов. В качестве альтернативы рассматривается сжиженный нефтяной газ (СНГ), производство которого быстро растет и не требует применения криогенной техники, что существенно удешевляет силовую судовую установку. Перевод доклада выполнен Г. Мельником. Табл. 1. Ил. 7. Библ. 6 назв.

SYNOPSIS

UDC 621.436

The Results of the Tender for Implementation of Subprogram «Development and Organization of Domestic Production of New Generation Diesel Engines and Their Components in the Period of 2011–2015» (Lots Drawn in 2013) // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 3–6.

Keywords: federal target program, tender, lots.

In the framework of a tender for governmental contracts (3rd step), drawn by RF Ministry of Trade in the period of 26.04.2013 to 13.05.2013, thirteen lots have been drawn.
1 tables.

UDC 621.436

Ryzhov V.A. JSC Kolomna Works: 110 Years of Engine Building // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 7–14.

Keywords: Kolomna Works, anniversary, engine building, history.

In summer 1863 military engineer A.E. Struve, who won a contract for construction of a railway bridge across Moscow River, founded a workshop in the town of Kolomna as an industrial base for the bridge construction. This marked the beginning of Kolomna Works development. In year 1903 the first single-cylinder diesel engine rated at 18 BHP was built under a license granted by Nobel brothers. The article includes a historical background of establishment and development of engine production for railways, industry and navy. 8 ill.

UDC 621.43

Putintsev S.V., Kuleshov A.S., Agheyev A.G. Evaluation of Mechanical Losses in Modern Piston Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 15–20.

Keywords: mechanical losses, mechanical losses pressure, piston engine, piston rings, motor oil viscosity.

The authors substantiated the necessity of new, more accurate formula for evaluation of mechanical losses in modern piston engines, taking account of engine load, piston rings' flexibility and motor oil viscosity. Such formula was offered and demonstrated to be largely adequate. Recommendations were offered concerning reasonable choice of initial data to be used with said formula. 2 tables, 4 ref.

UDC 621.431

Obozov A.A., Tarichko V.I. Simulation of Combustion Process in Automotive Engine for Diagnostic Purposes // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 21–25.

Keywords: internal combustion engine, mathematical simulation, engine diagnostics.

Combustion process in automotive petrol engine type GAS-52 (6Ч8,2/11) was simulated as a means to obtain information of engine failure symptoms. The research included verification of the code yielded. In particular, engine operation with leaking combustion chamber was simulated. A classification is offered for engine healthy/faulty conditions.
7 ill., 7 ref.

UDC 621.436

Novikov L.A. IMO Tier-3 Implementation with Respect to NO_x Emission is Postponed till 2021 // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 26–32.

Keywords: marine diesel engines, NO_x emission, emission control areas, IMO Tier-3 standard, postponement of implementation.

The 65th session of Marine Environment Protection Committee (MEPC) of the International Maritime Organization (IMO) discussed, inter alia, status and commercial availability of existing technologies targeted at the reduction in NO_x emission from marine diesel engines by 80 %. In the course of discussion concerning maturity of technologies underlying implementation of NO_x control areas (NECA) and Tier-3 NO_x standards since 1 January 2016, Russian delegation managed to insist on a decision to amend the implementation date to 1 January 2021. 4 ill., 2 table, 7 ref.

UDC 55.42.31; 55.03.33

Maslov A.P. Shaping of Information Space for the Development of Power Modules Based on CALS Technologies // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 33–36.

Keywords: reciprocating engine, CALS technologies, unified information space, development of power modules.

The author substantiates urgency of unified information space organization targeted at the development of engine-based power modules, making use of CALS technologies, and offers a method to create such space. Also offered is algorithm of interested parties' interaction within such space using automated electoral system «GAS ELECTIONS».
3 ill., 1 table, 10 ref.

UDC 621.436

Yenikeyev R.D., Chernousov A.A. ALLBEA Program Package: integration with engine design information environment // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 37–40.

Keywords: reciprocating engine, applied software packages, engineering, dataware.

The article discusses the importance of ALLBEA package integration into unified information space that supports CALS-based engine designing. As important seems integration of ALLBEA with software developed by independent research teams, descriptive of physical processes and system components.
1 ill., 5 ref.

UDC 621.436

Leontyev L.B., Nadezhkin A.V., Makarov V.M., Toklikishvili A.G. Functional Analysis of «Crankshaft Journal–Bearing Liner–Lube Oil System of Marine Medium Speed Diesel Engine» Tribosystem // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 41–47.

Keywords: tribosystem, lube oil, viscosity, wear, solids, crankshaft.

Tribosystem «crankshaft journal–bearing liner–lube oil system of marine medium speed diesel engine» was tested with engine firing heavy and distillate fuels. Wear intensity is studied as a function of lube oil performance and contents of wear products therein. Recommendations are offered for more reliable performance of friction units in marine diesel engines.
5 ill., 1 table, 5 ref.

UDC 621.43

Rene Sejer Laursen, Veslemoy Winge Rudh. Environment-friendly Operation Using LPG on the MAN B&W Dual Fuel ME-GI Engine (CIMAC 2010) // Dvigatelestroyeniye. — 2013. — № 2. — P. 48–58.

Keywords: Marine low-speed diesel engine, dual fuel operation, liquefied natural gas, liquefied petrol gas, pilot fuel, emissions.

The paper describes the MAN B&W project that resulted in the development of ME-GI series dual duel version. Liquefied natural gas (LNG) is demonstrated as a means to considerably reduce noxious emissions from two-stroke engines. The authors note that limited LNG usage is caused by shortage of small-size LNG terminals and LNG supply ships. As an alternative, liquefied petrol gas (LPG) is considered. LPG is easier available, and, besides, its use does not involve cryogenic technologies , which means notable reduction of initial expenses. The paper is translated into Russian by G.Melnik.
7 ill., 1 table, 6 ref.