ИТОГИ ТОРГОВ ПО ЛОТАМ ПОДПРОГРАММЫ «СОЗДАНИЕ И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА В РФ В 2011–2015 гг. ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ КОМПОНЕНТОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ», РАЗЫГРАННЫХ В 2012 г.

Редакция журнала «Двигателестроение» продолжает информировать вас об участниках и победителях открытого конкурса на право заключения государственных контрактов на выполнение НИОКР по федеральной целевой программе «Национальная технологическая база» на 2007–2011 гг., подпрограмма «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения».

В феврале 2012 г. состоялся второй этап открытого конкурса, в котором были разыграны еще девять лотов в каждом из пяти направлений перечня мероприятий подпрограммы.

Направление 1. «Разработка базовых образцов рядных и V-образных среднеоборотных дизелей и дизель-генераторных установок в мощностном диапазоне 500–7500 кВт (450–1500 об/мин) судового, тепловозного и промышленного назначения» – один лот.

Направление 2. «Разработка базовых образцов высокооборотных дизелей в мощностном диапазоне 400–3000 кВт (1500–3000 об/мин) многоцелевого стационарного и транспортного назначения» – один лот.

Направление 3. «Создание конструкций и организация промышленного производства компонентов дизельных двигателей» – один лот.

Направление 4. «Развитие исследовательской и экспериментальной базы в области развития промышленного дизелестроения» — два лота.

Направление 5. «Проведение поисковых и фундаментальных исследований» — четыре лота.

С завершением второго этапа открытого конкурса определены исполнители государственных контрактов по 19 (девятнадцати) разыгранным лотам на право выполнения НИОКР, начало финансирования которых было запланировано в 2011—2012 гг. Финансирование остальных 27 (двадцати семи) проектов НИОКР, относящихся к направлению «Проведение поисковых и фундаментальных исследований», запланировано на 2013 г.

Перечень участников и победителей второго этапа открытого конкурса приведен в прилагаемой таблице. Информация о полном перечне мероприятий подпрограммы, участниках и победителях первого этапа конкурса была опубликована в № 4 (246) журнала за 2011 г.

Подведем промежуточные итоги прошедшего конкурса, оставляя право их анализа за читателями и специалистами.

По состоянию на сегодняшний день лидером в борьбе за федеральные деньги оказалось ОАО «Пензадизельмаш» (г. Пенза), представляющее ЗАО «Трансмашхолдинг» и выигравшее пять лотов (из них три на создание базовых модификаций среднеоборотных дизелей в различных мощностных диапазонах) на общую сумму 1911 млн рублей.

Серьезных успехов добилось ОАО «Звезда» (Санкт-Петербург), представляющее группу «Высокоскоростной флот» и выигравшее три лота (из них один на создание модельного ряда высокооборотных дизелей многоцелевого назначения) на общую сумму 961 млн рублей.

Замыкают тройку лидеров три участника открытого конкурса:

ООО «Уральский дизель-моторный завод» УДМЗ (Екатеринбург), представляющее группу «Синара-транспортные машины» — два лота (из них один на создание модельного ряда высокооборотных дизелей многоцелевого назначения) на общую сумму 856 млн рублей;

ФГОУ ВПО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет» МАДИ (Москва) — два лота на проведение поисковых фундаментальных исследований на сумму 181 млн рублей;

ООО «Рафф-софт» (Москва) — два лота в направлениях создания компонентов двигателей и развития экспериментальной базы на сумму 137 млн рублей.

Как показывает практика открытых торгов при розыгрыше лотов, финансируемых из средств федерального бюджета, без малоизвестных, невнятного профиля деятельности и никого не представляющих организаций типа ООО «Рафф-софт», пока обойтись никак невозможно. Остальные пять участников конкурса хорошо известны профессиональному сообществу двигателестроителей и выиграли по одному лоту, полностью соответствующему их основному профилю деятельности.

Редакция журнала искренне желает всем будущим конкурсантам успехов в бескомпромиссной борьбе за оставшиеся не разыгранные лоты и напоминает, что функции государственного За-

казчика и координатора мероприятий подпрограммы поручены департаменту базовых отраслей промышленности Министерства промышленности и торговли РФ (почтовый адрес: 109074, Москва, Китайгородский проезд, д. 7, контактное лицо по вопросам реализации мероприятий подпрограммы — Леонтьева Светлана Владимировна, тел. +7 (495) 632-8928, факс +7 (499) 346-0487, E-mail — Leontieva@minprom.gov.ru).

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									
1.5	Разработка базовых образцов модельного ряда V-образных дизельных двигателей для специальных проектов резервных стационарных энергетических установок атомной энергетики в мощностном диапазоне не менее 3000 кВт	2012–2014	1044 519	—	374 187	300 148	370 184	—	Образцы дизельных двигателей и дизель-генераторных установок в мощностном диапазоне выше 3000 кВт для применения в качестве резервных установок энергоснабжения на атомных электростанциях, в том числе в условиях повышенной сейсмичности, 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 — 2900 млн рублей
			Уникальный номер закупки 013/05-ДИЗ-29.12ок Лот № 1. Поданы заявки от: 1. ООО Холдинговая компания «Форс-Инвест» — участник конкурса. **2. ОАО «Пензадизельмаш» — победитель конкурса.** 3. ОАО «Коломенский завод»— отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. 4. ООО «ЭНКОЛ» — участник конкурса.						
Направление 2. Разработка базовых образцов высокооборотных дизельных двигателей в мощностном диапазоне 400–3000 кВт (1500–3000 об/мин) для самоходного подвижного железнодорожного состава, для маневровых тепловозов малой мощности, пропульсивных комплексов судов внутреннего и прибрежного плавания, катеров Военно-морского флота, транспортно-технологических средств, контейнерных электростанций малой энергетики и др.									
2.2	Разработка базовых образцов модельного ряда высокооборотных V-образных дизельных двигателей для дизель-генераторных установок магистральных тепловозов, пропульсивных комплексов морских и океанских судов, кораблей Военно-морского флота, транспортно-технологических средств, контейнерных электростанций малой энергетики в мощностном диапазоне 1000–3000 кВт	2012–2015	1497 742	—	222 111	341 171	431 209	503 251	Образцы дизельных двигателей в мощностном диапазоне 1000–3000 кВт для магистральных тепловозов, пропульсивных комплексов морских судов, кораблей Военно-морского флота, транспортно-технологических средств, электростанций малой энергетики с планируемыми показателями: удельный расход топлива (по ISO 3046-1) — не более 205 г/кВт·ч; удельный расход масла на угар на режиме полной мощности — не более 0,4 г/кВт·ч; назначенный ресурс дизеля до капитального ремонта — не менее 36 000 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 — 2100 млн рублей
			Уникальный номер закупки 017/05-ДИЗ-30.12ок. Лот № 1. Поданы заявки от: 1. ОАО «Звезда» — участник конкурса. **2. ООО «УДМЗ» — победитель 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									
3.4	Создание конструкций и организация промышленного производства систем топливоподачи с микропроцессорным управлением и их компонентов для обеспечения разработки базовых образцов дизельных двигателей и их последующей модернизации	2012–2014	159 78	—	46 23	44 22	69 33	—	Образцы систем топливоподачи, включающие топливные насосы высокого давления, форсунки, системы микропроцессорного управления, трубопроводы высокого давления повышенной прочности для новых и модернизируемых двигателей (2–3 модельных ряда) с планируемыми показателями: максимальное давление впрыскивания топлива — 2000 бар; моторесурс — не менее 15 000 моточасов Планируемые индикаторы: внедрение в производство 1-й технологии; создание ключевых компонентов — 6 единиц; доля прироста продукции — 4 %; объем реализуемой продукции отрасли — 568,5 млн рублей
		Уникальный номер закупки 013/05-ДИЗ-29.12ок Лот № 2. Поданы заявки от:							
		1. ОАО «Ногинский завод топливной аппаратуры» — победитель конкурса. 2. ООО Холдинговая компания «Форс-Инвест» — участник конкурса. 3. ФГУП «НПО автоматики» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. 4. МГТУ им. Н.Э. Баумана— участник конкурса. 5. ООО УК «Алтайский завод презиционных изделий» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе.							
Направление 4. Развитие исследовательской и экспериментальной базы для отработки новых конструктивных решений в области промышленного дизелестроения									
4.2	Создание конструкций специализированных экспериментальных стендов для высокооборотных дизельных двигателей с частотой вращения от 1500 до 3000 об/мин дизелестроительных производств	2012–2014	228 114	—	95 48	77 38	56 28	—	Экспериментальные, доводочные и сертификационные испытательные стенды для высокооборотных дизельных двигателей с частотой вращения от 1500 до 3000 об/мин (не менее 3-х стендов) Планируемые индикаторы:доля прироста продукции — 1 %; объем реализуемой продукции отрасли — 500 млн рублей
		Уникальный номер закупки 013/05-ДИЗ-29.12ок Лот № 3. Поданы заявки от:							
		1. ОАО «Звезда» — участник конкурса. **2. ООО «УДМЗ» — победитель конкурса.** 3. ООО Холдинговая компания «Форс-Инвест» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. 4. ООО «Компания ЭНЕРГОРЕМОНТ» — участник конкурса.							
4.3	Создание конструкций специализированных экспериментальных стендов для систем турбонаддува дизельных двигателей	2012–2014	192 95	—	78 38	70 35	44 22	—	Экспериментальные, доводочные и сертификационные испытательные стенды для систем турбонаддува (не менее 3-х стендов) Планируемые индикаторы: объем реализуемой продукции отрасли — 100 млн рублей
		Уникальный номер закупки 013/05-ДИЗ-29.12ок Лот № 4. Поданы заявки от:							
		1. ЗАО «НПО "Турботехника"» — победитель конкурса. 2. ООО Холдинговая компания «Форс-Инвест» — участник конкурса. 3. ОАО «Пензадизельмаш» — участник конкурса. 4. МГТУ им. Н.Э. Баумана — участник конкурса.							
Направление 5. Проведение поисковых и фундаментальных исследований									
5.5	Проведение поисковых и экспериментальных исследований по оптимизации профиля элементов цилиндропоршневой группы, конструкции комплекта поршневых колец, применению новых материалов и покрытий поршня, колец, гильзы цилиндров для снижения потерь на трение в цилиндропоршневой группе, снижению расхода масла на угар и эмиссии твердых частиц для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных и создания перспективных дизельных двигателей	2012–2014	166 83	—	64 32	18 9	84 42	—	Экспериментальные образцы деталей цилиндропоршневой группы; инновационные методики микро- и макропрофилирования поверхностей поршней, поршневых колец, втулок цилиндров дизельных двигателей; экспериментальная проверка новых материалов и созданных профилей на машинах трения и моторных стендах; рекомендации по конструированию узлов трения деталей дизельных двигателей с пониженным уровнем потерь на трение Планируемые индикаторы: внедрение в производство в рамках подпрограммы 1-й технологии; количество патентов — 1 единица
		Уникальный номер закупки 013/05-ДИЗ-29.12ок Лот № 5. Поданы заявки от:							
		1. ОАО НИИД — участник конкурса. **2. ОАО «Звезда» — победитель конкурса.** 3. ООО Холдинговая компания «Форс-Инвест» — участник конкурса. 4. ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» — участник конкурса. 5. МГТУ им. Н.Э. Баумана — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе.							

		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	
5.6	Проведение поисковых и экспериментальных исследований по разработке опережающих технических решений и технологий мирового уровня для проектирования и оптимизации топливных систем с электронно-управляемым впрыскиванием топлива и давлениями до 300–400 МПа для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и создания перспективных дизельных двигателей	2012–2014	160 80	—	48 24	20 10	92 46	—	Экспериментальный образец системы топливоподачи; методики расчета и проектирования электронно-управляемого впрыскивания топлива с повышенными давлениями впрыскивания; рекомендации по созданию и технические предложения; результаты испытания разработанной системы на топливных стендах Планируемые индикаторы: количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 013/05-ДИЗ-29.12ок **Лот № 6. Поданы заявки от:** 1. ОАО «Ногинский завод топливной аппаратуры» — отказано в допуске к участию в открытом конкурсе. **2. «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)» — победитель конкурса.** 3. МГТУ им. Н.Э. Баумана — участник конкурса.						
5.7	Проведение поисковых и экспериментальных исследований по разработке композитных материалов для теплонапряженных деталей дизелей, разработка и внедрение тиксотехнологии для изготовления поршней форсированных дизелей из кремний-алюминиевых сплавов и композитов на их основе для модернизации базовых образцов средне- и высокооборотных дизельных двигателей и создания перспективных дизельных двигателей	2012–2014	170 85	—	50 25	18 9	102 51	—	Экспериментальные образцы клапанов, поршней, изготовленных по разработанным технологиям, их расчеты и проектирование; инновационные методики применения гранульной технологии создания композитных материалов, обладающих повышенной пластичностью, пониженной пористостью структуры и высокими технологическими свойствами для теплонапряженных деталей дизельных двигателей и тиксотехнологии для изготовления поршней дизельных двигателей из легких сплавов; результаты испытаний образцов материалов и экспериментальных образцов деталей; рекомендации по конструированию деталей дизельных двигателей Планируемые индикаторы: внедрение в производство в рамках подпрограммы 1-й технологии; количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 013/05-ДИЗ-29.12ок **Лот № 7. Поданы заявки от:** **1. ОАО АХК «ВНИИМЕТМАШ» — единственный участник конкурса, с которым заключается госконтракт.**						
5.8	Проведение поисковых и экспериментальных исследований с целью повышения эффективности и надежности комплекса гребной винт–судовой главный двигатель для создания перспективных среднеоборотных и высокооборотных дизельных двигателей	2012–2014	168 84	—	56 28	16 8	96 48	—	Экспериментальный образец пропульсивного комплекса; система автоматизированного проектирования дизельных двигателей и элементов пропульсивного комплекса; инновационные методики расчета и проектирования судовых среднеоборотных и высокооборотных дизельных двигателей, работающих в составе пропульсивных комплексов; рекомендации по созданию дизеля в составе комплекса; техническая документация на разработанную систему автоматизированного проектирования Планируемые индикаторы: внедрение в производство в рамках подпрограммы 1-й технологии; количество патентов — 1 единица
			Уникальный номер закупки 013/05-ДИЗ-29.12ок **Лот № 8. Поданы заявки от:** **1. ОАО «Звезда» — единственный участник конкурса, с которым заключается госконтракт.**						

УДК 621.436

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО КРИТЕРИЮ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

М.И. Раенко к.т.н., В.А. Рыжов к.т.н.
ОАО «Коломенский завод»

Предложен комплексный метод оценки долговечности крышек цилиндров, основанный на решении следующих задач:

определение уровня и характера распределения температур в конструкции;

моделирование процесса знакопеременных пластических деформаций в периоды нагрева и остывания крышки цилиндра с учетом реологических явлений;

определение фактического сопротивления материала крышки цилиндра термическому усталостному разрушению в различных диапазонах температур;

определение типового блока нагрузок, эквивалентного по повреждающему воздействию эксплуатационному спектру.

Головка (крышка) цилиндра — одна из самых сложных по конструкции и наиболее нагруженных деталей современных транспортных дизелей. Ее работа происходит в условиях относительно высоких температур и химически агрессивной среды при одновременном воздействии циклических температурных и механических (от сил давления газов) напряжений, а также статических монтажных и накапливаемых в процессе эксплуатации остаточных напряжений. Из-за сложной формы конструкции и высоких требований к точности геометрии крышки, практически единственным способом получения заготовки является отливка, которая может выполняться из чугунов или алюминиевых сплавов. В качестве материалов крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей чаще всего используются чугуны — серые (с пластинчатой или вермикулярной формой графита) или высокопрочные (с шаровидной формой графита).

Для крышек цилиндров температурные напряжения являются определяющими по уровню и характеру разрушающего воздействия на материал, в то время как влияние других составляющих напряженного состояния относительно невелико. Как правило, температурные напряжения в определяющих ресурс элементах (перемычках между клапанами) превышают предел текучести материала, а их амплитуда в цикле нагружения в 1,2−1,8 раз выше предела выносливости материала. В результате крышка имеет ограниченную долговечность и работает в условиях постоянной повреждаемости. Предельное состояние наступает при относительно малом числе циклов теплосмен $N_{пр}<10^5$. В этих условиях в качестве критерия предельного состояния обычно рассматривается запас по долговечности, представляющий собой отношение числа циклов до разрушения к числу циклов при эксплуатации за заданный срок службы дизеля $n = N_{пр}/N_р$.

Далее рассматривается серийная крышка цилиндров среднеоборотного транспортного дизеля 16ЧН26/26, выпускаемого ОАО «Коломенский завод». Наибольшее распространение дизели этого типа получили на железнодорожном транспорте. Дизели также широко используются в качестве силовых установок для большегрузных самосвалов, судов, передвижных и стационарных электростанций и других агрегатов.

Крышка цилиндров отливается из высокопрочного чугуна ВПЧ-НМ, легированного для повышения прочностных характеристик никелем, молибденом и медью. Химический состав ВПЧ-НМ (%): C — 3,4−3,8; Mn ≤ 0,45; Si — 1,8−2,6; P ≤ 0,1; S ≤ 0,01; Cr ≤ 0,1; Ni — 0,9−1,4; Mo — 0,3−0,6; Cu — 0,4−0,6; Mg — 0,04−0,07. Структура материала перлитно-ферритная, феррита до 55 %. Механические свойства: $\sigma_в \geq 50$ МПа; $\delta \geq 1,5$ %.

Оценка долговечности крышек цилиндров является комплексной проблемой, требующей решения следующих задач:

➢ определение уровня и характера распределения температур в конструкции на характерных режимах форсирования двигателя;

➢ моделирование процесса возникновения знакопеременных пластических деформаций в периоды нагрева и остывания крышки цилиндра с учетом реологических явлений при повышенных температурах, приводящих к постоянному росту остаточных напряжений в наиболее нагруженных элементах крышки при эксплуатации;

➢ определение фактического сопротивления материала крышки цилиндра термическому усталостному разрушению, а также его релаксацион-

ной стойкости в различных диапазонах рабочих температур;

➢ определение типового блока нагрузок на крышку цилиндров, эквивалентного по повреждающему воздействию (числу циклов теплосмен и времени выдержки на максимальной температуре) эксплуатационному спектру нагрузок.

Расчет теплового состояния крышек цилиндров основывается на решении стационарной задачи теплопроводности с условно стационарными граничными условиями третьего рода, предусматривающими задание температуры окружающей среды и коэффициента теплоотдачи α между средой и поверхностью крышки. Граничные условия определяются по методике, разработанной на кафедре ДВС МГТУ им. Баумана коллективом авторов под руководством проф. Н.Д. Чайнова. Для определения мгновенного значения коэффициента теплоотдачи со стороны горячих газов используется эмпирическая формула Вошни [1], учитывающая взаимосвязь конвективного и лучистого теплообмена:

$$\alpha = 127{,}9 D^{-0,2} T_{\infty}^{-0,53} p^{0,8} \left[C_1 C_m + C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0) \right]^{0,8}, \quad (1)$$

где $C_1 = 6{,}18 + 0{,}417 C_u / C_m$ — для процессов газообмена; $C_1 = 2{,}28 + 0{,}308 C_u / C_m$ — для процессов сжатия, сгорания, расширения; C_2 — для дизелей с непосредственным впрыском; C_m — окружная скорость газа; p_0 — давление прокрутки.

Величины давления p и температуры газа в камере сгорания T_∞ берутся из индикаторной диаграммы. Полученные мгновенные значения усредняются за рабочий цикл дизеля по формуле

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \alpha \cdot \mathrm{d}\varphi. \quad (2)$$

Усредненная за рабочий цикл результирующая температура газов в камере сгорания определяется по формуле:

$$T_{\text{рез}} = \frac{1}{4\pi \alpha_{\text{ср}}} \int_0^{4\pi} \alpha \cdot T_\infty \mathrm{d}\varphi. \quad (3)$$

Распределение коэффициента теплоотдачи по радиусу цилиндра дизеля имеет неравномерный характер с минимальным значением в центре и максимумом в районе внутренней кромки камеры сгорания. Изменение осредненного за цикл коэффициента теплоотдачи по текущему радиусу r определяется по формулам [2]

$$\alpha_{\text{г}} = \frac{2 K_1 \alpha_{\text{ср}} \exp[(C_1 r)^{n_1}]}{1 + \exp[(C_1 R_1)^{n_1}]} \text{ при } r \le R_1; \quad (4)$$

$$\alpha_{\text{г}} = \frac{2 K_1 \alpha_{\text{ср}} \exp[C_2 (K_2 N_2 - r)^{n_1}]}{1 + \exp[(C_1 R_1)^{n_1}]} \text{ при } r > R_1, \quad (5)$$

где R_1 — радиус, на котором коэффициент теплоотдачи достигает максимального значения; C_1, C_2, K_1, K_2, N_2 — константы.

Константы определяются по заданным величинам $\alpha_{\text{г}}$ на радиусах $r = 0$; $r = R_1$ и $r = 0{,}5D$ исходя из условий непрерывности среднеинтегральной величины $\alpha_{\text{ср}}$.

Охлаждение крышек цилиндров протекает в условиях вынужденной конвекции и поверхностного кипения. Режим вынужденной конвекции характерен для периферийных районов днища, в этом случае коэффициент теплоотдачи определяется по следующей зависимости:

$$\alpha_w = A + B \omega_w^{0,8}, \quad (6)$$

где A и B — константы, зависящие от теплофизических свойств охлаждающей жидкости и конструкции проточных частей.

Для определения коэффициента теплоотдачи при кипении используется следующая формула, предложенная Кутателадзе [3]:

$$\mathrm{Nu}^* = 7{,}0 \cdot 10^{-4} (\mathrm{Re}^* p l^* \sigma^{-1})^{0,7} \mathrm{Pr}^{0,35}, \quad (7)$$

где $\mathrm{Nu}^* = \alpha_q l^* \lambda^{-1}$ — число Нуссельта испарения; $\mathrm{Re}^* = q\, l^* (r\, \rho'' \nu)^{-1}$ — число Рейнольдса испарения; $\mathrm{Pr} = \nu \cdot a^{-1}$ — число Прандтля жидкости; $l^* = (\sigma(g(\rho' - \rho''))^{-1})^{0,5}$ — отрывной диаметр пузырька; ρ' и ρ'' — плотность жидкости и пара; q — плотность теплового потока; r — скрытая теплота парообразования; σ — коэффициент поверхностного натяжения; a — температуропроводность; ν, p и λ — кинематическая вязкость, давление и теплопроводность жидкости.

Для поверхностного кипения при вынужденной конвекции рассматриваются три определенные зоны. При низком перегреве стенки, когда температура охлаждаемой поверхности незначительно превышает температуру насыщения жидкости $\alpha_q \le 0{,}5\alpha_w$, процесс теплоотдачи определяется вынужденной конвекцией, то есть $\alpha_{\text{охл}} = \alpha_w$. При значительном перегреве $\alpha_q \ge 2\alpha_w$ степень влияния вынужденной конвекции снижается, и процесс теплоотдачи соответствует развитому кипению $\alpha_{\text{охл}} = \alpha_q$. При умеренном перегреве $0{,}5\alpha_w < \alpha_q < 2\alpha_w$ теплоотдача определяется совместным влиянием вынужденной конвекции и поверхностного кипения:

$$\alpha_{\text{охл}} = \alpha_w (4\alpha_w + \alpha_q)(5\alpha_w - \alpha_q)^{-1}. \quad (8)$$

Для выпускных каналов средний по поверхности теплообмен за период выпуска определяется по формуле [4]

$$\mathrm{Nu}_{\text{г}} = 0{,}33 \mathrm{Re}_d^{0,67} \mathrm{Pr}^{0,33}, \quad (9)$$

где $\mathrm{Nu}_{\text{г}} = \alpha_{\text{г}} d_{\text{экв}} \lambda_{\text{г}}^{-1}$ — критерий Нуссельта; $d_{\text{экв}} = 4f \Pi^{-1}$ — эквивалентный диаметр канала; f — площадь проходного сечения; $\lambda_{\text{г}}$ — коэффициент теплопроводности газа; $\mathrm{Re} = \omega_{\text{г}} d_{\text{экв}} \nu_{\text{г}}^{-1}$ —

критерий Рейнольдса; $\omega_г$ — скорость потока газа; $\nu_г$ — коэффициент кинематической вязкости; $Pr = \nu_г a_г^{-1}$ — критерий Прандтля; $a_г$ — температуропроводность газа.

При закрытом клапане, то есть при тактах впуска, сжатия и сгорания определяющими факторами теплообмена являются колебания давления в патрубке, а также естественная конвекция. В этих условиях [4]:

$$Nu_г = 2{,}37Fo^{-0{,}43}(1 + 0{,}00053Gr^{0{,}33} + 0{,}00051Re_d^{0{,}8}), \quad (10)$$

где $Gr = \beta g l^3 \Delta T \nu_г^{-2}$ — критерий Грасгофа; β — коэффициент объемного расширения; l — длина патрубка; ΔT — разность температур потока и стенки; $Fo = a_г \tau \cdot d_{экв}^{-2}$ — критерий Фурье; τ — текущее время между закрытием и открытием клапана в цикле.

Расчет крышки цилиндра выполнен на основе МКЭ в трехмерной постановке с использованием систем конечно элементного моделирования и анализа MSC.Patran и MSC.Marc. Конечно-элементная модель крышки представлена на рис. 1. Для повышения точности расчетов, в качестве конечных элементов использовались 10-узловые тетраэдры с дополнительными узлами в серединах ребер.

Результаты расчета серийной крышки цилиндра двигателя ЧН26/26 в виде температурных полей на режиме номинальной мощности дизеля $P_e = 3676$ кВт при $n = 1000$ об/мин представлены на рис. 2. Расчеты выполнялись с учетом зависимости коэффициента теплопроводности чугуна от температуры.

Для математического описания нелинейной среды обычно используются инкрементальные методы. Необходимость этого применительно к рассматриваемой задаче становится очевидной, если учесть, что основная гипотеза современной теории пластического течения предполагает

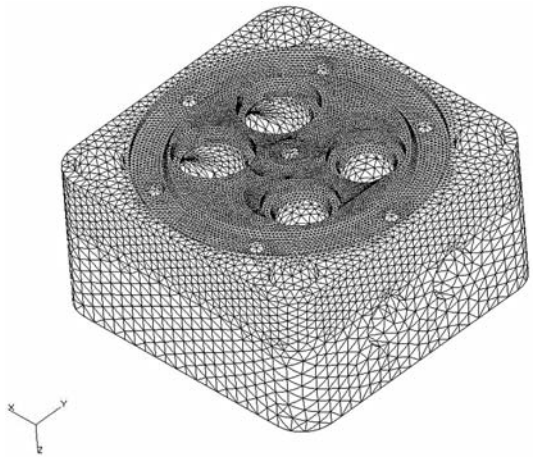


Рис. 1. Конечно-элементная модель крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26

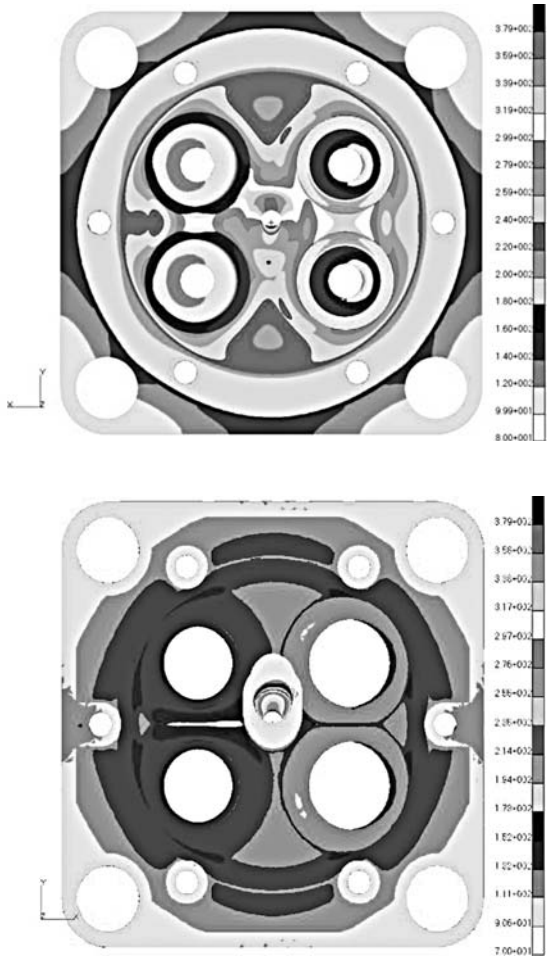


Рис. 2. Поля температур в днище крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26:
а — со стороны камеры сгорания;
б — со стороны полости охлаждения

существование функциональной связи между приращениями напряжений и приращениями деформаций, то есть формулируется в виде инкрементальных соотношений. Дальнейшее построение модели нелинейной среды основано на подходе Лагранжа [5] с использованием материальных (лагранжевых) координат точек, тензоров напряжений Пиолы–Кирхгофа S_{ij} и тензоров деформаций Грина e_{ij}.

Представим путь деформирования в виде последовательности равновесных состояний

$$Q^{(0)}, Q^{(1)}, \ldots Q^{(N)}, \; Q^{(N+1)}, \ldots Q^{(R)},$$

где $Q^{(0)}$ и $Q^{(R)}$ — начальные и конечные состояния деформирования.

Предположим, что все переменные состояний (напряжения, деформации и перемещения) известны на протяжении всей истории деформирования. Обозначим радиус-вектор произвольной материальной точки в состояниях

$$Q^{(0)}, \; \ldots Q^{(N)}, Q^{(N+1)} \text{ как } \vec{r}^{(0)}, \; \ldots \vec{r}^{(N)}, \vec{r}^{(N+1)}.$$

В результате

$$\vec{r}^{(0)} = x_i\vec{i}_i; \tag{11}$$

$$\vec{r}^{(N)} = \vec{r}^{(0)} + \vec{u} = X_i\vec{i}_i = (x_i + \vec{u})\vec{i}_i; \tag{12}$$

$$\vec{r}^{(N+1)} = \vec{r}^{(0)} + \vec{u} + \Delta\vec{u} = (X_i + \Delta\vec{u})\vec{i}_i =$$

$$= (x_i + \vec{u} + \Delta\vec{u})\vec{i}_i, \tag{13}$$

где $\vec{i}_i$ (i = 1, 2, 3) — базисные векторы прямоугольной декартовой системы координат, а $\vec{u}$, u_i, и $\vec{u} + \Delta\vec{u}$, $u_i + \Delta u_i$ (i = 1, 2, 3) — векторы перемещений и их компоненты в состояниях $Q^{(N)}$ и $Q^{(N+1)}$ соответственно. Здесь и далее используется правило суммирования по повторяющемуся (немому) индексу.

Тензор деформаций Грина в состоянии $Q^{(N)}$ и тензор приращения деформаций при переходе к состоянию $Q^{(N+1)}$ равны.

Здесь $2\Delta\varepsilon_{ij}$ — линейная часть тензора приращения деформаций.

$$2e_{ij} = \frac{\partial\vec{r}^{(N)}}{\partial x_i}\cdot\frac{\partial\vec{r}^{(N)}}{\partial x_j} - \frac{\partial\vec{r}^{(0)}}{\partial x_i}\cdot\frac{\partial\vec{r}^{(0)}}{\partial x_j} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_p}{\partial x_i}\frac{\partial u_p}{\partial x_j}; \tag{14}$$

$$2\Delta e_{ij} = \frac{\partial\vec{r}^{(N+1)}}{\partial x_i}\cdot\frac{\partial\vec{r}^{(N+1)}}{\partial x_j} - \frac{\partial\vec{r}^{(N)}}{\partial x_i}\cdot\frac{\partial\vec{r}^{(N)}}{\partial x_j} =$$

$$= \left(\delta_{pj} + \frac{\partial u_p}{\partial x_j}\right)\frac{\partial\Delta u_p}{\partial x_i} + \left(\delta_{pj} + \frac{\partial u_p}{\partial x_i}\right)\frac{\partial\Delta u_p}{\partial x_j} + \frac{\partial\Delta u_p}{\partial x_i}\frac{\partial\Delta u_p}{\partial x_j} = \tag{15}$$

$$= 2\Delta\varepsilon_{ij} + \frac{\partial\Delta u_p}{\partial x_i}\frac{\partial\Delta u_p}{\partial x_j}.$$

Принцип виртуальных перемещений для состояния $Q^{(N+1)}$ может быть представлен в виде:

$$\iiint_V((S_{ij} + \Delta S_{ij})\delta(e_{ij} + \Delta e_{ij}) - (\widetilde{P}_i + \Delta\widetilde{P}_i)\delta\Delta u_i)\mathrm{d}V - \tag{16}$$

$$- \iint_S(\widetilde{F}_i + \Delta\widetilde{F}_i)\delta\Delta u_i\mathrm{d}S = 0,$$

где S_{ij} — второй тензор напряжений Пиолы–Кирхгофа; $\widetilde{P}_i$ и $\widetilde{F}_i$ — заданные массовые и поверхностные силы, отнесенные к единичному объему и единичной площади недеформируемого тела в состоянии $Q^{(0)}$.

Будем считать, что между приращениями напряжений и приращениями деформаций существует линейная связь:

$$\Delta S_{kl} = C_{klmn}\,\Delta\varepsilon_{mn}, \tag{17}$$

где $C_{klmn} = C_{lkmn} = C_{klnm} = C_{mnkl}$ — тензор коэффициентов упругости.

В теории пластического течения связь между тензором приращения напряжений и тензором приращений деформаций обычно устанавливается в Эйлеровой (пространственной) системе координат:

$$\Delta\sigma_{kl} = C^*_{klmn}\,\Delta^*\varepsilon_{mn}, \tag{18}$$

где $2\Delta^*\varepsilon_{mn} = \frac{\partial\Delta u_m}{\partial X_n}\frac{\partial\Delta u_n}{\partial X_m}$; $\Delta\sigma_{kl}$ — тензор напряжений Коши–Эйлера.

Переход от (18) к (17) и обратно может быть выполнен по следующей зависимости [5]:

$$C_{ijkl} = D^{(N)}C^*_{mnpq}\frac{\partial x_i}{\partial X_m}\frac{\partial x_j}{\partial X_n}\frac{\partial x_k}{\partial X_p}\frac{\partial x_l}{\partial X_q}, \tag{19}$$

где $D^{(N)} = \frac{\partial(X_1, X_2, X_3)}{\partial(x_1, x_2, x_3)}$ — якобиан преобразования.

Учитывая, что в состоянии $Q^{(N)}$ тело находится в равновесии, то есть

$$\iiint_V(S_{ij}\delta\Delta\varepsilon_{ij} - \widetilde{P}_i\delta\Delta u_i)\mathrm{d}V - \iint_S\widetilde{F}_i\delta\Delta u_i\mathrm{d}S = 0,$$

принцип возможных перемещений записывается в виде:

$$\delta\left\{\frac{1}{2}\iiint_V\left(C_{klmn}\Delta\varepsilon_{kl}\Delta\varepsilon_{mn} + S_{kl}\frac{\partial\Delta u_p}{\partial x_k}\frac{\partial\Delta u_p}{\partial x_l}\right)\mathrm{d}V - \right.$$

$$\left. - \iiint_V\Delta\widetilde{P}_k\Delta u_k\mathrm{d}V - \iint_S\Delta\widetilde{F}_k\Delta u_k\mathrm{d}S\right\} = 0. \tag{20}$$

Рассмотрим произвольный конечный элемент, имеющий r-узлов с номерами i_1, i_2, ... , i_t ... , i_r. Без ограничения общности можно считать, что $i_t = t$, в противном случае всегда можно перенумеровать узлы элемента. Аппроксимируем приращения перемещений Δu_i (i = 1, 2, 3) в рассмотренном элементе следующим образом:

$$\Delta u_i = \sum_{t=1}^{r}\delta_{ip}\varphi_{pt}\Delta q_{pt}, \tag{21}$$

где φ_{pt} — базисные функции, равные 1 в узле с номером t и 0 в остальных узлах; Δq_{pt} — приращения узловых перемещений.

Переходя к матричной формулировке задачи, получим:

$$\left([K]^{(0)} + [K]^{(1)} + [K]^{(2)}\right)\Delta q\} = \{\Delta\widetilde{Q}\}, \tag{22}$$

где $[K]^{(0)}$ — блочная инкрементальная матрица жесткости элемента размерности $3r\times3r$; $[K]^{(1)}$ и $[K]^{(2)}$ – соответственно блочные матрицы начальных перемещений и начальных напряжений элемента; $\{\Delta q\}$ — вектор узловых перемещений; $\{\Delta\widetilde{Q}\}$ — вектор внешних нагрузок.

Каждая из подматриц блочных матриц (15) имеет размерность 3×3, и ее элементы определяются по следующим зависимостям:

$$k_{ij}^{(0)} = \iiint_V\delta_{ik}C_{klmn}\frac{\partial\varphi_{ks}}{\partial x_i}\frac{\partial\varphi_{mt}}{\partial x_n}\delta_{jm}\mathrm{d}V;$$

$$k_{ij}^{(1)} = \iiint_V\delta_{ip}C_{klmn}\left(\delta_{qm}\frac{\partial u_p}{\partial x_k} + \delta_{pk}\frac{\partial u_q}{\partial x_m} + \frac{\partial u_p}{\partial x_k}\frac{\partial u_q}{\partial x_m}\right)\frac{\partial\varphi_{ps}}{\partial x_i}\frac{\partial\varphi_{qt}}{\partial x_n}\delta_{jq}\mathrm{d}V_i;$$

$$k_{ij}^{(3)} = \iiint_V\delta_{ij}S_{kl}\frac{\partial\varphi_{is}}{\partial x_k}\frac{\partial\varphi_{jt}}{\partial x_l}\mathrm{d}V_i;$$

$$\Delta\widetilde{Q}_i = \iiint_V\delta_{ik}\Delta\widetilde{P}_k\varphi_{ks}\mathrm{d}V + \iint_S\delta_{ik}\Delta\widetilde{F}_k\varphi_{ks}\mathrm{d}S. \tag{23}$$

Интегрирование ведется по объему и поверхности рассматриваемого конечного элемента. Построение глобальной матрицы жесткости конструкции осуществляется на основе стандартной процедуры суммирования по всем элементам, содержащим общие узлы. В результате получается система линейных уравнений равновесия конструкции, из которой определяются переменные состояния на $N + 1$ шаге, такие как Δu_j, $\Delta\varepsilon_{ij}$, ΔS_{ij} и др. После каждого последующего шага полные перемещения вычисляются добавлением полученных инкрементальных узловых перемещений к текущим координатам узловых точек.

Для моделирования знакопеременных пластических деформаций и определения остаточных напряжений, возникающих в крышке цилиндра в условиях теплосмен, применяется следующая схема анализа. Приращение полной деформации определяется суммой приращений упругой деформации $\Delta\varepsilon_{ij}^e$, пластической деформации $\Delta\varepsilon_{ij}^p$, деформации пластического последействия (ползучести) $\Delta\varepsilon_{ij}^c$, термических деформаций $\Delta\varepsilon_{ij}^T$ и выражается уравнением

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p + d\varepsilon_{ij}^c + d\varepsilon_{ij}^T. \qquad (24)$$

Упругая составляющая тензора деформаций равна:

$$d\varepsilon_{ij}^e = \frac{1+\mu}{E} d\sigma'_{ij} + \frac{1-2\mu}{E} d\sigma_{ij}^0, \qquad (25)$$

где $\sigma'_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_{ij}^0$ — компоненты девиатора напряжений; $\sigma^0{}_{ij} = 1/3\delta_{ij}\sigma_{kk}$ — компоненты шарового тензора.

При решении пластической задачи используется теория течений, в частности, пластические деформации определяются исходя из ассоциированного закона течения [6]:

$$d\varepsilon_{ij}^p = \alpha^* \frac{\partial F}{\partial s_{ij}} d\lambda, \qquad (26)$$

где $\alpha^* = 1$ при активной нагрузке, $\alpha^* = 0$ при нейтральной нагрузке и разгрузке; F — функция течения; λ — скалярный параметр.

При выборе функции течения используется условие пластичности Мизеса–Генки, которое удовлетворительно описывает пластическое состояние изотропных материалов. Эффект Баушингера при знакопеременной нагрузке и деформационное упрочнение материала крышки учитываются на основе кинематической теории упрочнения. В результате, функция течения имеет вид:

$$F = (\sigma'_{ij} - \alpha_{ij})(\sigma'_{ij} - \alpha_{ij}) - 2/3\bar{\sigma}^2(\lambda) = 0; \qquad (27)$$

$$d\alpha_{ij} = H d\varepsilon_{ij}^p, \qquad (28)$$

где α_{ij} — девиатор, характеризующий поступательное перемещение центра поверхности текучести при кинематическом упрочнении; $\bar{\sigma}$ — интенсивность напряжений; λ — скалярный параметр, характеризующий изотропное изменение поверхности текучести; $\bar{\sigma} = \bar{\sigma}(\lambda)$ и $H = H(I_2)$; I_2 — второй инвариант девиатора напряжений σ'_{ij}.

Как показано в [6], из (26) можно получить обратные зависимости между $d\sigma_{ij}$ и $d\varepsilon$. Таким образом, уравнения теории пластического течения аналогичны уравнениям линейной теории упругости за тем исключением, что различаются случаи активного нагружения и разгрузки, а коэффициенты, соответствующие упругим константам, являются функциями, зависящими от напряженного состояния и предыстории нагружения.

При выборе функции ползучести используется гипотеза упрочнения [7], которая достаточно хорошо согласуется с экспериментом и сохраняет инвариантность относительно изменения начала отсчета времени. В результате деформации пластического последействия равны:

$$d\varepsilon_{ij}^c = A \frac{\partial G}{\partial \sigma_{ij}}, \qquad (29)$$

где A — некоторая константа материала; $G = G(\dot{\varepsilon}_{ij}^c, \varepsilon_{ij}^c, \sigma_{ij})$ — функция ползучести.

Термические деформации определяются из следующей зависимости:

$$d\varepsilon_{ij}^T = \delta_{ij}\left[\alpha + \frac{d\alpha}{dT}(T - T^0)\right] dT. \qquad (30)$$

Уровень остаточных напряжений в наиболее нагруженных элементах крышки цилиндра является практически единственным параметром, который косвенно характеризует располагаемый ресурс конструкции и темп приближения ее к опасному состоянию, и который с достаточно высокой степенью достоверности может быть определен экспериментально. По опыту ОАО «Коломенский завод» допустимым уровнем остаточных напряжений для крышек цилиндров тепловозных дизелей с цилиндровой мощностью до 2000 кВт после ~300 000 км пробега принято считать $\sigma_{ост} \le 200–250$ МПа [8]. Для дизелей другого назначения и при более высоких уровнях форсирования возможен иной темп роста остаточных напряжений в эксплуатации, что в каждом конкретном случае требует дальнейшего уточнения и обоснования допустимых значений.

Основным методом определения остаточных напряжений является метод освобождения, сущность которого заключается в разрезке (освобождении) элементов крышки и измерении в них деформаций с помощью предварительно наклеенных тензорезисторов. Остаточные деформации

равны по величине и противоположны по знаку замеренным деформациям. Неразрушающие методы контроля остаточных напряжений, несмотря на сравнительную простоту и меньшую трудоемкость, не получили широкого применения вследствие недостаточной достоверности, особенно для чугунных деталей сложной формы. Относительная сложность и высокая стоимость разрушающих методов контроля делает весьма актуальным решение этой задачи расчетными методами.

Расчет остаточных напряжений выполнен для крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26 с номинальной мощностью P_e = 3680 кВт после 1100 циклов температурного нагружения (100 % мощность–выдержка–холостой ход), суммарное время выдержки при полной мощности — 580 ч. Указанные параметры соответствуют режиму стендовых испытаний дизеля, после которых, по требованию заказчика, были замерены остаточные напряжения в семи крышках цилиндров. Таким образом, имеются экспериментальные данные по уровню остаточных напряжений в крышках цилиндров после работы дизеля на вполне определенных и известных режимах нагружения, что позволяет оценить адекватность расчетной методики.

Все расчеты выполнены МКЭ в трехмерной постановке. Принятая расчетная модель крышки цилиндра показана на рис. 1. Основными данными для расчета остаточных напряжений являются температурные поля на характерных режимах работы двигателя. Результаты расчета температурного поля крышки для режима номинальной мощности дизеля (P_e = 3680 кВт) представлены на рис. 2. Исходными данными по нелинейному поведению материала крышки за пределами упругости являлись диаграммы деформирования σ–ε, представленные на рис. 3. Диаграммы получены на заводе в условиях одноосного растяжения образцов из чугуна марки ВПЧ-НМ в диапазоне температур от 20 до 450 °С. При расчетах учитывалась зависимость модуля упругости и коэффициента линейного расширения материала от температуры.

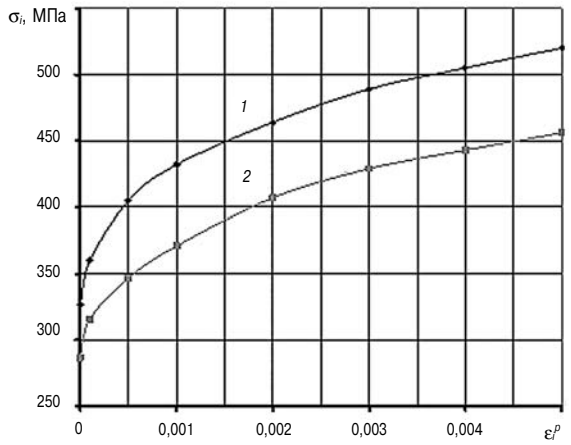


Рис. 3. Кривые деформирования чугуна ВПЧ-НМ при различных температурах:
1 — 20 °С; *2* — 400 °С

Расчет первого полуцикла нагружения осуществлялся пошаговым методом, начиная с равномерной температуры (20 °С) во всех узлах до требуемого температурного поля на режиме полной мощности двигателя. Далее проводился расчет релаксации напряжений в течение времени выдержки при полученном в первом полуцикле уровне теплового и напряженно-деформированного состояния конструкции.

После этого выполнялся второй полуцикл разгрузки также методом пошагового нагружения, начиная с температуры, соответствующей полной мощности двигателя, до полного остывания. Материал считался циклически изотропным. В результате после полной разгрузки в наиболее нагруженных сечениях конструкции возникали остаточные напряжения. Второй и последующие циклы, включающие нагрузку, выдержку и разгрузку, осуществлялись аналогично, при этом остаточные напряжения, полученные на каждом предшествующем цикле, рассматривались как начальные условия для последующего цикла.

Для современных среднеоборотных двигателей максимальный уровень температур составляет 300–400 °С. При указанных температурах уже после первого цикла наиболее нагруженные элементы крышки цилиндра-перемычки между клапанами начинают работать в квазиупругой области. В этом случае линии нагружения и разгрузки совпадают и параллельны начальному участку линейного деформирования. То есть после первоначального упрочнения материала наступает приспособляемость. Дальнейший прирост неупругих деформаций, в основном, обусловлен лишь эффектом релаксации напряжений. Сказанное позволяет с достаточной степенью точности заменять несколько действительных циклов нагружения одним эквивалентным циклом, выдержка по времени в котором равна суммарной выдержке в действительных циклах. Детальное рассмотрение каждого отдельно взятого стабилизированного цикла при этом не требуется, что существенно упрощает расчет и позволяет определять остаточные напряжения практически на любом этапе эксплуатации конструкции.

Описанный прием, использованный при решении данной задачи, позволил существенно повысить скорость расчета при приемлемом уровне вносимой погрешности.

На рис. 4 приведена расчетная диаграмма циклического деформирования материала в пе-

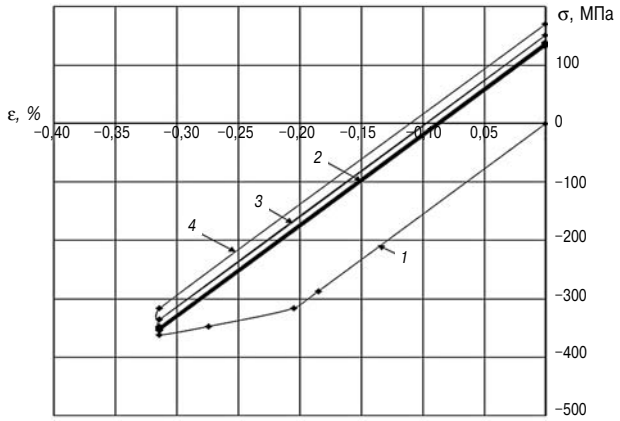


Рис. 4. Процесс накопления остаточных напряжений в перемычке между выпускными клапанами крышки цилиндра двигателя 16ЧН26/26:
1 — после первого цикла; *2* — после первых 10 циклов; 3 — 100-й цикл; 4 — 1100-й цикл

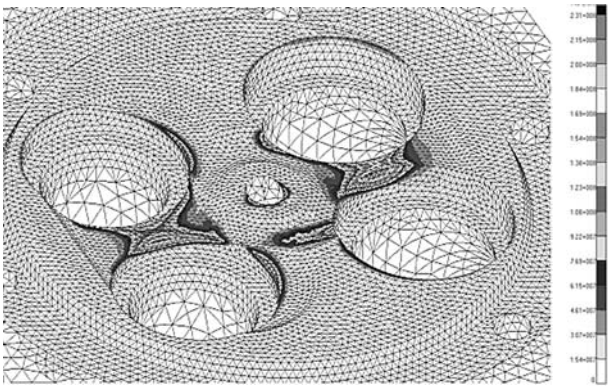


Рис. 5. Распределение остаточных напряжений (Па) в перемычках между клапанами крышки цилиндра 16ЧН26/26 после стендовых испытаний

ремычке между выпускными клапанами при работе дизеля на режимах, соответствующих режимам стендовых испытаний.

На рис. 5 приведено распределение остаточных напряжений в крышке цилиндра после стендовых испытаний дизеля. При этом расчет качественно показал, что максимальные остаточные напряжения возникают в перемычке между впускными клапанами, несмотря на более высокую температуру в перемычке между выпускными клапанами. Это подтверждается и экспериментальными данными.

Несмотря на повышенный уровень температур, наименьшие величины остаточных напряжений возникают в центральной области огневого днища. Это объясняется меньшей степенью стеснения термических деформаций в этом районе. Однако необходимо принимать во внимание, что повышенный уровень температур способствует ускорению реологических процессов неупругого последействия за счет интенсификации процессов структурного изменения материала, приводящих к его дополнительному разупрочнению. Поэтому при оценке долговечности конструкции центральную область днища следует относить к потенциально опасным зонам.

Сопоставление расчета с экспериментальными данными показало, что расчетные значения остаточных напряжений в наиболее напряженных элементах огневого днища лежат в области, ограниченной 90 %-ным доверительным интервалом. Таким образом, показана адекватность принятой математической модели.

Типовой эксплуатационный блок циклов нагружения формируется по результатам обработки статистических данных о сменяемости режимов работы двигателя в эксплуатации. Для тепловозного дизеля статистические характеристики блока определяются в результате схематизации случайного процесса изменения нагрузок на характерном участке пути, длиной 150−350 км. На указанном участке производят регистрацию нагрузочной диаграммы по позициям контроллера дизеля.

В качестве основного типа нагружения, соответствующего усредненному эксплуатационному циклу, принят трапецеидальный температурный цикл нагружения, изображенный на рис. 6.

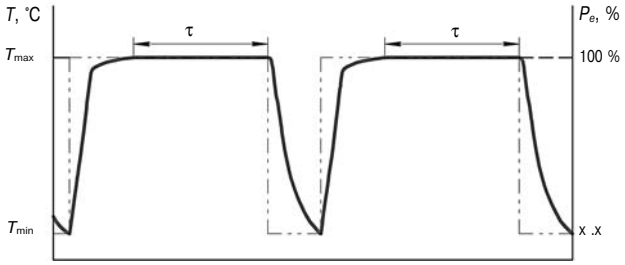


Рис. 6. Типовой цикл нагружения крышки цилиндра при работе двигателя

При этом минимальная температура на огневой поверхности крышки цилиндра соответствует холостому ходу дизеля, а максимальная — номинальной мощности. Стационарная часть — температурная выдержка в течение времени τ соответствует времени работы дизеля на режиме номинальной мощности (при максимальной температуре T_{max}) в усредненном эксплуатационном цикле.

По результатам обработки статистических данных о сменяемости режимов работы двигателя в эксплуатации формируется типовой эксплуатационный блок нагружения, эквивалентный по повреждающему воздействию на конструкцию эксплуатационному спектру нагрузок и определяется число полных циклов теплосмен, испытываемых крышкой цилиндров за весь заданный срок службы транспортной установки до капитального ремонта. Для дизеля грузового тепловоза

2ТЭ-116 такие данные получены на участке железной дороги длиной 300 км и приведены в работе [8].

Далее приводятся данные [9] по режимам работы дизеля 16ЧН26/26 (P_e = 2540 кВт) пассажирского тепловоза ТЭП-70 на одном из наиболее нагруженных участков пути протяженностью 155 км. Наблюдения проводились при прямом и обратном направлении движения тепловоза с типовым составом, управляемым одним и тем же машинистом.

Статистическая обработка экспериментальных данных осуществлялась методом полных циклов. При этом диаграммы прямого и обратного хода объединены в единый блок нагружения длиной $l_б$ = 310 км. Под блоком нагружения в данном случае понимается совокупность последовательных значений переменных нагрузок, возникающих в элементе конструкции за характерный период эксплуатации. Повреждаемость, вносимая в каждом полученном цикле, предполагается одинаковой, то есть реализуется линейная гипотеза накопления повреждений.

В результате получено, что типовой блок нагружения дизеля пассажирского локомотива, эквивалентный фактическому эксплуатационному спектру нагрузок по повреждающему воздействию на крышку цилиндра, имеет длину $l_б$ = = 310 км. Длительность блока нагружения 6,5 ч. Блок содержит четыре полных цикла. Время выдержки на режиме полной мощности в каждом цикле составляет τ = 0,7125 ч.

В соответствии с требованиями ОАО РЖД ресурс S современных тепловозных дизелей до капитального ремонта (КР) должен составлять не менее 1600 тыс. км пробега тепловоза. При указанном ресурсе будем иметь: λ = 5160 блоков нагрузок за ресурс. Количество полных теплосмен с максимальными амплитудами напряжений циклов теплосмен за весь период эксплуатации до КР будет составлять $N_р$ = 20 640 циклов. Суммарное время релаксации напряжений до КР составит ≈14 700 ч.

Сопоставление полученных результатов с данными о режимах эксплуатации грузовых локомотивов, обработанными по той же методике, указывает, что для пассажирских локомотивов характерна более интенсивная сменность режимов (~ на 15–20 %). При этом средние участковые и среднетехнические скорости у пассажирских локомотивов выше, но среднемесячная скорость меньше, чем у грузовых локомотивов, что говорит о большем коэффициенте загрузки последних. Иначе говоря, пассажирские локомотивы эксплуатируются более интенсивно, но менее часто, чем грузовые. Время работы на холостом ходу дизеля грузового локомотива выше в связи бо́льшей долей маневровых работ и бо́льшими простоями. Поэтому можно утверждать, что дизель грузового локомотива по количеству циклов менее нагружен, чем дизель той же мощности пассажирского локомотива.

Для судовых дизелей, работающих на винт (генератор или редуктор), режим работы существенно отличается от режима работы тепловозного дизеля. Сменность режимов судовых среднеоборотных дизелей в эксплуатации практически не изучена. Поэтому для приближенной оценки указанных параметров воспользуемся данными [10].

Для судовых дизелей вспомогательного назначения, а также для дизелей патрульных катеров, судов береговой охраны, таможенных и полицейских судов характерен режим с коэффициентом загрузки 50 %. Время работы этих дизелей на режиме полной мощности составляет 16 % от общего времени. Годовой ресурс равен ~1000–3000 ч.

Указанный режим наиболее характерен для дизелей, выпускаемых Коломенским заводом. Таким образом, число циклов тепловых смен судового среднеоборотного дизеля может быть значительно меньшим числа циклов тепловозного дизеля. В то же время судовой дизель более продолжительное время работает на режиме полной мощности.

Для судовых дизелей, выпускаемых Коломенским заводом, назначен ресурс до капитального ремонта 60 000 ч. Заданный ресурс соответствует ~25 000 ч работы дизеля на мощности ≥70 % от номинальной, что почти в 2 раза превосходит время работы на аналогичном режиме для тепловозного дизеля.

Данные по малоцикловой термической усталости материала ($N_{пр}<10^4$) при различных температурах и уровнях напряжений получены в условиях неизотермического цикла нагружения образцов на установке типа «Коффина». Известно, что при циклическом упруго-пластическом деформировании материалов петля гистерезиса диаграммы σ–ε может уменьшаться, увеличиваться, или оставаться неизменной с ростом числа полуциклов нагружения. В соответствии с этим материалы классифицируются как циклически упрочняющиеся, циклически разупрочняющиеся и циклически стабильные или стабилизирующиеся в процессе нагружения.

Выполненные испытания чугуна ВПЧ-НМ на термическую усталость в области с числом циклов до разрушения $10^2>N_{пр}<10^4$ показали, что амплитуда напряжений, являющаяся основной характеристикой цикла, с первых циклов остается практически постоянной, то есть материал является циклически стабильным или стабили-

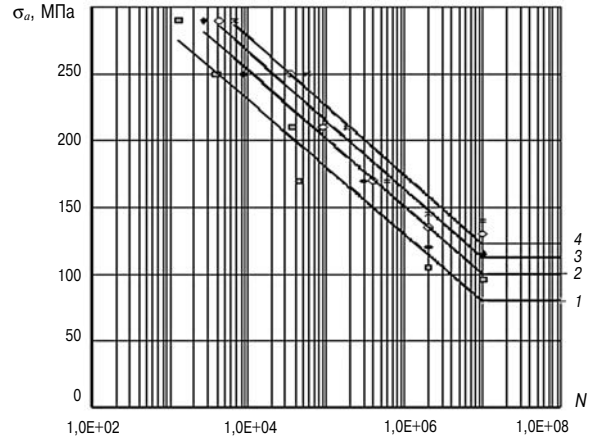


Рис. 7. Кривые термической усталости высокопрочного чугуна ВПЧ-НМ при фиксированных максимальных температурах цикла:
1 — T = 500 °С; *2* — T = 450 °С; *3* — T = 400 °С; *4* — T = 350 °С

зирующимся. Это подтверждается и экспериментальными данными, приведенными в [11].

Указанное свойство материала позволило значительно ускорить и упростить процесс построения кривых термической усталости. В частности, испытания в области $10^4 > N_{пр} < 10^6$ циклов проводились при термостатическом нагреве на стандартной установке для испытаний образцов на изгиб с вращением. Результаты испытаний, проведенных на ОАО «Коломенский завод» М.А. Сальниковым, представлены на рис. 7.

Обработка результатов испытаний осуществлялась методами регрессионного анализа. Точками на диаграмме представлены экспериментальные данные. Каждой точке соответствует среднее значение 3–5 испытаний.

Как уже отмечалось, при оценке релаксации напряжений использована гипотеза упрочнения, согласно которой при определенной температуре существует зависимость между деформациями ползучести, скоростью деформаций ползучести и напряжениями в виде функции ползучести

$$\Phi(\varepsilon_{ij}^c, \dot{\varepsilon}_{ij}^c, \sigma_{ij}) = 0.$$

В [12] показано, что хорошей аппроксимацией для участков установившейся ползучести является следующая зависимость:

$$\begin{aligned} &\dot{\bar{\varepsilon}}^c(\bar{\varepsilon}^c)^\alpha = A\exp\left(\bar{\sigma}/b\right) \text{ при } \left|\dot{\bar{\varepsilon}}^c(\bar{\varepsilon}^c)^\alpha\right| \le A \\ &\bar{\sigma} = 0 \qquad\qquad \text{при } \left|\dot{\bar{\varepsilon}}^c(\bar{\varepsilon}^c)^\alpha\right| > A, \end{aligned} \tag{31}$$

где $\bar{\varepsilon}^c$ — интенсивность деформаций; $\bar{\sigma}$ — интенсивность напряжений; α, b, A — коэффициенты, зависящие от температуры.

Крышки цилиндров среднеоборотных дизелей работают в области максимальных температур 300–450 °С. Для высокопрочного чугуна это соответствует гомологическим температурам в диапазоне 0,4–0,5. Учитывая подобие процессов ползучести для материалов с одинаковыми гомологическими температурами, коэффициент $\alpha = 2$ был определен на основе анализа данных по ползучести других материалов при аналогичном уровне гомологических температур.

Для определения коэффициентов b, A использовались экспериментальные данные по релаксационной стойкости высокопрочного чугуна при сжатии в диапазоне температур 350–500 °С, полученные на ОАО «Коломенский завод» И.И. Александровым. После обработки экспериментальных данных получено:

при T = 350 °С b = 20 МПа; A = 1,34e-21 $ч^{-1}$;
при T = 400 °С b = 25 МПа; A = 8,03e-19 $ч^{-1}$;
при T = 450 °С b = 30 МПа; A = 7,44e-15 $ч^{-1}$.

Полученные результаты хорошо согласуются с данными [12], согласно которым коэффициенты α, b не зависят или линейно зависят от температуры, а коэффициент A ~exp($-T^{-1}$).

Как показано в [7], дифференциальное уравнение (31) имеет аналитическое решение, если коэффициент α целое число. В данном случае $\alpha = 2$ и падение напряжений за период времени t описывается следующим законом релаксации:

$$t = \frac{b^3}{AE^3} e^{-\frac{\bar{\sigma}(0)}{b}} e^{\tilde{\sigma}}[(\tilde{\sigma}-1)^2 + (1-2e^{-\tilde{\sigma}})], \tag{32}$$

где $\bar{\sigma}(0) = E\bar{\varepsilon}(0)$; $\tilde{\sigma} = (\bar{\sigma}(0) - \bar{\sigma})b^{-1}$.

На рис. 8 представлено сопоставление теоретических кривых релаксации напряжений с данными эксперимента, представленными на рисунке точками. Сопоставление показывает хорошее соответствие теоретических и экспериментальных данных, особенно в области установившихся значений.

Выполненные исследования показали, что в качестве критериев прочности крышек цилиндров

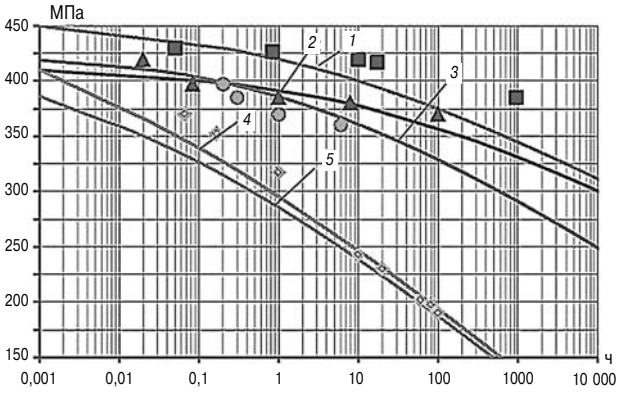


Рис. 8. Кривые термической усталости высокопрочного чугуна ВПЧ-НМ при фиксированных максимальных температурах цикла:
1 — T = 500 °С; *2* — T = 450 °С; *3* — T = 400 °С; *4* — T = 350 °С

необходимо рассматривать два предельных состояния [13].

Первое предельное состояние заключается в исчерпании несущей способности конструкции вследствие термической усталости. Второе предельное состояние заключается в возникновении знакопеременных пластических деформаций в полуциклах сжатия и растяжения.

В условиях относительно низких рабочих температур крышки (≤350 °С) более значимым является первый критерий, с ростом температур значимость второго критерия повышается. При высоком уровне температур в перемычках (~400 °С) вероятность разрушения лучше описывается вторым критерием.

При оценке долговечности крышек цилиндров дизеля 16ЧН26/26 по первому предельному состоянию будем рассматривать дизель тепловозного назначения. В этом случае количество теплосмен в эксплуатации значительно выше, чем у судового дизеля той же мощности.

Для решения поставленной задачи использована приближенная модель наиболее нагруженного элемента конструкции — перемычки между клапанами. Модель показана на рис. 9 и представляет собой балку переменного сечения, нагруженную заданным температурным полем в направлении продольной оси и температурным перепадом по высоте. Влияние отделенной части конструкции учитывается с помощью упругих элементов (пружин), жесткость которых в направлении имеющихся степеней свободы определяется коэффициентом стеснения термических деформаций перемычки [14].

Коэффициент стеснения деформаций равен:

$$k = 1 - \delta l/\delta l_0, \qquad (33)$$

где δl — фактическое перемещение конструкции в месте условного разреза; δl_0 — свободное перемещение отделенной перемычки в том же месте.

Коэффициенты k для различных типов конструкции различны и меняются от 0 для свободно расширяющегося элемента до 1 при абсолютно жесткой заделке. Для их определения использовались результаты расчета крышки МКЭ в трехмерной постановке. В результате для перемычки между впускными клапанами крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26 получено: $k_1 = 0{,}72$ (при растяжении, сжатии) и $k_2 = 0{,}97$ (при изгибе).

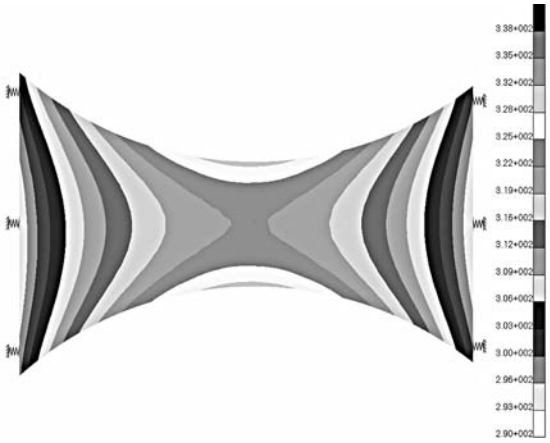


Рис. 9. Приближенная расчетная модель перемычки между клапанами

Температурная деформация балки при расширении в продольном направлении ε_{1t} и температурная деформация наружного волокна балки при изгибе ε_{1t} определялась интегрированием уравнения (30), при этом учитывалась зависимость коэффициента линейного расширения материала от температуры.

На основе принципа суперпозиции полная деформация равна:

$$\varepsilon = \varepsilon_{1t} + \varepsilon_{2t} + \varepsilon_0,$$

где ε_0 — силовая деформация от действующих напряжений.

Для балки с коэффициентами жесткости при растяжении и при изгибе

$$\varepsilon_0 = -k_1\varepsilon_{1t} - k_2\varepsilon_{2t}. \qquad (34)$$

В результате:

$$\varepsilon_0 = -0{,}72 \cdot 0{,}00273 - 0{,}97 \cdot 0{,}00101 = -0{,}00314 = -0{,}314\ \%.$$

Первая половина цикла нагружения осуществляется по представленной на рис. 3 кривой деформирования $\sigma-\varepsilon$ материала. Напряжение $\sigma^{-}_{0{,}02} = -316$ МПа ($\varepsilon^e = -0{,}185$ %; $\varepsilon^e = -0{,}02$ %) соответствует пределу упругости. Далее материал работает в области неупругого деформирования и при $\varepsilon_0 = -0{,}314$ % $\sigma_{max} = -362$ МПа.

Для типового блока нагружения тепловозного дизеля после достижения максимальной температуры цикла происходит выдержка при постоянной деформации, то есть релаксация напряжений в течение времени $\tau = 0{,}7125$ ч. По формуле (32) максимальные напряжения снижаются с $\sigma_{max} = -362$ МПа до $\sigma_{max} = -353$ МПа. После полной разгрузки в перемычке возникают растягивающие остаточные напряжения $\sigma_{ост} = 129$ МПа.

Во втором цикле линия нагружения совпадает с линией разгрузки предшествующего цикла. Таким образом, уже после первого цикла перемычка начинает работать в квазиупругой области, когда линии нагружения и разгрузки совпадают и параллельны начальному участку линейного деформирования, а петля гистерезиса отсутствует. Это означает, что после первоначального упрочнения материала наступает приспособляемость. Термические циклы осуществляются с постоянной амплитудой $\sigma_a = 1/2|\varepsilon_0 E| = 241$ МПа.

Долговечность крышки цилиндров согласно данным, представленным на рис. 7, при указанном уровне переменных напряжений и максимальной

температуре перемычки t =350 °С составит $N_{пр}$ = 72 000 циклов. Учитывая, что ресурс крышки тепловозного дизеля до капитального ремонта должен составлять $N_р$ = 20 600 циклов, получим запас по долговечности n = 3,5. В связи с логарифмической зависимостью между предельным числом циклов до разрушения и амплитудой действующих напряжений, допустимым уровнем запасов по долговечности следует считать n = = 3−5.

При оценке долговечности крышек цилиндров по второму предельному состоянию необходимо найти максимальное время релаксации, при котором остаточные напряжения в конструкции достигают предела упругости материала при растяжении.

В первом полуцикле нагружения максимальные температурные напряжения в перемычке между клапанами составили $\sigma_{max}(0) = -362$ МПа. Предел упругости высокопрочного чугуна при сжатии в условиях нагрева до 300−350 °С составляет $\sigma^{-}_{0,02} = -318$ МПа. В результате неупругого деформирования в полуцикле сжатия материал упрочняется и его предел упругости становится равным $(\sigma^{-}_{0,02})_1 = -362$ МПа. Согласно кинематическому закону упрочнения, учитывающему эффект Баушингера, при последующем растяжении материал разупрочняется ровно настолько, насколько он упрочнился при сжатии. При температуре 20 °С для высокопрочного чугуна $\sigma_{+0,02} =$ = 360 МПа. В результате предел упругости чугуна при растяжении уменьшается до $(\sigma_{+0,02})_1 = 316$ МПа.

Предельное состояние наступает, когда $\sigma_{ост} =$ $= (\sigma_{+0,02})_1 = 316$ МПа. При достижении предельного состояния максимальные сжимающие напряжения в конструкции вследствие релаксации во времени должны снизиться до величины $\sigma_{max} = (\sigma_{+0,02})_1 -$ $- 2\sigma_a = -166$ МПа. Снижение напряжений в перемычке до указанной величины произойдет за ~2 000 000 ч, что значительно превосходит время заданного ресурса дизеля.

Таким образом, оценка долговечности крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26 по различным критериям показывает, что конструкция является работоспособной при использовании на дизелях как тепловозного, так и судового назначения.

Выводы

Разработан комплексный расчетно-экспериментальный метод для оценки долговечности крышек цилиндров транспортных дизелей. Оценку прочности конструкции в условиях теплосмен на двигателе предложено осуществлять с помощью иерархической системы математических моделей разного уровня адекватности, построенных на единых принципах анализа упругих, пластических и термических деформаций, а также деформаций неупругого последействия (релаксации напряжений и ползучести). Сочетание моделей на различных этапах постановки и решения задачи позволяет более рационально и эффективно использовать машинные и человеческие ресурсы и прорабатывать большее количество конструктивных решений за более короткие сроки, что особенно актуально в современном дизелестроении.

Литература

1. *G. Woshni I.* Flegen Auswertung gemessener Temperaturfelder zur Bestimmung ortlicher Warmeubergangskoeffizienten am Kolben eines schnellaufenden Dieselmotors // MTZ. — 1979. — 4 : T. 40. — P. 153−158.

2. *W. Seal D.* Tailor Spatial Variation of Heat Transfer to Pistons and Lines of Some Medium Speed Diesel Engines // Proceedings Institution of Mechanical Engineers. — London, 1972. — London. — Vol. 185, Part 1. — P. 203−218.

3. *Кутателадзе С.С.* Основы теории теплообмена. — М. : Атомиздат, 1979. — 416 с.

4. *Ивин В.И. Грехов Л.В.* Теплообмен в выпускном канале ДВС при закрытом клапане // Двигателестроение. — 1985. — № 9. — С. 22−26.

5. *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности. — М. : Мир, 1987. — С. 542.

6. Хилл Р. Математическая теория пластичности. — М. : ГИТТЛ, 1856.

7. *Малинин Н. Н.* Прикладная теория пластичности и ползучести. — М. : Машиностроение, 1968. — 400 с.

8. *Салтыков М.А., Сальников М.А.* Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных нагрузках для прогноза ресурса деталей цилиндропоршневой группы двигателей транспортного назначения // Двигателестроение. — 1983. — № 6. — С. 35−38.

9. *Раенко М.И., Рыжов В.А., Мягков С.П.* Определение спектра эксплуатационных нагрузок для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей // Двигателестроение. — 2010. — № 1. — С. 9−12.

10. *Конкс Г.А. Лашко В.А.* Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. — М. : Машиностроение, 2005. — 512 с.

11. *Гусенков А.П. Котов П.И.* Длительная и неизотермическая малоцикловая прочность элементов конструкций. — М. : Машиностроение, 1988. — 264 с.

12. *Работнов Ю.Н.* Сопротивление материалов. — М. : Физматгиз, 1962. — 456 с.

13. *Раенко М.И., Рыжов В.А., Мягков С.П.* Оценка долговечности крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей // Двигателестроение. — 2010. — № 2. — С. 3−6.

14. *Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мягков С.П.* Особенности математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля // Двигателестроение. — 2006. — № 4. — С. 8−11.

УДК 621.43:51.001

ДВУХБЛОЧНЫЙ РОТОРНО-ПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

А.А. Обозов, д.т.н., проф.
Брянский государственный технический университет
М.А. Старокожев, асп.
Брянская государственная инженерно-технологическая академия

Приводится описание конструкции и принцип действия двухблочного четырехкамерного роторно-поршневого двигателя. Для расчета рабочих параметров и исследования внутрицилиндровых процессов двигателя разработана его математическая модель. Показаны преимущества предлагаемой конструкции в сравнении с известным двигателем Ванкеля.

Конструкция и принцип работы

Конструкция двухблочного четырехкамерного роторно-поршневого двигателя (РПД) была предложена д-ром.физ.-мат. наук, проф. О.Г. Тайцем [1]. Двигатель состоит из следующих основных элементов (рис. 1): двух блоков (всасывания-сжатия и сгорания-выпуска), двух подпружиненных двухсекционных раздвижных роторов и вала. На валу с использованием шпоночного соединения установлены направляющие элементы, по полкам которых могут скользить обе секции ротора. Центр вала смещен относительно центров блоков на величину эксцентриситета. При вращении роторов в блоках образуются четыре камеры: всасывания, сжатия — в блоке всасывания; сгорания (рабочего хода), выпуска — в блоке сгорания.

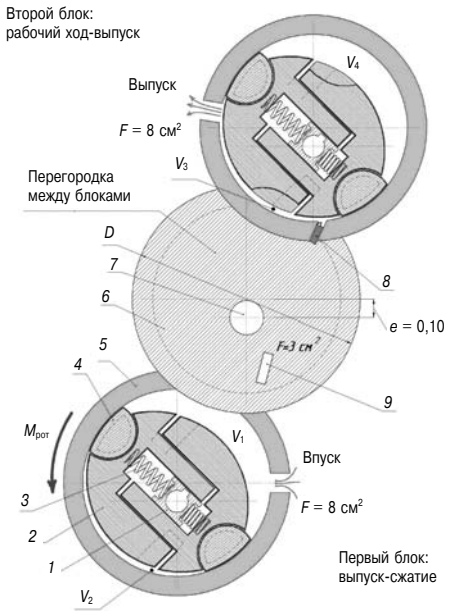


Рис. 1. Основные конструктивные элементы двухблочного четырехкамерного РПД:
1 — направляющий элемент; *2* — секции ротора; *3* — пружина ; *4* — уплотнительный элемент (башмак); *5* — статор; *6* — межблочная перегородка; *7* — отверстие выхода вала; *8* — свеча зажигания; *9* — перепускное отверстие; V_i — образующиеся объемы камер

Дозированная подача топлива (бензин) в двигатель осуществляется впрыскиванием его через форсунку в камеру всасывания или же во впускной трубопровод, подводящий воздух к камере всасывания.

Количество поступающего в двигатель воздуха регулируется дроссельной заслонкой, установленной во впускном трубопроводе. Управление фазами газораспределения осуществляется непосредственно роторами при их вращении, которые открывают и закрывают впускное и выпускное отверстия, расположенные по окружности статоров. Между блоками установлена перегородка с отверстием, служащим для перепуска сжатой рабочей смеси из камеры сжатия (блок всасывания) в камеру сгорания (блок сгорания).

Принцип действия двигателя (рис. 2) состоит в следующем. Свежая рабочая смесь, поступившая в блок всасывания-сжатия, сжимается ротором, совершающим плоскопараллельное движение. При

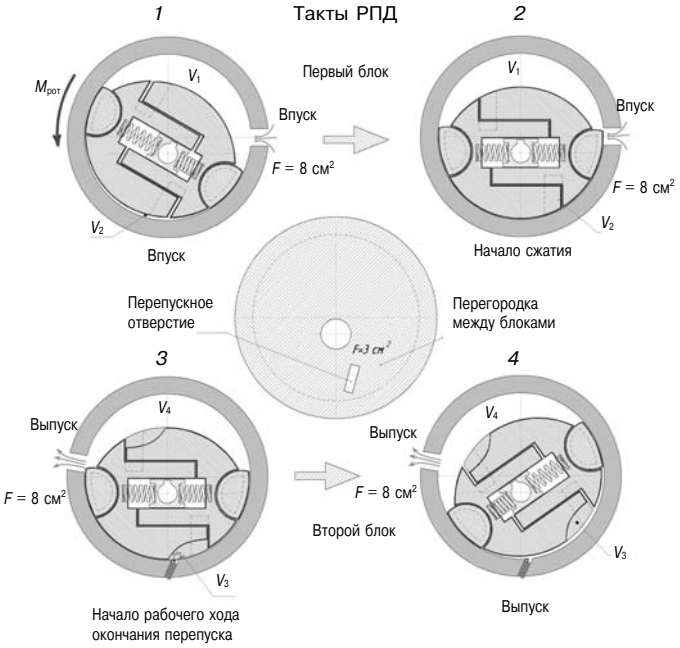


Рис. 2. Схема действия двухблочного четырехкамерного РПД

повороте роторов в положение φ = −30 (330) град ПВ (30 град ПВ, не доходя до их горизонтального положения) начинается перепуск рабочей смеси (горизонтальному положению роторов соответствует минимальный объем камер при углах поворота вала φ = 0 или 360 град ПВ). Сжатая рабочая смесь через отверстие в межблочной перегородке перепускается из камеры сжатия (блока всасывания) в камеру сгорания (блока сгорания). После окончания перепуска (при φ = 0 (360) град ПВ) происходит воспламенение рабочей смеси от искры и дальнейшее расширение рабочего тела (совершается рабочий ход). Расширение рабочего тела (РТ) происходит до определенного положения ротора (φ = 180 (540) град ПВ), при котором объем камеры сгорания становится максимальным. Далее в статоре открывается выпускное отверстие, и происходит процесс сначала свободного выпуска отработавших газов, а затем принудительного выпуска за счет вытеснения газов ротором. В течение одного оборота вала в блоках двигателя совершаются 2 полных рабочих цикла (циклы включают процессы всасывания, сжатия, перепуска, сгорания (рабочего хода) и выпуска).

Основные геометрические размеры РПД:

➢ внутренний диаметр камер (статора) $D \approx$ ≈ 20 см;

➢ ширина камер $H \approx 10$ см;

➢ эксцентриситет положения вала двигателя $e = 0{,}1D = 2$ см;

➢ площади проходных сечений отверстий впуска $F_{вп} = 8$ см^2, выпуска $F_{вып} = 8$ см^2 и перепуска $F_{пер} = 3$ см^2;

➢ максимальный (минимальный) объем камеры всасывания $V_{вс\,max} = 706$ см^3 ($V_{вс\,min} = 5{,}0$ см^3);

➢ максимальный (минимальный) объем камеры сгорания $V_{сг\,max} = 773$ см^3 ($V_{сг\,min} = 72{,}5$ см^3).

График изменения объемов камер блоков всасывания и сгорания в зависимости от угла ПВ приведен на рис. 3.

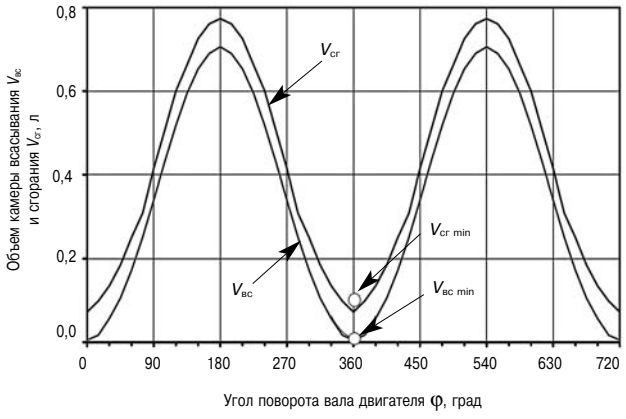


Рис. 3. Изменение объема камер в блоках всасывания и сгорания в зависимости от угла ПВ



Рис. 4. Изменение площадей отверстий впуска, перепуска и выпуска в зависимости от угла ПВ

Минимальные объемы камер всасывания ($V_{вс\,min}$) и сгорания ($V_{сг\,min}$) обеспечиваются конструктивно за счет механической дообработки роторов. Конфигурация данных камер сформирована так, чтобы обеспечить оптимальный процесс перепуска рабочей смеси из камеры сжатия в камеру сгорания.

На рис. 4 показано изменение проходных сечений отверстий впуска, перепуска и выпуска по углу поворота вала двигателя.

В роторах выполнены дополнительные полости, которые при работе двигателя в определенный момент сообщаются друг с другом. При сообщении этих полостей (с помощью отверстия, выполненного в межблочной перегородке) происходит перетекание рабочей смеси из камеры сжатия (блок всасывания) в камеру сгорания (блок сгорания). Конструкция выполнена таким образом, что минимальный объем камеры сжатия значительно меньше минимального объема камеры сгорания (см. рис. 3), то есть $V_{вс\,min} << V_{сг\,min}$. К моменту начала перепуска (при φ = −30/330/град ПВ) давление в камере сжатия приблизительно равно 30 бар, в то время как давление в камере сгорания равно давлению окружающей среды (незначительно превышает уровень в 1 бар). В связи с этим при открытии перепускного отверстия начинается интенсивный процесс перетекания смеси из камеры сжатия в камеру сгорания. В результате перепуска давление в камерах выравнивается, однако течение смеси из камеры сжатия в камеру сгорания продолжается за счет эффекта вытеснения. На данной стадии процесс перепуска сопровождается дополнительным сжатием смеси (продолжает уменьшаться суммарный объем камер). Процесс перепуска завершается, когда объемы камер минимальны (при φ = 0/360 град ПВ). Длительность фазы перепуска составляет 30 град ПВ. Подача искры в камеру сгорания (при φ = 0/360/град ПВ) приводит к воспламенению смеси, повышению давления в камере и совершению полезной индикаторной работы. Заключительным тактом работы двигателя является такт выпуска отработавших газов.

Следует отметить, что после завершения процесса перепуска в камере сжатия остается под давлением некоторое количество смеси, которое, если сразу же открыть впускное отверстие, поступит во впускной трубопровод. Произойдет эффект «обратного заброса». Чтобы этого не происходило, открытие впускного отверстия осуществляется с запаздыванием (при φ = 60/420/град ПВ). За счет расширения рабочей смеси в камере сжатия (перед началом всасывания) удается получить дополнительную положительную индикаторную работу на данной фазе цикла.

Результаты математического моделирования рабочего процесса

Математическая модель двухблочного РПД строится на основе законов сохранения энергии и массы открытой термодинамической системы, и характеристического уравнения состояния рабочего тела Клапейрона–Менделеева [2]. Закон сохранения энергии для рассматриваемой прикладной задачи представлен в виде системы дифференциальных уравнений

$$\frac{\mathrm{d}U_{\text{вс}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}Q_{w\ \text{вс}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}L_{\text{вс}}}{\mathrm{d}\varphi} + i_0 \frac{\mathrm{d}G_{\text{вс}}}{\mathrm{d}\varphi} + i_{вс} \frac{\mathrm{d}G_{\text{пер}}}{\mathrm{d}\varphi}; \quad (1)$$

$$\frac{\mathrm{d}U_{\text{сг}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{d}Q_{\text{сг топл}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}Q_{w\ \text{сг}}}{\mathrm{d}\varphi} + \frac{\mathrm{d}L_{\text{сг}}}{\mathrm{d}\varphi} + i_{\text{вс}} \frac{\mathrm{d}G_{\text{пер}}}{\mathrm{d}\varphi} + i_{\text{сг}} \frac{\mathrm{d}G_{\text{вып}}}{\mathrm{d}\varphi}, \quad (2)$$

где $U_{\text{вс}}$, $U_{\text{сг}}$ — энергия рабочего тела в камерах блоков всасывания и сгорания; $Q_{w\,\text{вс}}$, $Q_{w\,\text{сг}}$ — тепло, отводимое в стенки камер блоков всасывания и сгорания; $Q_{\text{сг топл}}$ — тепло, выделяющиеся при сгорании топлива (в блоке сгорания); $L_{\text{вс}}$, $L_{\text{сг}}$ — механическая работа, совершаемая рабочим телом в блоках всасывания и сгорания; i_0, $i_{\text{вс}}$, $i_{\text{сг}}$ — энтальпии воздуха (смеси) на впуске в камеру всасывания, в камере всасывания при перепуске и энтальпия продуктов сгорания в камере выпуска в процессе выпуска; $G_{\text{вс}}$, $G_{\text{сг}}$ — масса рабочего тела в камерах блоков всасывания и сгорания:

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

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

Относительная скорость тепловыделения задается в виде полуэмпирической функции И. И. Вибе [3]

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

с коэффициентами, заданными для номинального режима работы двигателя $m = 2$, $\varphi_z = 65$ град ПВ, $\theta = 350$ град ПВ и $c = -6{,}908$. Принятые величины коэффициентов описывают закон тепловыделения, свойственный выгоранию бензинов (продолжительность выгорания 95 % цикловой подачи топлива при $n_{\text{дв}} = 4000$ об/мин при заданных коэффициентах составляет 3–5 мс).

График относительной скорости тепловыделения в результате выгорания бензо-воздушной смеси представлен на рис. 5.

Скорости течения и расход рабочего тела через каналы (всасывания, перепуска, выпуска) определялись из известных из теории газовой динамики зависимостей.

Энергообмен в элементах РПД, сопутствующий массообмену, определялся как произведение энтальпии рабочего тела на его поток.

Энергообмен в виде механической работы (с учетом знака, в зависимости от знака $\mathrm{d}V/\mathrm{d}\varphi$) определялся из соотношения $\mathrm{d}L/\mathrm{d}\varphi = p(\mathrm{d}V/\mathrm{d}\varphi)$.

В основу описания процесса теплообмена со стенками камер положено уравнение Ньютона–Рихмана

$$\frac{\mathrm{d}Q_w}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{1}{6n_{\text{дв}}} \alpha_w (T_{\text{стенки}} - T_{\text{раб. тела}}) F_{\text{контакта}},$$

где α_w — коэффициент теплоотдачи (принят в соответствии с формулой, предложенной Эйхельбергом [3], равным $\alpha_w = 2{,}1\sqrt{pT}\sqrt[3]{C_m} \cdot 1{,}164$; умножение на коэффициент 1,164 переводит размерность ккал/(м²·ч·°С) в размерность Вт/(м²·К)).

Текущая температура рабочего тела для камер блока всасывания и блока сгорания определяется с использованием результатов интегрирования уравнений (1) и (2) на основе термодинамических функций вида $T = f(u)$, где u — удельная внутренняя энергия рабочего тела, находящегося в камерах ($u = U/G$).Текущее давление в камерах определяется из уравнения состояния Клапейрона–Менделеева. Интегрирование системы уравнений (1) и (2) выполнялось с помощью метода

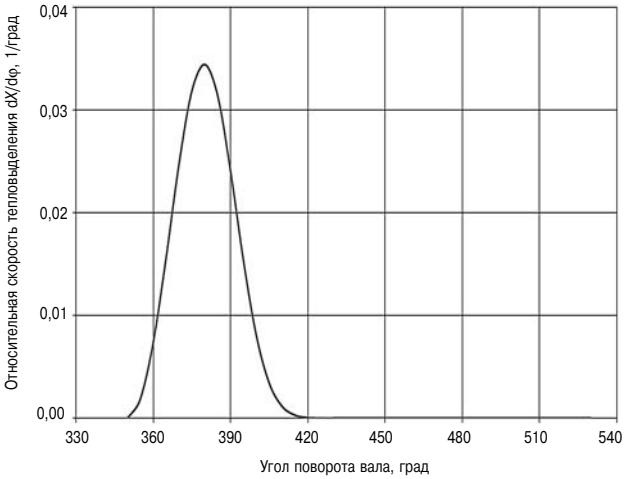


Рис. 5. Относительная скорость тепловыделения в функции от угла поворота вала

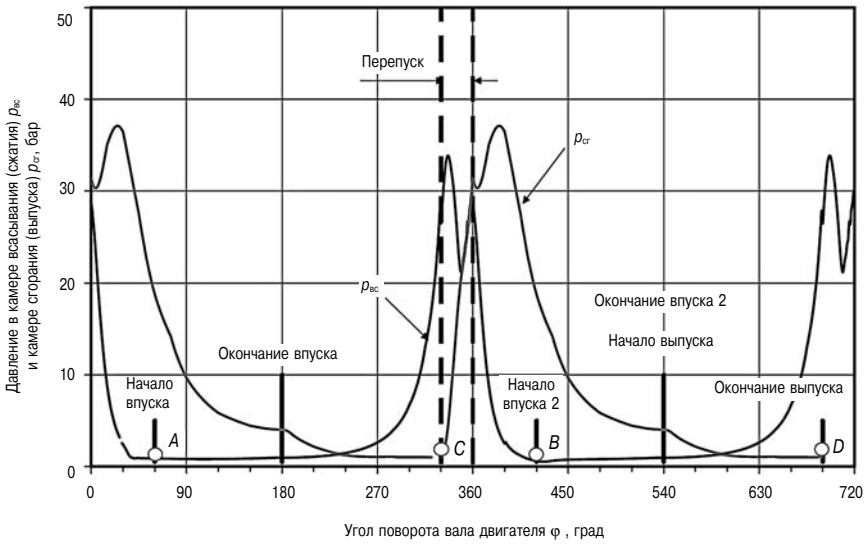


Рис. 6. Изменение давления рабочего тела в камерах РПД

конечных разностей с прогнозированием значений параметров в центре интегрируемого участка (применялся улучшенный метод Эйлера). Интервал дискретизации процесса был выбран 1 град ПВ. Интегрирование уравнений, а также все необходимые расчетные операции выполнялись в среде программирования «Excel-2003» (ОС «Windows»).

Ниже приводятся результаты численного моделирования рабочего процесса двухблочного РПД. На рис. 6 приведены графики изменения давления в камерах двигателя в функции от угла поворота вала двигателя, полученные при моделировании номинального режима работы двигателя.

Из рис. 6 видно, что элементарный цикл, протекающий в блоке всасывания (заключен между точками *A* и *B*) включает в себя четыре процесса: впуск (от *A* до 180 град ПВ), сжатие (от 180 град ПВ до *C*), перепуск (от *C* до 360 град ПВ) и последующее расширение (от 360 град ПВ до *B*). Элементарный цикл блока сгорания (заключен между точками *C* и *D*) включает в себя три процесса: перепуск (от *C* до 360 град ПВ), сгорание–расширение (от 360 град ПВ до 540 град ПВ), свободный и принудительный выпуск (от 540 град ПВ до *D*). Элементарные циклы в обоих

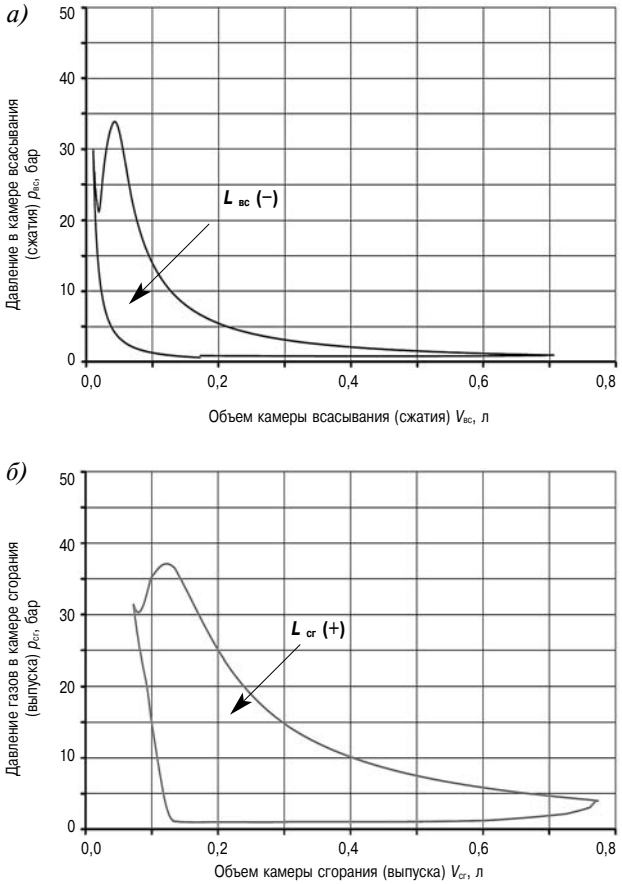


Рис. 7. Индикаторные процессы блоков всасывания (*а*) и сгорания (*б*)

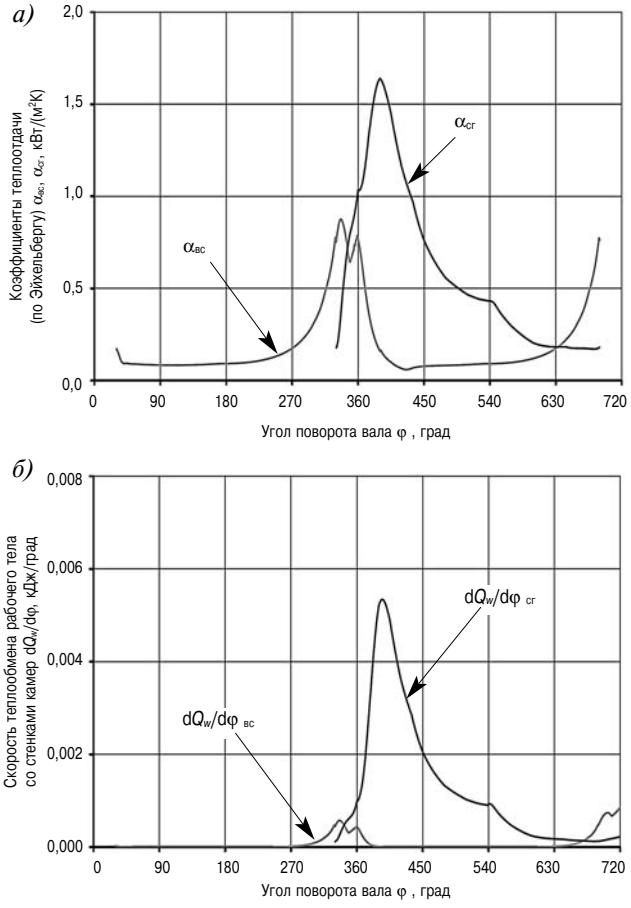


Рис. 8. Изменение коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{вс}$ и $\alpha_{сг}$ (*а*) и скоростей теплообмена в камерах двигателя $dQ_w/d\varphi_{вс}$ и $dQ_w/d\varphi_{сг}$ (*б*) в зависимости от угла ПВ

Параметры рабочего процесса двигателя, полученные в результате математического моделирования

Наименование параметра	Значение параметра
Частота вращения вала двигателя $n_{дв}$	4000 об/мин
Блок всасывания	
Индикаторная работа, совершаемая рабочим телом (РТ) $L_{i\,вс}$	−0,3178 кДж
Коэффициент наполнения камеры всасывания η_v	0,902
Масса свежего заряда в конце процесса всасывания $G_{вс}$	0,745 г
Масса остаточного заряда в камере сжатия после завершения процесса перепуска, $G_{вс\,ост}$	0,149 г
Тепло, отведенное от РТ в стенки блока всасывания $Q_{w\,вс}$	0,0246 кДж (1,44 %)
Максимальная температура РТ в камере сжатия $T_{max\,вс}$	817 K
Максимальное давление РТ в камере сжатия $p_{max\,вс}$	33,8 бар
Блок сгорания	
Индикаторная работа, совершаемая РТ $L_{i\,сг}$	0,8178 кДж
Масса остаточных газов в камере сгорания в начале перепуска $G_{сг\,ост}$	0,0494 г
Количество свежего заряда, поступившего в камеру сгорания в процессе перепуска $G_{пер}$	0,5946 г
Цикловая подача топлива $q_{т\,цикл}$	0,0388 г
Коэффициент избытка воздуха при сгорании $\alpha_{сг}$	1,05
Тепло, соответствующее цикловой подаче топлива $Q_{т\,цикл}$	1,706 кДж (100 %)
Тепло, отведенное от РТ в стенки блока сгорания $Q_{w\,сг}$	0,484 кДж (28,4 %)
Максимальная температура РТ в камере сгорания $T_{max\,сг}$	2777 K
Максимальное давление РТ в камере сгорания $p_{max\,сг}$	37,1 бар
Интегральные характеристики двигателя	
Суммарная индикаторная работа элементарного цикла $L_{i\,сум}$	0,500 кДж (29,3 %)
Удельный инд. расход топлива (привед. к $Q^{и}_{т}$ = 43 930 кДж/кг) g_i	279,6 г/(кВт·ч)
Суммарная потеря энергии в результате массообмена с окружающей средой $U_{пот}$	0,705 кДж (41,3 %)
Механический КПД двигателя	0,9
Эффективная работа элементарного цикла L_e	0,450 кДж (26,4 %)
Эффективная мощность элементарного цикла $P_{e\,ц}$	15,00 кВт
Эффективная мощность двигателя, снимаемая с двух блоков (от процессов, протекающих одновременно в 4-х камерах) P_e	60 кВт
Удельный эффективный расход топлива (привед. к $Q^{и}_{т}$ = 43 930 кДж/кг) g_e	310,6 г/(кВт·ч)

Примечание. В процентах указана доля энергии, отнесенная к теплоте, заключенной в цикловой подаче топлива

блоках совершаются в течение 360 град ПВ. На рис. 7 приведены индикаторные процессы $p = f(V)$, происходящие в блоках двигателя.

Индикаторная работа элементарного цикла блока всасывания ($L_{i\,вс}$) отрицательна, блока сгорания ($L_{i\,сг}$) — положительна. Индикаторная работа, получаемая от от элементарных циклов, происходящих в двух блоках, составляет сумму $L_{i\,сум} = L_{i\,сг} + L_{i\,вс}$.

Процесс теплообмена, происходящий в камерах двигателя, характеризуют графики, приведенные на рис. 8.

В таблице приведены параметры рабочего процесса двигателя, полученные в результате математического моделирования.

Выполненный сравнительный анализ показывает, что двухблочный РПД несколько уступает по экономичности двигателям традиционной конструкции, однако по массогабаритным показателям он значительно превосходит их, что является бесспорным его преимуществом. Сравнение двухблочного четырехкамерного РПД и одноблочного РПД конструкции Ванкеля показывает, что характеристики их приблизительно идентичны. Одним из достоинств исследуемого двигателя является форма его камер (профиль камер исследуемого РПД имеет форму окружности; профиль камеры РПД Ванкеля выполнен по сложной кривой — эпитрохойде). Описываемому в статье двигателю присущи «мягкая» работа, вследствие низких уровней давлений и скоростей нарастания давлений в камерах, а также хорошая динамическая уравновешенность (при работе двигателя центр тяжести роторов незначительно смещается относительно оси вала).

Литература

1. Пат. Роторный двигатель внутреннего сгорания. № 2405950. 04.02.09 (Тайц О.Г., Старокожев М.А.).

2. *Гончар Б.М.* Численное моделирование рабочего процесса по методу ЦНИДИ. Дизели: справочник под ред. В.А. Ваншейдта [и др.]. — Л. : Машиностроение. — 1977. — с. 87−96.

3. *Вибе И.И.* Новое о рабочем цикле двигателя. — М. : Свердловск: — Машгиз. — 1962. — 272 с.

4. Моделирование процессов в судовых поршневых двигателях и машинах/ В.В. Лаханин, О.Н. Лебедев, В.С. Семенов, К.Е. Чуешко. — Л. : Судостроение. — 1967. — 271 с.

УДК 502.3:504.5:621.43.068:629.3

ГАЗОВЫЙ АККУМУЛЯТОР В СИСТЕМЕ ПОДАЧИ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А.Л. Пенкин, ст. преподаватель СПбГАСУ

Представлены результаты исследований по улучшению экономических и экологических показателей автомобильного газодизеля за счет применения газового аккумулятора в системе подачи газовоздушной смеси в цилиндры. Разработана математическая модель для определения теоретических зависимостей влияния основных факторов на однородность газовоздушной смеси. Приведены результаты сравнительных испытаний газодизеля КамАЗ-7409 в стандартной комплектации и с системой питания, оборудованной газовым аккумулятором. Показано влияние объема газового аккумулятора на экономические и экологические показатели газодизеля.

Преимущества использования в качестве альтернативного моторного топлива природного газа определяется многими факторами. Наличие его запасов в природе, низкая отпускная цена по сравнению с бензином и дизельным топливом, безопасность эксплуатации — все это позволяет считать природный газ наиболее перспективным альтернативным топливом. Отработавшие газы (ОГ) при сгорании природного газа в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания (ДВС) имеют меньшую токсичность и дымность.

Природный газ применяют как в двигателях с искровым зажиганием, так и в газодизелях с воспламенением газовоздушной смеси запальной дозой дизельного топлива. Наиболее сложной научно-технической задачей является создание автотракторного газодизеля с сохранением возможности работы в режиме дизеля. Поэтому экспериментальная часть данной работы проведена на газодизеле КамАЗ-7409.

Основная цель проведенных исследований состоит в улучшении работы системы питания газового двигателя за счет повышения точности дозирования газа, более равномерном его смешивании с воздухом при распределении смеси по цилиндрам.

Анализ результатов исследований, выполненных в последнее десятилетие, показал, что равномерность состава рабочей смеси существенно влияет на организацию рабочего процесса газового двигателя. Сформулированы некоторые общие требования к впускной системе, одним из которых является то, что система, дозирующая природный газ, должна работать при неизменном рабочем давлении. Выполнение этого требования позволит обеспечить подачу в цилиндры ДВС одинаковой по составу и количеству газовоздушной смеси, улучшить топливную экономичность и сократить образование вредных веществ.

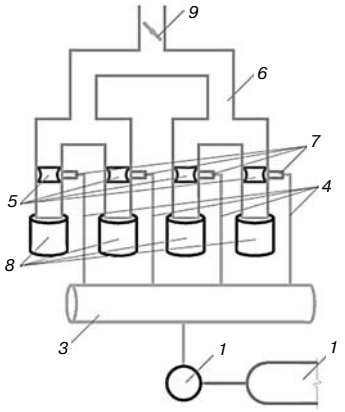


Рис. 1. Схема системы подачи газовоздушной смеси в газодизель:
1 — газовый баллон; *2* — газовый редуктор; *3* — газовый аккумулятор; *4* — трубопроводы; *5* — газовоздушные смесители; *6* — впускной воздушный коллектор; *7* — электромагнитные управляемые газовые форсунки; *8* — цилиндры двигателя; *9* — дроссельная заслонка

На автомобильных газовых ДВС чаще применяются системы распределенного впрыска природного газа через дозирующие форсунки, установленные во впускном трубопроводе. Точность подачи природного газа зависит как от конструкции форсунок, так и от стабильности поддержания заданного давления перед ними. При открытии газовой форсунки в газовой системе возникают пульсации давления, амплитуда которых достигает ±(10–15 %) от среднего рабочего уровня [1].

Для стабилизации рабочего давления природного газа, создаваемого газовым редуктором перед форсунками, была предложена система питания (рис. 1) с газовым аккумулятором, установленным между газовым редуктором низкого давления и газовыми форсунками [2].

Сжатый природный газ из баллона *1* поступает по трубопроводу высокого давления в газовый редуктор *2*, и далее в газовый аккумулятор *3*, где находится неснижаемый запас газа с необходимым рабочим давлением перед форсункой. Запас газа

в аккумуляторе позволяет компенсировать колебания давления между газовым редуктором и форсунками на различных режимах работы двигателя. Из аккумулятора газ по линиям подвода *4* поступает к электромагнитным форсункам *7*. Порции газа из электромагнитных форсунок подаются через смесители *5* в воздух, поступающий по впускному воздушному коллектору *6*. Управление работой двигателя производится изменением положения дроссельной заслонки *9*.

Разработана методика расчета газового аккумулятора (ГА).

Необходимый объем газового аккумулятора $V_А$, м^3, рассчитывается по формуле

$$_А = \frac{V_0 \cdot \rho_0}{\rho_А}, \quad (1)$$

где $\rho_А$ — плотность природного газа (ПГ) в ГА при рабочем давлении форсунки, кг/м^3; ρ_0 — плотность ПГ при поступлении в цилиндры двигателя, кг/м^3.

Плотности ρ_i ($\rho_А$ и ρ_0) газа при рабочих условиях, кг/м^3:

$$\rho_i = \frac{\rho_с \cdot p_i \cdot T_с}{p_с \cdot T_i \cdot K_{Сi}}, \quad (2)$$

где p_i — давление газа для рабочих условий (в нашем случае для условий $\rho_А$ и ρ_0), МПа; T_i — температура газа для рабочих условий, К; $\rho_с$ — плотность газа при стандартных условиях, кг/м^3; $T_с$ — температура окружающей среды при стандартных условиях, К; $p_с$ — давление окружающей среды при стандартных условиях, МПа; $K_{Сi}$ — коэффициент сжимаемости для рабочих условий, который определяется по ГОСТ 31369–2008. Значения параметров $p_с$ и $T_с$ при стандартных условиях определяет ГОСТ 2939–63.

Объем ПГ V_0, необходимый для запаса в ГА, при плотности ρ_0, м^3:

$$V_0 = K_З \cdot V_{ЦГ} \cdot n, \quad (3)$$

где $V_{ЦГ}$ — максимальная цикловая подача ПГ в цилиндр двигателя, м^3/цикл; n — количество цилиндров двигателя; $K_З$ — коэффициент запаса газа в аккумуляторе ($K_З$ = 2...10). Коэффициент запаса газа показывает, во сколько раз больше газа по сравнению с его максимальным расходом за цикл запасено в ГА.

Подставляя значения V_0, ρ_0 и $\rho_А$ из уравнений (2), (3) в уравнение (1), получим:

$$V_А = (V_{Ц.Г.} \cdot K_З \cdot n \cdot p_0 \cdot T_А \cdot K_{СА})/ /(p_А \cdot T_0 \cdot K_{СО}). \quad (4)$$

Используя уравнения (1)–(4), можно рассчитывать требуемый объем ГА по заданным параметрам автомобильного газового двигателя.

Определение оптимального значения коэффициента запаса газа в ГА было выполнено методом градиентного поиска оптимума, для чего была построена математическая модель на основе полинома второго порядка, служащего описанием поверхности отклика — зависимости между выходными параметрами (откликом) и входными параметрами (факторами). При построении модели был применен центральный композиционный план. В качестве ядра плана был использован полный факторный эксперимент для двух независимых переменных x_1 и x_2. Применение полного факторного эксперимента позволило получить несмещенные оценки коэффициентов математической модели. В результате был получен полином второй степени с натуральными переменными, описывающий влияние нагрузки и коэффициента запаса объема газового аккумулятора на качество образования и подачи газовоздушной смеси в цилиндры газодизеля:

$$y = 60{,}112 + 0{,}203X_1 + 4{,}92X_2 + + 0{,}004X_1^2 - 1{,}0504X_2^2 - 0{,}032X_1X_2, \quad (5)$$

где y – разность температур отработавших газов по цилиндрам газодизеля, °С; X_1 — нагрузка на двигатель, кгс·м; X_2 — коэффициент запаса газа в газовом аккумуляторе.

По полученной модели были построены теоретические зависимости основных факторов, влияющих на объем газового аккумулятора (рис. 2, 3).

Результаты расчетов, приведенные на рис. 2, показывают, что газовый аккумулятор с коэффициентом запаса газа можно считать оптимальным по равномерности наполнения цилиндров рабочей смеси $K_З$ = 10.

Стендовые испытания газодизеля КамАЗ-7409 со стандартной системой подачи газа во впускной коллектор показали, что расхождение температур отработавших газов по цилиндрам двигателя достигает 22 % (рис 4). Причем разница температур изменяется при изменении нагрузки. Это указывает на различие коэффициента избытка воздуха и на неравномерность поступления газовоздушной смеси по цилиндрам газодизеля. При соответствующих условиях количественная неравномерность определяется характером распределения фракций по удельному весу [3]. Разработанная система подачи газовоздушной смеси в газодизель с газовым аккумулятором позволила снизить расхождение температур отработавших газов по цилиндрам до 2 %.

Исследования проводились на испытательном стенде фирмы «Хориба» при работе двигателя в газодизельном режиме с системой подачи газовоздушной смеси без газового аккумулятора и с га-

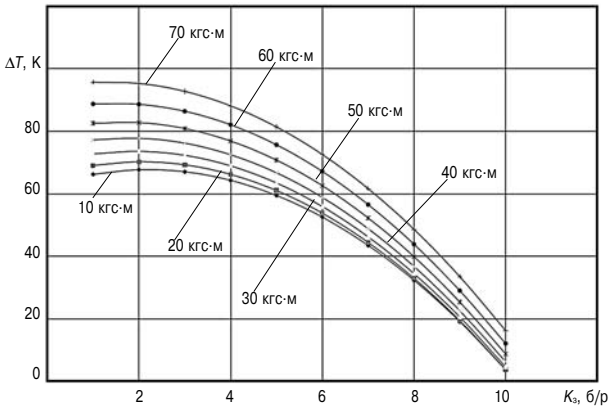


Рис. 2. Зависимость разницы температур отработавших газов по цилиндрам от коэффициента запаса ГА

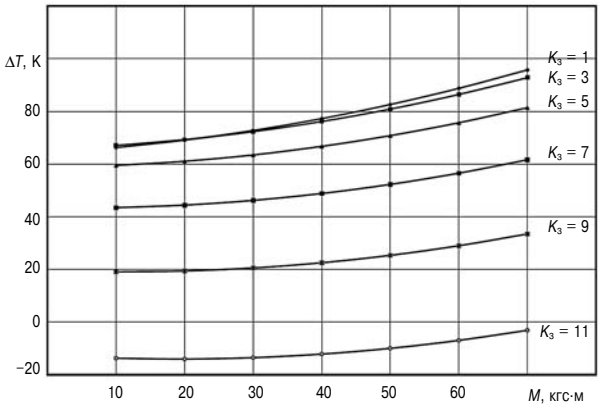


Рис. 3. Зависимость разницы температур отработавших газов по цилиндрам от нагрузки на двигатель

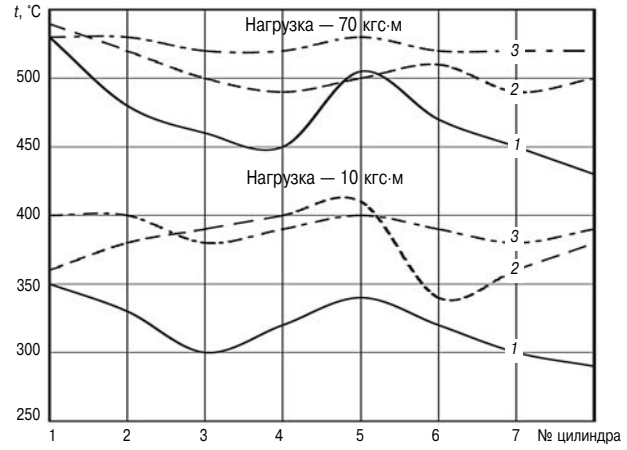


Рис. 4. Зависимость температуры отработавших газов в цилиндрах газодизеля от нагрузки и объема газового аккумулятора:
1 — газодизель без ГА; *2* — газодизель, $K_з = 5$; *3* — газодизель, $K_з = 10$

зовыми аккумуляторами различного объема: с $K_з = 5$ и $K_з = 10$. Результаты стендовых испытаний газодизеля КамАЗ-7409 отражены на рис. 4–6.

Характер распределения температуры ОГ по цилиндрам, приведенный на рис. 4 показывает их значительный разброс при работе со стандартной инжекторной системой подачи природного газа в коллектор газодизеля. Разработанная система подачи газовоздушной смеси в газодизель с газовым аккумулятором с $K_з = 10$ позволила снизить неравномерность распределения температуры отработавших газов по цилиндрам с 22 до 2 %.

Максимальная эффективная мощность газодизеля КамАЗ-7409 (рис. 5) с разработанной системой подачи газовоздушной смеси и газовым аккумулятором с $K_з = 10$ увеличилась на 5 %, по сравнению с аккумулятором меньшего объема

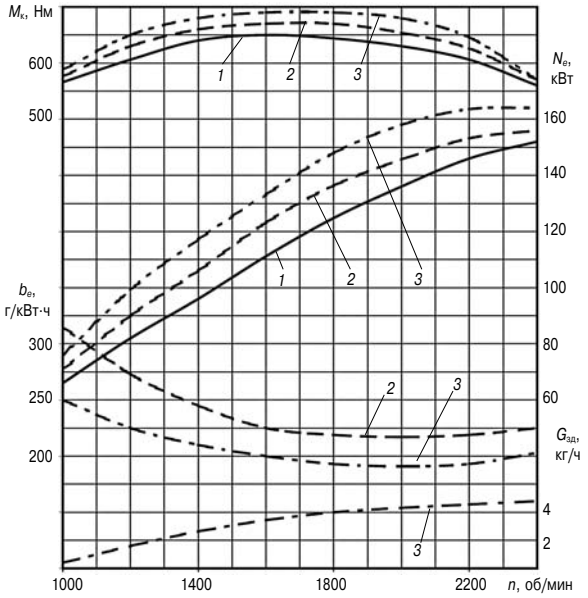


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика двигателя КамАЗ-7409:
1 — газодизель без ГА; *2* — газодизель, $K_з = 5$; *3* — газодизель, $K_з = 10$

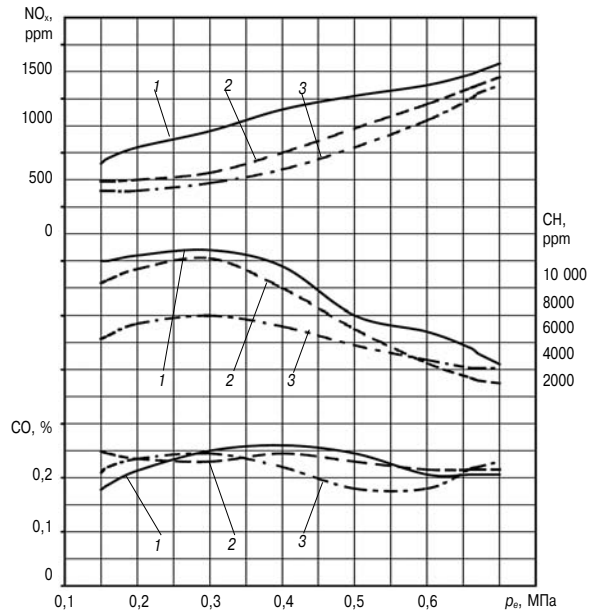


Рис. 6. Нагрузочная характеристика двигателя КамАЗ-7409 при $n = 2550$ об/мин:
1 — газодизель без ГА; *2* — газодизель, $K_з = 5$; *3* — газодизель, $K_з = 10$

($K_з$ = 5) и выше, чем у газодизеля без ГА на 7 %. При этом удельный эффективный расход топлива снижается на 13 % при установке ГА с оптимальным объемом, соответствующим $K_з$ = 10.

Нагрузочные характеристики газодизеля КамАЗ-7409 при n = 2550 об/мин приведены на рис. 6. Из приведенных данных видно, что выбросы NO_x, CH и CO не уменьшаются при увеличении $K_з$. Установка в систему подачи газовоздушной смеси ГА с $K_з$ =1 0 по сравнению с $K_з$ = 5 в среднем снижает выбросы NO_x на 25 %, CO на 3 %, а CH на 57 %.

Полученные результаты экспериментальных исследований демонстрируют достижение поставленной цели исследований и демонстрируют возможность улучшения не только эффективных показателей газодизеля КамАЗ-7409, но и значительного снижения вредных веществ с отработавшими газами.

Литература

1. *Шишков В.А.* Анализ систем управления ДВС автомобиля для работы на газе или бензине/ В.А. Шишков // Транспорт на альтернативном топливе. — 2008. — № 6. — С. 18–25.

2. Пат. 2009139901 Российская Федерация, МПК F02M21/00 (2006.01). Система подачи газовоздушной смеси в двигатель / А.Л. Пенкин, А.А. Капустин, К.С. Беляев; заявл. 28.10.2009; опубл. 10.05.2011, 7с.: ил.

3. *Donahue R.W., Kent R.H.* // SAE Transactions. — 1954. — № 4. — С. 54–66.

ЮБИЛЕЙ!

Олегу Константиновичу Безюкову 65 лет



25 февраля в 2012 г. исполнилось 65 лет доктору технических наук, профессору, заведующему кафедрой теории и конструкции судовых ДВС ФБОУ ВПО «Санкт-Петербургский государственный университет водных коммуникаций», члену редколлегии журнала «Двигателестроение»

В 1971 г. Безюков О.К. выпускник кафедры турбиностроения энергомашиностроительного факультета Санкт-Петербургского политехнического университета (ранее ЛПИ им. М.И. Калинина) по специальности «Авиационные газотурбинные двигатели».

В 1971–1975 гг. работал в конструкторском бюро Государственного Союзного машиностроительного завода имени академика В.Я. Климова, где участвовал в проектировании газотурбинных двигателей для танка Т-80, вертолетов МИ-8, МИ-24, истребителя МИГ-29.

С 1975 г. поступил в аспирантуру Ленинградского политехнического института, в 1978 г. защитил кандидатскую диссертацию, посвященную исследованиям влажнопаровых турбин атомных энергетических установок.

С 1979 г. в Ленинградском институте водного транспорта (ныне ФБОУ ВПО СПГУВК) О.К. Безюков выполнял исследования, направленные на совершенствование систем охлаждения ДВС, теплофизических, физико-химических и эксплуатационных свойств охлаждающих жидкостей, был руководителем более 25 научно-исследовательских работ, заказчиками которых являлись Российская академия наук, судоходные компании и дизелестроительные заводы.

В 1996 г. О.К. Безюков защитил докторскую диссертацию, посвященную комплексному совершенствованию охлаждения судовых дизелей, с 1998 г. профессор, а с 1999 г. заведующий кафедрой теории и конструкции судовых ДВС, в штат которой 8 профессоров, их них 4 доктора технических наук.

С 1999 г. на кафедре подготовлены 4 доктора и 11 кандидатов технических наук.

В 2002–2008 гг. О.К. Безюков совмещал обязанности заведующего кафедрой и проректора университета по учебной и научной работе.

О.К. Безюков заместитель председателя диссертационного совета Д223.009.04 при Санкт-Петербургском государственном университете водных коммуникаций, член диссертационного совета Д212.229.09 при Санкт-Петербургском политехническом университете, автор монографии, около 200 научных работ и учебных пособий, в том числе свыше 40 изобретений, академик Российской академии транспорта, почетный работник речного флота.

Коллектив ФБОУ ВПО СПГУВК, редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Олега Константиновича с днем рождения и желают ему здоровья, благополучия, новых успехов в научной и педагогической деятельности.

УДК 621.43.052

ДАННЫЕ РЕГИСТРА ЛЛОЙДА ПО ОТКАЗАМ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ НА ДИЗЕЛЯХ МОРСКОГО ФЛОТА

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

Анализ отказов комплектующих агрегатов и деталей судовых дизелей показывает, что, наряду с коленчатым валом и шатуном, турбокомпрессор характеризуется наиболее частой заменой компонентов. По данным Регистра Ллойда общая тенденция надежности судовых дизелей характеризуется следующим соотношением количества отказов турбокомпрессора к общему количеству отказов двигателя: 22 % — для малооборотных; 11 % — для среднеоборотных и 4 % — для высокооборотных дизелей соответственно.

Регистр Ллойда (LR) является одним из ведущих международных классификационных обществ, устанавливающих технические правила и инструкции для классификации судов и установленного оборудования, включая двигатели и турбокомпрессоры. Правила LR [1] для дизелей и турбокомпрессоров соответствуют единым требованиям Международной Ассоциации Классификационных Обществ (МАКО). Регистр Ллойда собирает по всему миру и анализирует технические данные по отказам элементов судового оборудования начиная с 1958 г. Информационная база данных заполняется по результатам анализа выявленных неисправностей и управляется средствами электронной сортировки.

Весь перечень оборудования судна перекрыт числовыми индексами от 1 до 40, в частности турбокомпрессорам присвоен индекс 17. Имеющиеся в базе данные могут быть проанализированы по фирме-изготовителю, модели, компонентам, неисправностям или другим категориям. Кроме того, имеется возможность проанализировать причины замены агрегата или детали, обусловленные повреждением, плановым текущим ремонтом или запросом потребителя.

Данные, внесенные в базу, проанализированные за 10-летний период до октября 2008 г. по главным судовым четырех- и двухтактным двигателям, а также вспомогательным дизелям, позволяют выделить наиболее повторяющиеся замены комплектующих агрегатов и деталей, среди которых лидирует и турбокомпрессор (рис. 1).

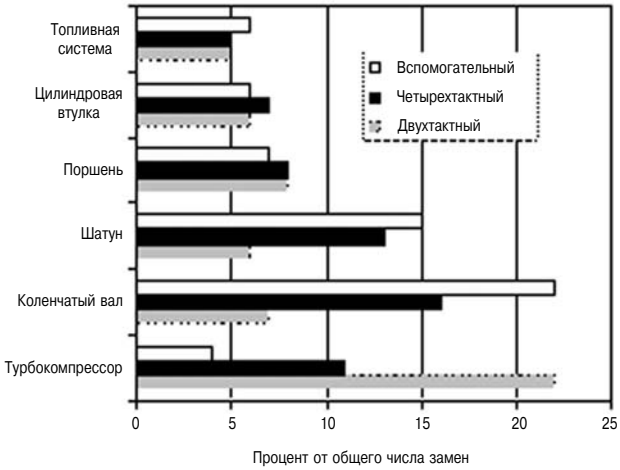


Рис. 1. Данные LR по замене комплектующих за 10-летний период на судовых дизелях

Представительность выборки двигателей, по которой выполнен анализ заменяемых узлов и деталей, представлена в таблице.

Отказы турбокомпрессоров на двух- и четырехтактных главных судовых дизелях были распределены по 19 позициям. Отказы турбокомпрессоров вспомогательных двигателей по отдельным компонентам не анализировались, так как они составляли небольшую часть от общего количества отказов (менее 5 %).

Замена неповрежденных компонентов турбокомпрессоров выполнялась по запросам потребителя в соответствии с рекомендациями изготовителя по инструкции на обслуживание или в ходе запланированных текущих ремонтов. Всего было выполнено 548 и 744 замен деталей при 1094 и 888 отказов соответственно на двух-

Таблица

Представительность выборки, подвергнутых анализу двигателей

Тип двигателя	Количество агрегатов, шт.	Число замен комплектующих, шт.	Средний интервал обслуживания, год
Главный судовой двухтактный	4993	7581	5,85
Главный судовой четырехтактный	12 003	14 898	5,81
Вспомогательные	37 466	13 884	5,81

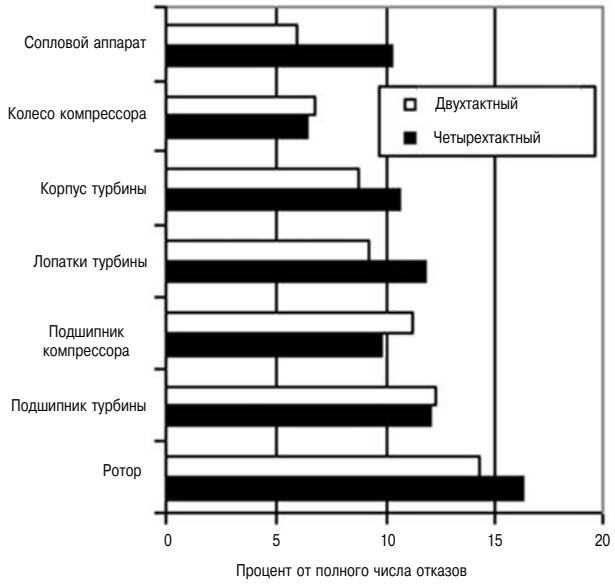


Рис. 2. Статистика отказов по компонентам турбокомпрессоров

и четырехтактных дизелях в течение 10-летнего периода. Наиболее часто повторяющиеся отказы по роторам составили 14 и 16 %, по подшипникам турбины — 12 и 12 % и подшипникам компрессора — 11 и 10 % (рис. 2).

К другим типичным дефектам компонентов ТК относятся корпус турбины, лопатки турбины и сопловой аппарат турбины. Для четырехтактных двигателей дефектные детали составляют больший процент по сравнению с двухтактными, что, вероятно, связано с более высокой температурой отработавших газов, вызывающей возникновение трещин из-за цикловой тепловой нагрузки усталости материала.

Для подшипников компрессора и турбины (рис. 3), замена деталей составляла 10 и 18 % от полного количества отказов турбокомпрессоров на двух и четырехтактных двигателях соответственно. Таким образом, частота замен неповрежденных подшипников турбины и компрессора на двухтактном двигателе была примерно такая же, как и поврежденных, а для четырехтактных двигателей замена неповрежденных подшипников существенно превышает замену поврежденных.

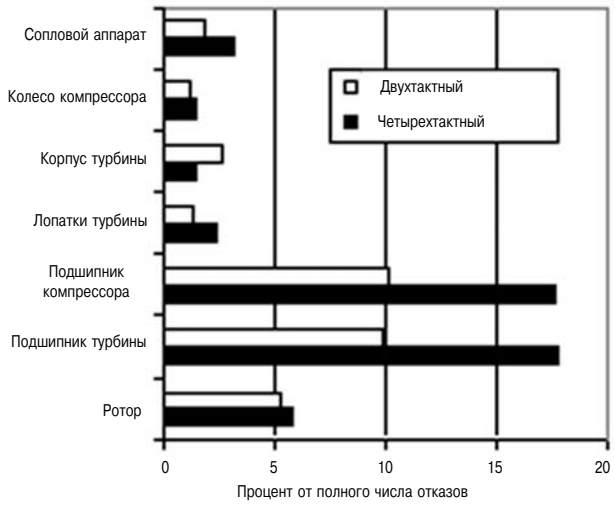


Рис. 3. Статистика замен неповрежденных деталей турбокомпрессора

Общая тенденция надежности судовых дизелей характеризуется следующим соотношением количества отказов турбокомпрессора к общему количеству отказов двигателя: 22 % — для малооборотных; 11 % — для среднеоборотных и 4 % — для высокооборотных дизелей соответственно. Это наводит на мысль, что небольшого размера серийно изготовленные турбокомпрессоры для быстроходных двигателей более надежны по сравнению с агрегатами, устанавливаемыми на среднеоборотные и тихоходные судовые дизели.

Срок службы малоразмерных турбокомпрессоров отличается от турбокомпрессоров большого размера. Малоразмерные турбокомпрессоры разрабатываются как безремонтные агрегаты, рассчитанные на ресурс двигателя, особенно в случае автомобильных турбокомпрессоров (В действительности это не совсем так. Турбокомпрессор и на автомобильном двигателе имеет ресурс меньший, чем ресурс двигателя, поэтому потребителю выгоднее отремонтировать турбокомпрессор, если стоимость качественного ремонта меньше стоимости нового ТК.)

Некоторые детали больших турбокомпрессоров (подшипники, рабочие колеса, уплотнения и др.) имеют ограниченный усталостный ресурс и после определенной наработки должны быть заменены, чтобы гарантировать непрерывность работы. Это требует в большинстве случаев разборки турбокомпрессора для замены одной или большего количества деталей и повторной сборки турбокомпрессора. В результате регулярных переборок агрегата случайные дефекты в больших турбокомпрессорах проявляются чаще.

Детали больших турбокомпрессоров испытывают более высокие вибрационные нагрузки из-за больших поверхностей, подвергнутых воздействию давления, и более высокие инерционные нагрузки от вращающихся масс, по сравнению с турбокомпрессорами малого размера при аналогичных степенях повышения давления. Вследствие этого низкочастотные колебания в опорах и соединительных патрубках могут возбуждаться с большими амплитудами.

Высокочастотные вибрации от сил дисбаланса ротора, связанные с загрязнением турбины и соплового аппарата турбокомпрессора, которые могут привести к повреждению подшипников, более вероятны на двухтактных малооборотных дизелях из-за низкого качества тяжелого топлива.

Заключение

Анализ отказов комплектующих агрегатов и деталей судовых дизелей показывает, что наряду с коленчатым валом и шатуном турбокомпрессор требует наиболее частой замены компонентов. Наибольшее количество турбокомпрессоров главных судовых дизелей приходится на роторы (14–16 %) и подшипники (22 %). Для четырехтактных двигателей количество дефектных деталей составляют несколько бо́льший процент, по сравнению с двухтактными, что связано с более высокой температурой отработавших газов. Частота замен неповрежденных подшипников турбокомпрессоров, установленных на двухтактных двигателях, примерно такая же, как и поврежденных (10 %), в то время как для четырехтактных двигателей частота замен неповрежденных подшипников существенно превышает замену поврежденных (18 %).

Литература

1. Lloyd's Register, «RULES AND REGULATIONS FOR THE CLASSIFICATION OF SHIPS», Part 5-Main and Auxiliary Machinery, — Chapter 2. — June. 2009.

2. *Kian Banisoleiman, Joe Stainsby*. Some Reliability Trends and Operating Issues related to Exhaust Gas Turbochargers and Diesel Engine Crankshaft & Running Gear in the Marine Industry — A Classification Society View. Paper № 53. — CIMAC 2010. — Bergen.

ЮБИЛЕЙ!

Льву Анатольевичу Новикову 60 лет



4 февраля 2012 года исполнилось 60 лет Новикову Льву Анатольевичу, к.т.н., с.н.с., генеральному директору Центра исследований и испытаний двигателей (ООО «ЦНИДИ-Экосервис»), главному редактору научно-технического журнала «Двигателестроение»

Новиков Л.А. после окончания Ленинградского политехнического института (ЛПИ) им. М.И. Калинина получил диплом инженера-механика по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в 1975 г. и был направлен по распределению в научно-исследовательский институт ВНИИТРАНСМАШ (Ленинград). В 1978 г. поступил в очную аспирантуру при Центральном научно-исследовательском дизельном институте (ЦНИДИ), и в 1986 г. успешно защитил кандидатскую диссертацию. В 1991 г. руководил сначала лабораторией, затем отделом малотоксичных силовых установок в ЦНИДИ, развивая научные направления — численное моделирование кинетики образования вредных веществ при горении различных топлив в двигателях, разработка технологий материалов и оборудования для очистки газов, создание экологически безопасных установок с двигателями.

В 1992 г., после полного прекращения финансирования научных отделов института, создал и возглавил коммерческую научно-производственную фирму «Экология» по производству газоаналитических приборных комплексов для контроля выбросов транспорта и научных исследований. В 2004 г. зарегистрировал научно-исследовательский и испытательный центр (ООО «ЦНИДИ-Экосервис») со специализацией — сертификация ДВС на соответствие требованиям Российских и международных и стандартов по показателям вредных выбросов, получивший аккредитацию в системе МАКО. Техническая компетентность испытательного подразделения центра признана Классификационными обществами России, Германии, Франции, Норвегии, Великобритании, Китая, Европейского бюро «TUF NORD».

С 2005 г. Новиков Л.А — издатель и главный редактор научно-технического журнала «Двигателестроение», внесенного в перечень ВАК Министерства образования и науки РФ. Издательскую и научно-просветительскую работу успешно совмещает с преподаванием теории ДВС на кафедре ДЭУ в Военном инженерно-техническом институте (ВИТИ — филиал Академии тыла и транспорта).

По основной научной специализации Лев Анатольевич опубликовал более 100 научных трудов, получил пять авторских свидетельств на изобретения и три патента РФ на способы и устройства для очистки отработавших газов двигателей. Он автор и разработчик пяти действующих Государственных стандартов (ГОСТ Р), регламентирующих выбросы вредных веществ судовых, тепловозных и промышленных дизелей, нормативных документов Российского Морского Регистра судоходства по контролю выбросов с судов.

Редакция и редакционная коллегия научно-технического журнала «Двигателестроение» поздравляют своего Главного редактора с юбилеем, желают ему крепкого здоровья, плодотворного и успешного служения делу развития отечественного двигателестроения.

УДК 621.431

ДИЗЕЛИ КАМАЗ ДЛЯ ВНЕДОРОЖНОЙ ТЕХНИКИ, СООТВЕТСТВУЮЩИЕ ТРЕБОВАНИЯМ ПРАВИЛ ЕЭК ООН № 96-02

Е.Р. Борисенков, Д.Х. Валеев, к.т.н., И.Ф. Гумеров, к.т.н., Ф.Ф. Искандаров, А.И. Карпов, А.С.Куликов, С.М. Кучев, Р.Х. Хафизов; ОАО КамАЗ, Н.А. Гатауллин, к.т.н.; КНИТУ-КАИ им. А. Н. Туполева

Одним из основных направлений развития ОАО КамАЗ в долгосрочной перспективе является расширение и увеличение объемов выпуска двигателей КамАЗ собственного производства, соответствующих современным требованиям по экологии, надежности, ресурсу и топливной экономичности. В статье приведены результаты исследований по обеспечению требований Правил ЕЭК ООН № 96-02 дизелями КамАЗ, предназначенными для установки на внедорожную технику. Указанные требования обеспечены за счет комплектации двигателей аккумуляторной системой топливоподачи типа CR и турбокомпрессорами типа S300G, а также оптимизации рабочих характеристик систем топливоподачи и воздухоснабжения. Соответствие нормам выбросов вредных веществ подтверждено результатами сертификационных испытаний нового семейства дизелей КамАЗ.

Правила 96 определяют требования к выбросам вредных веществ (ВВ) дизелей, предназначенных к установке на грузовые автомобили повышенной проходимости, тракторы, строительную, сельскохозяйственную, лесохозяйственную, дорожно-ремонтную и уборочную технику, газовые компрессоры, промышленные буровые установки, ирригационные насосы, генераторные агрегаты с переменной нагрузкой и другие виды техники внедорожного назначения. Мощностной диапазон двигателей, на которые распространяется действие Правил 96, составляет 18–560 кВт. Согласно экологической классификации автомобильной техники и двигателей внутреннего сгорания, установленной Техническим регламентом «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ», Правила ЕЭК ООН № 96-02, как нормативный документ, соответствуют экологическому классу 4.

За время действия Правил 96 ужесточение технических нормативов выбросов компонентов CO (оксид углерода), CH (углеводороды), NO_x (оксиды азота) и PT (твердые частицы) проводилась в два этапа, т. е. серией поправок 01 и 02 [1]. В табл. 1 для дизелей диапазона мощности 130–560 кВт представлена динамика изменения технических нормативов выбросов ВВ в соответствии с требованиями Правил 96.

Таблица 1

Предельные величины выбросов ВВ дизелей в соответствии с требованиями Правил 96

Этапы Правил	Годы действия	CO	CH	NO_x	PT
		г/(кВт · ч)			
96-00	1995–2001	5,5	1,3	9,2	0,54
96-01	2001–2008	3,5	1,0	6,0	0,2
96-02	с 2008	3,5	$\Sigma(HC + NO_x) = 4,0$		0,2

Анализ изменения технических нормативов выбросов ВВ показывает, что предельные значения удельных выбросов NO_x и PT с 2008 г. установлены на уровне в 2,5–3 раза ниже значений нормативов 96-00. В связи с этим в процессе исследований отработке конструктивных мероприятий, обеспечивающих выполнение нормативов по NO_x и PT, должно уделяться особое внимание. Ранее накопленный опыт при нормализации экологических показателей дизелей КамАЗ до уровней Евро-2, 3, 4, предназначенных к установке на грузовые автомобили КамАЗ, показал, что наиболее трудновыполнимыми являются именно нормативы по NO_x и PT из-за характера их обратной взаимосвязи [2]. Необходимо отметить, что обеспечение нормативных требований по вредным выбросам автомобильных дизелей может достигаться как за счет рационального изменения элементов их конструкции, воздействия на процессы топливоподачи и газообмена [3], так и за счет применения систем последующей очистки отработавших газов (ОГ). В частности, анализ зарубежного опыта показывает, что снижение выбросов NO_x применением на внедорожной технике технологии селективного каталитического восстановления (SCR) является дорогостоящим техническим решением, требующим внедрения дополнительных мероприятий по обеспечению надежности элементов системы SCR в тяжелых условиях эксплуатации [4].

В связи с этим основная цель настоящего исследования была сформулирована как поиск путей обеспечения выполнения технических нормативов выбросов ВВ дизелей КамАЗ в соответствии с требованиями Правил 96-02 за счет рационального выбора комплектации системы топливоподачи и оптимизации рабочего процесса двигателя без применения системы нейтрализации ОГ.

1. Экологические показатели двигателя КамАЗ в базовой комплектации с ТНВД механического типа

Исследования проведены на двигателе КамАЗ V8 размерностью D/S = 12/13, мод. 740.63-400 (Евро-3) в исходной комплектации с топливным насосом высокого давления (ТНВД) типа Р7100 фирмы «Bosch» (Германия) с электронным регулятором управления нагрузочно-скоростными режимами работы типа RE-30, форсунками мод. 216А с шестью сопловыми отверстиями распылителя производства ООО УК АЗПИ (Россия). В исходной комплектации система турбонаддува состоит из одного турбокомпрессора (ТКР) типа S300G фирмы BWTS (Германия) с охладителем наддувочного воздуха (ОНВ) типа «воздух–воздух». В соответствии с техническими условиями максимальная полезная мощность двигателя — 400 л. с. при частоте вращения 1900 об/мин. Согласно действующей конструкторской документации номинальное значение степени сжатия у дизелей КамАЗ уровня Евро-3 составляет 16,8. На рис. 1 приведена компоновка системы топливоподачи с ТНВД типа Р7100 на дизелях КамАЗ уровня Евро-3.

Сравнительные испытания исходной и опытных вариантов комплектаций двигателя проводились на аттестованном моторном стенде с индукторным тормозом модели ЕД-68 и расходомером топлива мод. РТ-2А фирмы «Мотортест» (Болгария). Измерение концентраций газообразных вредных выбросов (CO, HC, NO_x) проводилось газоанализатором мод. MEXA-7100D фирмы «Horiba» (Япония), измерение выбросов РТ проводилось микротоннелем модели SPC-472 фирмы AVL (Австрия). Внешние условия испытаний двигателя, точность измерительных приборов, погрешности газоанализаторов и системы определения выбросов твердых частиц, с учетом точности взвешивания фильтров, в проведенных исследованиях соответствовали требованиям Правил 96. Расчет удельных выбросов CO, HC, NO_x и РТ выполнялся по методике, разработанной в НТЦ ОАО КамАЗ на основе требований Правил 96 [5].

Таблица 2

Результаты испытаний двигателя мод. 740.63-400 на соответствие требованиям Евро-3

Вариант	NO_x	CH	CO	PT
	г/(кВт · ч)			
УОВТ = 50 (исходный)	4,97	0,28	0,72	0,098
Нормы Евро-3	5,00	0,66	2,10	0,10

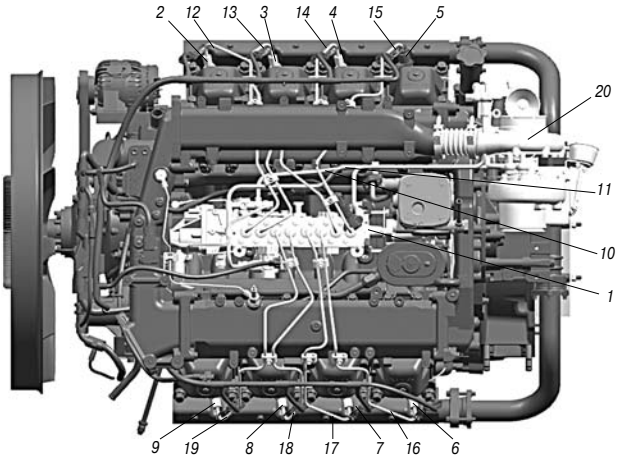


Рис. 1. Двигатель КамАЗ мод. 740.63-400 (Евро-3). Установка системы топливоподачи с ТНВД типа Р7100: *1* — вал привода ТНВД типа Р7100 с электронным регулятором RE-30; *2–9* — форсунки; *10*, *11* — топливопроводы низкого давления; *12–19* — топливопроводы высокого давления; *20* — турбокомпрессор типа S300G

В табл. 2 приведены результаты испытаний двигателя мод. 740.63-400 в комплектации традиционной ТА, ТКР мод. S300G (корпус турбины с отношением A/R = 0,8) и перепуском ОГ мимо турбины. Удельные выбросы ВВ определены в соответствии с требованиями Правил ЕЭК ООН № 49-04А (Евро-3) по 13-ступенчатому стационарному европейскому циклу (ESC). Полученные результаты подтвердили соответствие двигателя в исходной комплектации требованиям Евро-3.

В табл. 3 представлены результаты сравнительных испытаний двигателя в комплектации с турбокомпрессором (отношение A/R = 0,8), перепуском ОГ и вариантом турбины без перепуска

Таблица 3

Влияние УОВТ и отношения A/R турбокомпрессора на выбросы ВВ двигателя мод. 740.63-400 в комплектации с ТНВД Р7100 «Bosch»

Вариант		NO_x + CH	CO	PT
		г/(кВт · ч)		
A/R = 0,8	УОВТ=5°	4,48 + 0,25 = 4,73	1,10	0,208
	4°	4,22 + 0,39 = 4,61	1,19	0,241
	3°	4,12 + 0,20 = 4,32	1,42	0,270
A/R = 1,15	5°	4,44 + 0,24 = 4,68	1,07	0,145
	3°	3,81 + 0,27 = 4,08	1,79	0,203
Предельные величины Правил 96-02		4,00	3,50	0,20

ОГ с отношением $A/R = 1{,}15$. Экологические показатели двигателя определялись при различных значениях угла опережения подачи топлива (УОВТ). Анализ выполненных исследований показал, что комплектация двигателя мод. 740.63-400 традиционной топливной аппаратурой механического типа не позволяет достичь качества рабочего процесса в части смесеобразования и тепловыделения, необходимого для выполнения жестких требований Правил 96-02 по техническому нормативу выбросов (CH + NO_x).

2. Экологические показатели двигателя КамАЗ, укомплектованного топливной аппаратурой (ТА) типа common rail (CR)

На первом этапе исследования проведены испытания двигателя мод. 740.63-400 в комплектации топливной аппаратурой (ТА) типа common rail фирмы «Bosch» в составе: электронный блок управления EDC 7U31, охлаждаемый топливом, ТНВД мод. CP 3.4, инжекторы мод. CRIN 2. Система турбонаддува двигателя комплектовалась одним ТКР мод. S300G с отношением A/R-0,8 и перепуском ОГ, ОНВ типа «воздух–воздух». На рис. 2 представлен модуль аккумуляторной системы топливоподачи типа common rail, а на рис. 3 приведена его установка на дизелях КамАЗ уровня Евро-3. Конструкция и основные принципы адаптации аккумуляторной системы впрыска топлива common rail в составе двигателей грузовых автомобилей достаточно подробно изложены в издании, созданном специалистами фирмы «Bosch» [8]. В табл. 4 приведены результаты испытаний двигателя с ТА common rail и настройками таблиц аппликационных параметров (ТАП), обеспечивающих соответствие Евро-3. по экологическим показателям.

Таблица 4

Результаты испытаний двигателя мод. 740.63-400 в исходной комплектации (ТА типа common rail) по циклу ESC (Евро-3)

Вариант	NO_x	CH	CO	PT
	г/(кВт · ч)			
Исходный	4,97	0,23	0,76	0,068
Нормы Евро-3	5,00	0,66	2,10	0,10

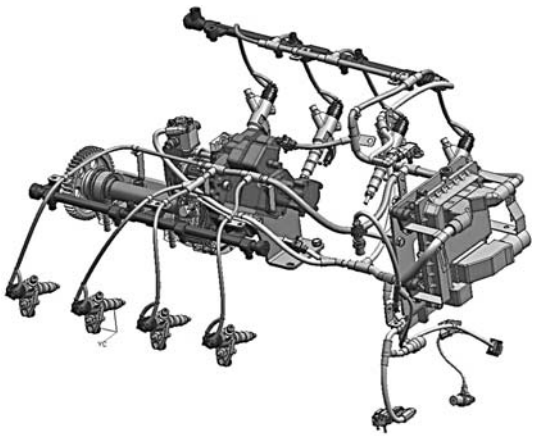


Рис. 2. Модуль аккумуляторной системы топливоподачи типа common rail

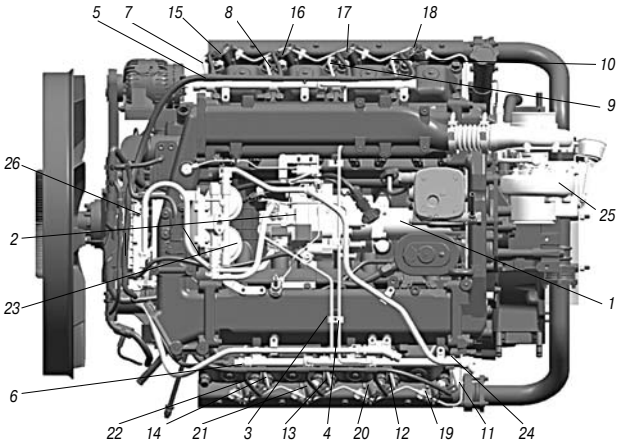


Рис. 3. Двигатель КамАЗ мод. 740.64-420 (Евро-3). Установка системы топливоподачи с ТА типа CR:
1 — редуктор привода насоса высокого давления; *2* — насос высокого давления топлива; *3*, *4* — топливопроводы подвода топлива к рэйлам; *5* — рэйл правый; *6* — рэйл левый; *7–14* — топливопроводы подвода топлива к инжекторам; *15–22* — инжекторы; *23* — фильтр тонкой очистки топлива; *24* — топливопроводы низкого давления топлива; *25* — турбокомпрессор типа S300G с клапаном перепуска ОГ; *26* — электронный блок управления

Однако исходный вариант настроек ТАП, как показали результаты испытаний, приведенные в табл. 5, не обеспечивает выполнение технических нормативов Правил 96-02 по сумме (NO_x + + CH), поскольку в Правилах 96 испытания проводятся по более нагруженному 8-ступенчатому циклу. В связи с этим по сериям регулировочных характеристик была проведена корректировка настроек ТАП двигателя на режимах максимального крутящего момента ($M_{K\,max}$) и номинальной мощности ($N_{E\,ном}$) в сторону уменьшения давлений впрыскивания топлива и УОВТ.

Откорректированный (опытный) вариант настроек ТАП двигателя мод. 740.63-400 в комплектации с ТА типа common rail обеспечил выполнение требований Правил 96-02, но при этом значительно ухудшилась топливная экономичность двигателя. Удельный эффективный расход топлива на режиме M_{Kmax} вырос на 9 г/(л. с. · ч), а на режиме $N_{E\,ном}$ на 30 г/(л.с. · ч), что неприемлемо для современных автомобильных дизелей,

Таблица 5

Результаты испытаний двигателя мод. 740.63-400 в исходном и опытном вариантах ТАП по 8-ступенчатому циклу Правил 96

Вариант ТАП	NO_x	CH	CO	PT
	г/(кВт · ч)			
Исходный (Евро-3)	9,41	0,3	0,6	0,072
Опытный	3,78	0,14	1,09	0,158
Предельной значение Правил 96-02	4,0 (NO_x + CH)		3,5	0,2

а также не соответствует требованиям технического задания на семейство двигателей КамАЗ экологического класса 4 для внедорожной техники. С учетом полученного результата в части топливной экономичности, было принято решение продолжить исследования по обеспечению выполнения требований Правил 96-02 на образце двигателя с увеличенной степенью сжатия. Ранее проведенные сравнительные испытания двигателя КамАЗ мод. 740.75-440 (Евро-4) со степенями сжатия 16,8; 17,9; 19 выявили существенное снижение удельного расхода топлива и удельных выбросов РТ с увеличением степени сжатия. Вышеуказанный положительный эффект был достигнут за счет оптимального сочетания элементов формы камеры сгорания в поршне, ориентации сопловых отверстий распылителя, скорости вихревого движения воздушного заряда, оптимально подобранных параметров впрыскивания топлива, гибкое управление которыми является одной из основных функций ТА типа common rail [6, 7]. В табл. 6 представлены результаты измерений удельных выбросов ВВ, полученные на двигателе мод. 740.64-420 при степени сжатия ε = = 17,9 с регулировкой максимальной полезной мощности 420 л. с.

Из представленных в табл. 6 данных следует, что двигатель, испытанный с исходным вариантом настроек ТАП, не укладывается в требования Правил 96-02 по сумме (CH + NO_x). В связи с этим настройки ТАП были подвергнуты дополнительной оптимизации на основе серии регулировочных характеристик на режимах M_{Kmax} и $N_{E\ ном}$, с выбором давлений впрыскивания и УОВТ, обеспечивающих достижение целевого значения (CH + NO_x) < 4,0 г/(кВт · ч) — при наименьших значениях удельного расхода топлива. В результате выполненной оптимизации удельные выбросы двигателя с опытным вариантом настроек ТАП приведены в соответствие с требованиями Правил 96-02. Следует отметить, что полученные технические нормативы ВВ достигнуты при значениях удельного эффективного расхода топлива, характерного для семейства серийно выпускаемых дизелей КамАЗ экологического класса Евро-3. Значение минимального удельного расхода топлива двигателя мод. 740.64-420, удовлетворяющего предписаниям Правил 96-02, в диапазоне частот вращения n = 1500−1600 об/мин составило 152 г/(л. с. · ч). Особо следует отметить, что проведенные исследования обоснованно подтвердили возможность достижения на двигателях КамАЗ с ТА типа common rail требований Правил 96-02 без применения системы очистки газов от NO_x по технологии SCR.

Таблица 6

Результаты испытаний двигателя мод. 740.64-420 (ε = 17,9) в исходном и опытном вариантах ТАП по 8-ступенчатому циклу Правил 96

Вариант ТАП	NO_x	CH	CO	PT
	г/(кВт · ч)			
Исходный (Евро-4)	5,16	0,013	0,82	0,172
Опытный	3,8	0,18	0,98	0,171
Предельной значение Правил 96-02	4,0 (NO_x + CH)		3,5	0,2

3. Результаты сертификационных испытаний семейства двигателей КамАЗ на соответствие требованиям Правил 96-02

Результаты выполненных исследований были положены в основу разработки конструкторской документации и технического описания на семейство новых двигателей КамАЗ, соответствующих требованиям Правил 96-02. Сертификационные испытания базового двигателя КамАЗ мод. 740.642-420 (рис. 4) проводились в два этапа: ускоренные стендовые испытания двигателя на моторном стенде завода с определением добавочных коэффициентов ВВ за период устойчивости характеристик выбросов и стендовые испытания двигателя в ИЦ-НИЦИАМТ (Автополигон НАМИ) с определением фактических значений выбросов ВВ. Результаты проведенных сертификационных испытаний представлены в табл. 7.

Результаты сертификационных испытаний послужили основанием для выдачи ОАО КамАЗ сообщения, касающегося официального утверждения нового семейства двигателей, соответствующего предписаниям Правил ЕЭК ООН № 96-02 в отношении выбросов ВВ с ОГ. Технические характеристики дизелей КамАЗ, прошедших сертификацию, представлены в табл. 8.

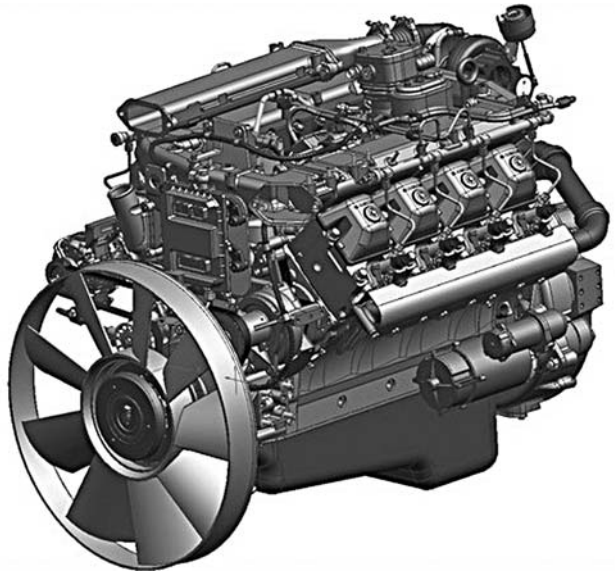


Рис. 4. Двигатель КамАЗ мод. 740.642-420 CR

Таблица 7

Удельные выбросы вредных веществ, г/(кВт · ч) по результатам сертификационных испытаний

Вредные выбросы	CO	NO_x + CH	PT
Определенные при испытаниях значения	0,77	3,55	0,170
Добавочный коэффициент ухудшения	0,53	0,00	0,016
Определенные значения, включая добавочный коэффициент ухудшения	1,30	3,55	0,186
Предельные значения Правил ЕЭК ООН № 96-02	3,5	4,0	0,20

Таблица 8

Технические характеристики дизелей КамАЗ удовлетворяющих предписаниям Правил ЕЭК ООН № 96-02

Модель двигателя	Параметры					
	Тип	*D*×*S*, мм	*iVh*, л	n_N, об/мин	N_e, кВт	$M_{кр\ max}$, Н·м
740.642-420	V-8	120×130	11,76	1900	309	1864
740.632-400					294	1766
740.602-360					265	1570
740.612-320					235	1373
740.662-300					221	1275
740.622-280					206	1177
740.652-260					191	1128

Выводы

1. Результаты проведенной научно-исследовательской работы позволили создать семейство коммерческих, конкурентоспособных дизелей КамАЗ, удовлетворяющих предписаниям Правил ЕЭК ООН № 96-02 и Технического регламента «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ».

2. Созданное семейство дизелей КамАЗ экологического класса 4, предназначенное для применения на внедорожной технике, усиливает ключевые компетенции и потенциал ОАО КамАЗ в развитии конструкции и расширении области применения двигателей собственного производства.

Литература

1. Правила № 96. Поправки серии 02. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах и внедорожной подвижной технике в отношении выброса загрязняющих веществ этими двигателями. E/ECE/324, E/ECE/TRANS/505, 8 April 2008.

2. Что делать? (чтобы обеспечить ЕВРО-2)/ И.Ю. Хамидуллин, Д. Х. Валеев, Н. А. Гатауллин и др. // Двигатель. — 1999. — № 6 (6). — С. 15–17.

3. Топливные системы и экономичность дизелей/ И. В. Астахов, Л. Н. Голубков и др. — М. : Машиностроение, 1990. 288 с.

4. *Мельник Г.В.* Технологии для обеспечения малотоксичной работы транспортных дизелей и альтернативные топлива. Проблемы применения технологии SCR на внедорожной технике // Двигателестроение. — 2011. — № 3. — С. 46–48.

5. *Гатауллин Н. А., Борисенков Е. Р., Драчёва И. П., Хафизов Р. Х.* Комплекс программ для обработки результатов испытаний двигателей на стенде // СМ 37.104.17.3550-2001 — Информационная справка. — Наб. Челны: ОАО КамАЗ, 2001. — 42 с.

6. *Иващенко Н. А., Вагнер В. А., Грехов Л. В.* Дизельные топливные системы с электронным управлением: учебно-практическое пособие. — Барнаул : Изд-во АлтГТУ им. И. И. Ползунова, 2000. — 111 с.

7. *Isenburg R., Milnzenmay M.* Diesel — Speichereinspritzsystem Common Rail // Robert Bosch GmbH. 1998. — P. 49.

8. Системы управления дизельными двигателями/ пер. с немец. С40. — М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. — 480 с.

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 1 полугодие 2012 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	40 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	36 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	38 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	36 000 руб.
	Черно-белая	30 000 руб.

УДК 504.054, 625.712.14

О КОЛИЧЕСТВЕ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ НА АВТОМАГИСТРАЛЯХ И КАЧЕСТВЕ АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА В САНКТ-ПЕТЕРБУРГЕ

В.Ф. Хватов, д.т.н.
Управление государственной инспекции безопасности дорожного движения (УГИБДД),
М.В. Волкодаева, д.т.н, к.г.н.
Северо-Западный государственный заочный технический университет,
А.В. Левкин,
ООО «Институт прикладной экологии и гигиены»

В статье приводятся данные об уровне автомобилизации в стране и Санкт-Петербурге, динамике роста количества автотранспортных средств и интенсивности движения. Выполнен анализ показателей качества атмосферного воздуха в Санкт-Петербурге, который показал, что, не смотря на рост интенсивности транспортных потоков, качество атмосферного воздуха в Санкт-Петербурге имеет тенденцию к улучшению.

Средний уровень автомобилизации в нашей стране достиг примерно 250 автомобилей на 1000 жителей, по легковым автомобилям — 224,1 ед. на 1000 жителей. В крупных городах России он значительно выше: в Москве на 1000 жителей приходится более 350 автомобилей, в том числе легковых — почти 329 ед., в Санкт-Петербурге на 1000 жителей приходится 318 ед. легковых автомобилей [6].

По данным Управления государственной инспекции безопасности дорожного движения ГУВД по Санкт-Петербургу и Ленинградской области, количество автотранспортных средств (АТС), зарегистрированных в Санкт-Петербурге, за прошедшие 10 лет увеличилось более чем в 1,5 раза и составило на конец 2009 г. более 1,7 млн ед. (табл. 1). По данным аналитического агентства «Автостат» [6], количество легковых и

Таблица 1

Сведения о наличии автотранспортных средств в собственности физических и юридических лиц по Санкт-Петербургу по годам (на 1 января)

		2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010*
1. Автотранспорт физических лиц		931 271	1 049 828	1 104 002	1 137 131	1 182 906	1 288 491	1 404 247	1495453	1534059	1 452 796
	легковых а/м	788 118	887 710	931 620	961 688	1 007 148	1 104 482	1 215 229	1 306 320	1 342 545	1 388 292
	грузовых а/м	35 068	41 349	43 368	45 262	46 097	51 559	54 879	56 309	54 580	58 112
из них	автобусов	2816	5210	5607	5794	6086	6795	6964	6517	6563	6392
	мототранспорта	52 311	53 648	58 024	57 249	53 838	52 784	50 719	46 397	48 734	—**
	прицепов	50 213	56 936	59 376	60 908	62 279	64 192	66 467	68 583	69 963	—
	полуприцепов	2745	4975	6007	6730	7458	8679	9989	11 327	11 674	—
2. Автотранспорт юридических лиц		153 128	128 402	136 800	141 862	148 278	158 407	174 143	186 374	178 340	161 422
	легковых а/м	63 797	44 303	49 218	52 076	56 331	61 161	69 394	82 456	78 669	89 589
	грузовых а/м	62 190	57 593	58 685	59579	60 073	63 107	66 852	66 149	62 651	57 305
из	автобусов	11 098	11 098	12 259	12 941	13 464	14 997	16 793	15 883	15 467	14 528
них	мототранспорта	2164	1183	991	909	896	887	870	604	599	—
	прицепов	6097	5561	5691	5588	5554	5666	5894	5999	5985	—
	полуприцепов	8469	8664	9956	10 769	11 960	12 589	14 340	15 283	14 969	—
3. Итого		1 084 399	1 178 230	1 240 802	1 279 493	1 331 184	1 446 898	1 578 390	1 681 827	1 712 399	1 614 218
	легковых а/м	851 915	93 2013	980 838	1 013 764	1 063 479	1 165 643	1 284 623	1 388 776	1 421 214	1 462 461
	грузовых а/м	97 258	98 942	102 053	104 841	106 170	114 666	121 731	12 2458	117 231	129 043
из	автобусов	13 227	16 308	17 866	18 735	19 550	21 792	23 757	22 400	22 030	22 714
них	мототранспорта	54 475	54 831	59 015	58 158	54 734	53 671	51 589	47 001	49 333	—
	прицепов	56 310	62 497	65 067	66 496	67 833	69 858	72 361	74 582	75 948	—
	полуприцепов	11 214	13 639	15 963	17 499	19 418	21 268	24 329	26 610	26 643	—

* По данным аналитического агентства Автостат [6]. ** Нет данных.

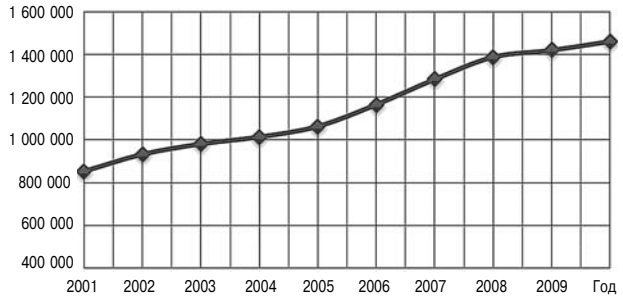


Рис. 1. Количество легковых АТС (ед.) в период с 2001 по 2010 гг.

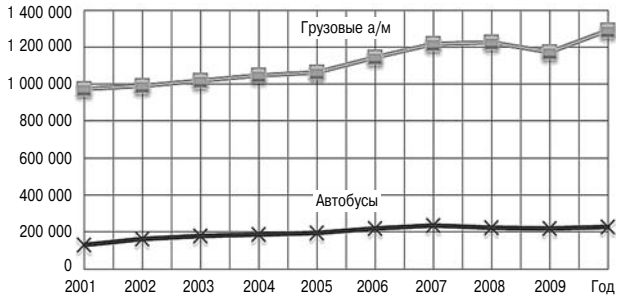


Рис. 2. Количество грузовых АТС (ед.) и автобусов в период с 2001 по 2010 гг.

грузовых автомобилей, а также автобусов на конец 2010 г. составило более 1,6 млн ед., что на 53 тыс. ед. больше суммы этих же АТС, за 2009 г.

Ежегодно количество АТС в Санкт-Петербурге увеличивается более чем на 100 тыс. единиц, и только в 2009 и 2010 гг. наблюдалось некоторое снижение темпов прироста количества АТС, вызванное, возможно, экономическим кризисом и государственной программой утилизации АТС.

На рис. 1 и 2 схематично отображена тенденция изменения числа зарегистрированных легковых, грузовых АТС и автобусов в период с 2001 по 2010 гг.

С учетом существующего ежегодного темпа роста уже к 2015 г. количество АТС может составить около 2,5 млн единиц.

Кроме данных о количестве зарегистрированных АТС, представляет большой интерес информация о количестве АТС одновременно движущихся по автомагистралям города. Общая протяженность дорожной сети Санкт-Петербурга составляет 3895,8 км. В городе более 1100 светофорных объектов.

Для определения количества АТС одномоментно находящихся в движении предлагается использовать данные интенсивности движения АТС (интенсивность движения — количество автомобилей, проходящих через данное сечение дороги за единицу времени и выражается количеством автомобилей в час), плотности транспортных потоков (плотность транспортного потока — количество автомобилей на километр дороги на всех полосах движения), протяженности автодорог. Все автомагистрали города по их значимости можно разделить на три категории: городского, районного, местного значений. В табл. 2 показаны протяженность автодорог, количество автодорог различной категории и количество АТС как по всему городу, так и по районам

Таблица 2

Протяженность, количество автодорог различной категории и количество АТС по районам Санкт-Петербурга

№ п/п	Наименование района	Протяженность дорог (км) 2010 г.	Количество дорог городского значения	Количество дорог районного значения	Количество дорог местного значения	Количество АТС (31.12.09)
1	Адмиралтейский	107,5	51	26	90	68 852
2	Василеостровский	86,9	16	16	64	71 031
3	Выборгский	288,6	30	37	178	166 174
4	Калининский	142,2	28	28	32	149 253
5	Кировский	127	34	17	54	126 788
6	Колпинский	168,6	16	5	198	60 696
7	Красногвардейский	225	27	12	139	124 739
8	Красносельский	269	20	23	291	103 356
9	Кронштадтский	94	—	7	55	11 133
10	Курортный	473	7	16	596	22 662
11	Московский	160,2	27	23	53	120 026
12	Невский	385,7	28	21	82	156 864
13	Петроградский	115,6	33	39	117	47 496
14	Петродворцовый	244	7	16	258	42 733
15	Приморский	351	32	30	216	148 019
16	Пушкинский	408,1	24	10	173	44 682
17	Фрунзенский	112	20	14	33	136 229
18	Центральный	137,4	72	47	116	111 666
Итого:		3895,8	472	387	2745	1 712 399

Санкт-Петербурга. Для определения количества АТС одновременно движущихся по автомагистралям города, имеет большое значение информация о количестве полос для движения АТС. При этом следует учесть, что, как правило, крайняя правая полоса занята стоящим автотранспортом, если нет ограничений стоянки транспорта дорожными знаками. Ниже, в качестве примера в табл. 3 и 4 представлена информация о протяженности, количестве полос и интенсивности АТС на основных автодорогах одного из районов города (Красногвардейского района).

Учитывая количество АТС на основных магистралях города надо понимать, что в районах центральной части города, таких как Центральный, Адмиралтейский, Петроградский в часы «пик» накапливается транспорт прилегающих районов. Также нельзя оставлять без внимания так называемые «спальные» районы, где всплеск интенсивности автотранспортного движения резко возрастает в утренние и вечерние часы «пик» . Особое внимание отводится кольцевой автомобильной дороге, которая с одной стороны, разгрузила город от АТС, а с другой — увеличила нагрузку на съездные в город автомагистрали более плотными транспортными потоками (Дачный пр., пр. Маршала Жукова, Витебский пр., Московское шоссе, Народная ул., Выборгское шоссе, пр. Культуры, Пулковское шоссе, Софийская ул.). Например, по данным КПП ГИБДД, на Таллиннском и Приозерском шоссе интенсивность транспортных потоков достигает около 4440 и 7714 авт./ч соответственно. Рассматривая все районы Санкт-Петербурга, надо отметить, что 15 районов города находятся в пределах КАД и их можно разделить на группы по некоторым особенностям:

➢ «спальные», густонаселенные и прилегающие к КАД (Петродворцовый, Красносельский, Кировский, Московский, Фрунзенский, Невский, Красногвардейский, Калининский, Выборгский, Приморский, Курортный);

➢ «транзитные», деловые и «офисные» районы центральной части (Центральный, Адмиралтейский);

➢ расположенные на островах и соединенные с другими районами мостами (Василеостровский и Петроградский). И в то же время Петроградский район, можно рассматривать больше как транзитный.

Проанализируем данные о количестве АТС, одномоментно находящихся в движении на Московском пр., одной из главных «артерий» не только Московского района, но и всего города. Из данных натурных обследований следует, что интенсивность движения на Московском пр. за последние 15 лет увеличилась почти в 5 раз (рис. 3).

Для определения количества одномоментно находящихся в движении АТС на Московском пр. можно использовать данные:

➢ длина магистрали (7100 м, от Сенной пл. до пл. Победы, проспект пересекает набережную реки Фонтанки, Обводный канал, ул. Благодатную, ул. Кузнецовскую, ул. Бассейную, ул. Фрунзе и Ленинский пр.);

Таблица 3

Характеристика магистралей Красногвардейского района

№ п/п	Наименование	Протяженность (метр)	Количество полос
1	Пискаревский пр.	8950	6
2	Шоссе Революции	4604	2–6
3	Пр. Энергетиков	6362	2–6
4	Индустриальный пр.	5234	6
5	Пр. Косыгина	2988	4–6
6	Заневский пр.	3308	6
7	Свердловская наб.	1226	6
8	Малоохтинский пр.	3556	6
9	Пр. Металлистов	3372	4
10	Большая Пороховская ул.	2065	4
11	Ириновский пр.	2439	6
12	Рябовское шоссе	4536	2–6
13	Ул. Красина	1700	2
14	Пр. Маршала Блюхера	949	6
15	Среднеохтинский пр.	2319	4
16	Большеохтинский пр.	1878	2
17	Новочеркасский пр.	2883	4
18	Ул. Коммуны	4584	4
Итого		62 953	

Таблица 4

Интенсивность движения АТС на автомагистралях Красногвардейского района в 2010 г. (авт./ч)

Наименование магистрали	Легковой транспорт	Автобусы	Грузовой транспорт	Автопоезда	Итого
Пр. Наставников	1375	195	301	26	1968
Шоссе Революции	2950	140	103	3	4132
Пр. Косыгина	6700	643	1865	35	9408
Рябовское шоссе	2100	62	258	22	2455
Ириновский пр.	1522	169	375	12	2106
Апрельская ул.	731	8	38	1	784
Ул. Красина	1252	20	186	8	1466

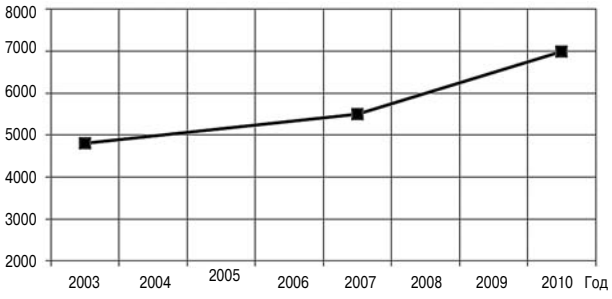


Рис. 3. Динамика роста интенсивности движения АТС (авт./ч) на Московском пр.

➢ количество полос для движения АТС — 8 (по 4 в каждом направлении);

➢ скорость движения АТС в час пик (средняя скорость движения АТС по Московскому пр. в час «пик» около 15 км/ч);

➢ интенсивность движения АТС в час «пик» (6500 авт./ч, где в вечернее время «пик» 4100 авт./ч в направлении из города и 2400 авт./ч — в город);

➢ плотность транспортного потока в час «пик» (около 1000 ед. на 7,1 км, при 4-рядном движении в направлении из города и 4-рядном в город).

Следует отметить, что средняя скорость движения АТС, интенсивность и плотность автотранспортного потока — взаимозависимые величины и зависят от времени суток, дня недели, сезона года. Пространственный интервал между АТС зависит от скорости движения АТС. Плотность транспортного потока увеличивается при снижении скорости. Средняя длина легкового автомобиля составляет 4,5–5 м. При минимальном пространственном интервале АТС и скорости движения автомобилей до 15 км/ч в непрерывном потоке, их количество на одной полосе протяженностью в 1 км достигает 140 АТС, таким образом на 4 полосах протяженностью 7,1 км по направлению из города находится около 4000 ед. АТС. Для предотвращения «пробок» в часы «пик» работники Госавтоинспекции выдерживают зеленый сигнал светофора по Московскому пр. до 10 мин и тем самым выпускают автотранспорт из центральной части города. При таком непрерывном потоке автотранспорта на Московском пр. скорость транспортного потока увеличивается и интенсивность движения АТС достигает 7100 АТС/ч. «Пиковая» интенсивность движения продолжается около 5 ч, при этом все магистрали прилегающие к Московскому пр., также максимально загружены.

Методологию выполненного анализа можно рассматривать как модель, применимую к аналогичным автомагистралям, где ограничено движение грузового транспорта (до 3,5 т), которых в Санкт-Петербурге около 30 различной протяженности. В Центральном районе такой автомагистралью является Невский пр., в Кировском районе — пр. Стачек, в Красногвардейском районе — Среднеохтинский пр. и в Василеостровском районе — Большой пр.

В пятницу, субботу и воскресенье наиболее загружены выездные магистрали (Таллиннское, Киевское, Московское, Мурманское, Приозерское, Выборгское, Приморское шоссе) и прилегающие к ним. «Пик» интенсивности движения АТС приходится на пятницу на вечернее время с 17.00 до 23.00 ч в летний период и в воскресенье с 17.00 до 24.00 ч при возвращении АТС в город.

Таким образом, только на основных автомагистралях (учитывая их протяженность и количество полос магистралей) может одномоментно находиться в движении в часы «пик» до 150 тыс. АТС, а с учетом количества АТС на всех улицах городского, районного, местного значения и межквартальных проездах, общее количество АТС может превысить 300 тыс. ед.

В заключение необходимо отметить еще один аспект, связанный с загруженностью автомагистралей города. Проведенные в 2010 г. исследования показали, что:

➢ в 65 % автомобилей находится только водитель;

➢ в 20 % автомобилей находятся водитель и 1 пассажир;

➢ в 10 % автомобилей — водитель и 2 пассажира;

➢ в 4 % автомобилей — водитель и 3 пассажира;

➢ и только в 1 % автомобили полностью загружены (водитель и 4 пассажира).

Легковой автомобиль, в салоне которого находится только водитель, управляющий этим автомобилем, занимает минимум 18 м^2 площади проезжей части в транспортном потоке, тогда как маршрутное такси, занимающее такую же площадь, перевозит до 15 человек. В практике зарубежных стран для автомобилей, перевозящих максимальное количество пассажиров, предоставляется специальная полоса движения, в нашем случае это может быть полоса для движения общественного транспорта.

Кроме негативных тенденций, связанных с ежегодным увеличением автотранспортных потоков, движущихся по автомагистралям города, есть и положительные. Если в 2000 г. в транспортном потоке города из 10 ед. АТС количество легковых автомобилей иностранного производства составляло 7 ед., то в 2010 г. уже достигло 9, при этом большинство этих автомобилей соответствуют требованиям Евро-3 и 4, т. е. имеют пониженные выбросы вредных загрязняющих веществ в атмосферный воздух.

На основе данных наблюдений сети стационарных постов мониторинга загрязнением атмосферного воздуха, приведенных в [7], построены графики межгодовых изменений концентраций основных загрязняющих веществ (рис. 4–6).

Среднегодовые концентрации диоксида азота в течение десятков лет превышали гигиенические критерии качества атмосферного воздуха и неуклонно росли с 1980-х гг. до конца девяностых, достигнув наибольшего значения (2, 7 ПДК с.с.) в 1998 г. [7]. С 2000-х гг. наблюдается положительная тенденция к улучшению качества атмосферного воздуха, с начала 2000-х гг. среднегодо-

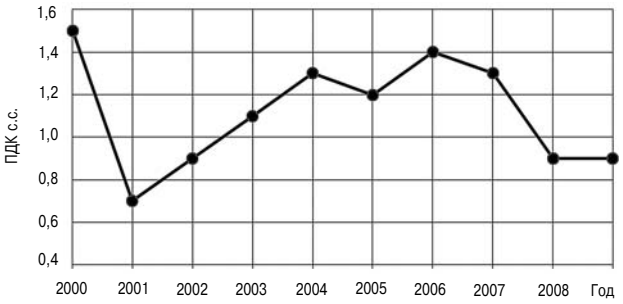


Рис. 4. Межгодовые изменения среднегодовых концентрации диоксида азота в атмосферном воздухе 2000–2009 гг.

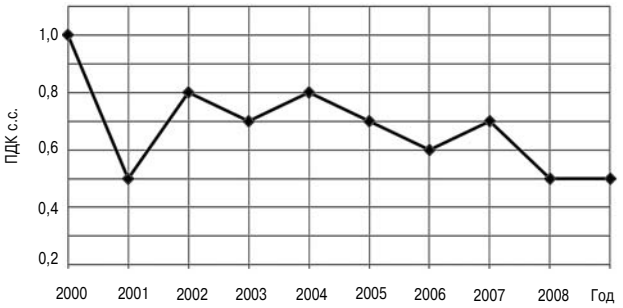


Рис. 5. Межгодовые изменения среднегодовых концентраций оксида азота в атмосферном воздухе 2000–2009 гг.

вые концентрации диоксида азота в целом по городу не превышают ПДК (рис. 4).

Среднегодовые концентрации оксида азота в период с 2000 по 2009 г. находятся в пределах нормы, при этом с 2000 г. наблюдается тенденция к их уменьшению (рис. 5).

Показатели качества атмосферного воздуха по оксиду углерода на всем протяжении анализируемого периода соответствовали нормативам качества атмосферного воздуха (рис. 6).

Таким образом, проведенный анализ показателей качества атмосферного воздуха Санкт-Петербурга позволяет сделать вывод о том, что

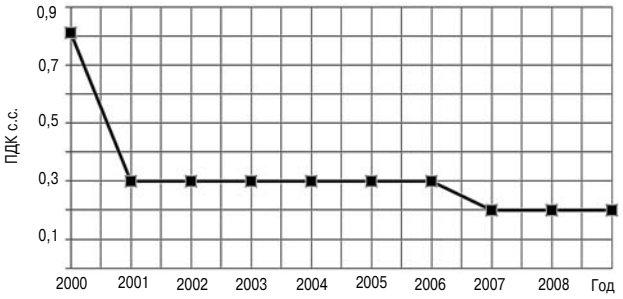


Рис. 6. Межгодовые изменения концентрации оксида углерода в атмосферном воздухе 2000-2009 гг.

несмотря на увеличивающееся количество и интенсивность движения АТС, качество атмосферного воздуха в Санкт-Петербурге имеет тенденцию к улучшению. Это может быть связано с уменьшением выбросов автомобильного транспорта, улучшением его экологических характеристик, вводом новых регламентов соответствия экологическим стандартам при выпуске новых автомобилей и обновлением автопарка.

Литература

1. Генеральная схема развития улично-дорожной сети (УДС) Санкт-Петербурга. Том 2. Ч. 1. Классификация улично-дорожной сети. НИПИТРТИ. — Санкт-Петербург. — 2006. — С. 3–29.

2. Автомобильные дороги России. Состояние и перспективы; МАДИ. — М. 2007. — С. 33–34.

3. *Фишельсон М.С.* Городские пути сообщения. — М. : — Изд. «Высшая школа», 1967. — С. 307–313.

4. Автомобильные перевозки и организация дорожного движения: справочник пер. с англ./В.У. Рэнкин, П. Клафи, С. Халберт и др. — М. : Транспорт, 1981. — С. 39—56; 134—211.

5. Автокаталог 2006. Модели мира. — СПб. 2005.

6. Автомобильный рынок России-2011: справ. изд. — Тольятти: Автостат, 2011.— 208 с.

7. Охрана окружающей среды, природопользование и обеспечение экологической безопасности в Санкт-Петербурге за 1998–2009 гг.

УДК 621.431

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МОЮЩИХ ПРИСАДОК К БЕНЗИНУ НА МОТОРНОМ СТЕНДЕ

Ю.В. Галышев, А.Ю. Шабанов, А.Б. Зайцев
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет

Предложена методика оценки эффективности моющих присадок к бензину, основанная на оценке начального эталонного загрязнения двигателя, при формировании идентичного уровня отложений на впускных клапанах и в камере сгорания. В ходе испытаний на моторном стенде выполнен анализ динамики изменения технико-экономических и экологических показателей двигателя при длительной работе на бензине с моющей присадкой, а также изменение уровня загрязнений контрольных деталей — впускных и выпускных клапанов и свечей зажигания. Анализ экспериментальных данных показал заметное снижение удельного расхода топлива и уменьшение токсичности отработавших газов за счет использования моющих присадок.

Необходимой компонентой современного автомобильного бензина являются моющие присадки, уменьшающие его склонность к отложениям на впускных клапанах и в камере сгорания. Это особенно актуально для современных инжекторных двигателей, в которых струя топлива направлена на сравнительно холодную поверхность тарелки впускного клапана. При этом для топлив определенного группового состава создаются условия для образования органических отложений во впускной системе, существенно влияющих на процесс наполнения двигателя.

Кроме того, формирование слоя топливных нагаров в камере сгорания существенно меняет уровень температурного состояния деталей ЦПГ, ухудшая теплоотвод в систему охлаждения. Это приводит к уменьшению детонационной стойкости двигателя, возможности развития процессов калильного воспламенения. При значительном уровне загрязненности камеры изменяется фактическая степень сжатия, что также негативно влияет на протекание процессов сгорания.

Таким образом, бензины, склонные к образованию отложений, при длительном использовании способны существенно ухудшить технико-экономические и экологические показатели работы бензинового двигателя.

В настоящее время основными производителями автомобильных бензинов используются импортные пакеты моющих присадок к топливам производства фирм Lubrizol, BASF и др. Согласно рекомендациям фирм-изготовителей этих присадок, концентрация их ввода обычно одинаковая для любых типов бензинов, вне зависимости от их фракционного состава. Очевидно, что это не совсем правильно с точки зрения оптимизации концентрации присадки по соотношению «цена-качество» товарного бензина, поскольку склонность к отложениям базовых топлив существенно зависит от их группового состава.

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований, проведенных на кафедре ДВС СПбГПУ, с целью поиска решения вышеуказанной проблемы.

Испытания проводись для нескольких вариантов моющей присадки «Ultrazol» производства фирмы Lubrizol и «Kerapur» фирмы BASF. Кроме того, были проведены многочисленные испытания товарных бензинов, содержащих моющие присадки. Эти испытания выявили некие общие тенденции работы вышеуказанных присадок, что позволило обобщить результаты аналогичных циклов испытаний, проведенных с использованием бензинов, содержащих эти препараты.

Для оценки эффективности использования бензинов с моющими присадками была разработана специальная методика длительных стендовых испытаний полноразмерного двигателя. В ходе испытаний анализировалась динамика изменения технико-экономических и экологических показателей двигателя при длительной работе на бензине с моющей присадкой, а также изменение уровня загрязнений контрольных деталей — впускных и выпускных клапанов и свечей зажигания.

Отличительная особенность разработанной методики состоит в использовании метода начального эталонного загрязнения двигателя, формирующего примерно идентичный уровень отложений на впускных клапанах и в камере сгорания. Эталонное загрязнение формируется путем вырабатывания заданного объема «загрязняющего» топлива специально подобранного состава на фиксированном цикле режимов малых нагрузок и холостого хода.

Процедура испытаний каждого из препаратов включает в себя следующие этапы:

➢ подготовку двигателя к испытаниям — демонтаж головки цилиндров, очистку внутренних поверхностей деталей от нагаров, промывку топливной системы, начальное взвешивание свечей зажигания, впускных и выпускных клапанов, сборку двигателя, монтаж на стенде;

➢ базовое загрязнение путем наработки заданного времени на эталонном загрязняющем топливе;

➢ демонтаж головки блока цилиндров, повторное взвешивание свечей зажигания, впускных и выпускных клапанов, определение начальной массы осажденных отложений, повторная сборка двигателя;

➢ определение базовых показателей двигателя после загрязнения по специальной программе, исключающей термическую самоочистку деталей;

➢ вырабатывание топлива с моющей присадкой на фиксированном режиме работы с периодическим контролем параметров для оценки динамики работы препарата; длительность испытаний — 50 моточасов;

➢ определение итоговых показателей двигателя;

➢ демонтаж головки блока цилиндров, взвешивание свечей, впускных и выпускных клапанов, определение массы отложений после очистки.

Определение базовых и итоговых показателей двигателя проводилось на двух нагрузочных характеристиках в нижнем диапазоне нагрузок (для исключения фактора высокотемпературной самоочистки).

Анализ экспериментальных данных выявляет положительное влияние всех испытанных моющих присадок, выраженное в заметном снижении удельного расхода топлива и токсичности отработавших газов. Данный эффект более выражен для инжекторного двигателя, что, по-видимому, объясняется большей интенсивностью очистки впускной системы при подаче бензина в двигатель под давлением, через форсунки системы впрыска.

В процессе испытаний снимались показатели на четырех режимах работы через заданные интервалы времени. Эти данные характеризуют динамику работы моющей присадки. Полученные данные проиллюстрированы на рис. 1–4.

На рис. 1 приведены данные измерения расхода воздуха на двигателе ВАЗ-2111 при различных положениях дроссельной заслонки на режиме с фиксированной частотой вращения коленчатого вала (2000 об/мин).

Результаты демонстрируют тенденцию к увеличению расхода воздуха через двигатель, происходящему по мере выработки бензина, содержащего исследуемый препарат. Наибольший эффект проявляется при малых нагрузках, то есть

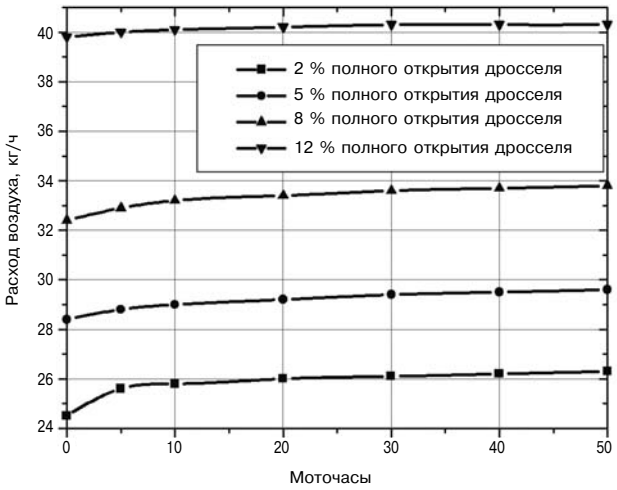


Рис. 1. Изменение расхода воздуха в процессе длительной работы двигателя ВАЗ-2111 на бензине с моющей присадкой, *n* = 2000 об/мин

при незначительном открытии дроссельной заслонки двигателя. При увеличении открытия дросселя эффект постепенно уменьшается.

На рис. 2 приведены данные об изменении эффективного КПД двигателя ВАЗ-2111 в зависимости от времени наработки на бензине, содержащем моющую присадку. Эти результаты наглядно иллюстрируют влияние препарата на эффективность рабочего процесса, суммарно выражающуюся в улучшении условий наполнения цилиндров, состава смеси, а также возможной интенсификации процесса сгорания.

Полученные результаты свидетельствуют о примерно одинаковой динамике изменения эффективного КПД на всех контрольных режимах. В начальный период наблюдается некоторое ухудшение показателей рабочего цикла двигателя, очевидно вызванного нештатным изменением сос-

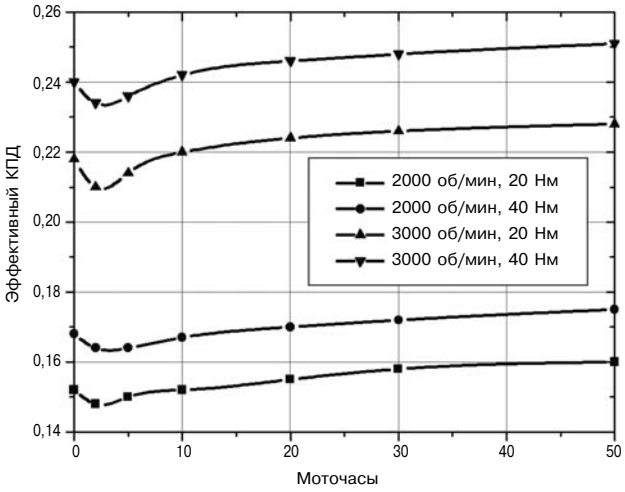


Рис. 2. Изменение эффективного КПД двигателя на фиксированных режимах работы в зависимости от времени наработки на бензине, содержащем моющую присадку

тава бензовоздушной смеси, поступающей в камеру сгорания. Попадание загрязнений, снятых с поверхности стенок топливной системы, в дозирующие элементы системы питания, снижают расход топлива, причем на средней и сильной степенях начальной загрязненности двигателя обеднение смеси лишь частично компенсируется штатной отработкой системы управления.

Аналогичная, но количественно менее выраженная картина проявлялась и на карбюраторном двигателе. Также наблюдалась некоторая неустойчивость работы, проявившаяся в колебаниях нагрузки при фиксированном положении дроссельной заслонки.

По мере очистки дозирующих элементов топливных систем штатная работа двигателей восстанавливалась и при этом наблюдалась устойчивая тенденция повышения эффективности рабочего цикла.

На рис. 3 приведены результаты измерения содержания СН в отработавших газах по мере очистки двигателя. Резкий рост СН в начальный период работы моющей присадки также определяется обеднением смеси и снижением в связи с этим скорости сгорания топлива. Кроме того, вместе с топливовоздушной смесью в камеру сгорания в этот период выносятся загрязнения, что также увеличивает уровень СН. По мере очистки деталей двигателя уровень СН постепенно снижается и в итоге стабилизируется на уровне, существенно более низком, чем начальный.

На начальном этапе работы бензина с моющей присадкой наблюдается некоторое падение содержания СО, что объясняются нештатным кратковременным обеднением смеси. Затем, по мере восстановления нормальных условий работы карбюратора и форсунок, уровень СО стабилизируется на уровне, практически совпадающем с начальным.

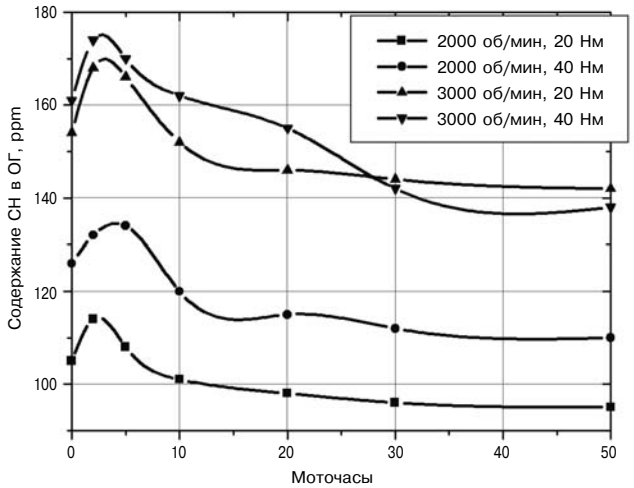


Рис. 3. Изменение содержания СН в отработавших газах двигателя на фиксированных режимах работы в зависимости от времени наработки на бензине, содержащем моющую присадку

Таблица 1

Результаты весового анализа очищающей способности моющей присадки, инжекторный двигатель ВАЗ-2111

Деталь	Масса чистой детали, г	Масса детали после загрязнения, г	Масса начальных отложений, мг	Масса детали после очистки, г	Масса отложений после очистки, мг	Уменьшение масы отложений, %
Впускной клапан	73,422	73,447	25	73,429	7	72
Выпускной клапан	68,983	68,991	8	68,987	4	50
Свеча зажигания	55,278	55,298	20	55,289	11	45

Таблица 2

Результаты весового анализа очищающей способности моющей присадки, карбюраторный двигатель ВАЗ-2108

Деталь	Масса чистой детали, г	Масса детали после загрязнения, г	Масса начальных отложений, мг	Масса детали после очистки, г	Масса отложений после очистки, мг	Уменьшение масы отложений, %
Впускной клапан	72,896	72,913	17	72,907	11	35
Выпускной клапан	68,145	68,157	12	68,150	5	58
Свеча зажигания	59,540	59,555	15	59,547	7	59

Количественная оценка качества работы моющей присадки проводилась на базе сопоставления изменения масс отложений на контрольных деталях. В качестве контрольных весовых элементов в испытаниях использовались свечи зажигания, впускные и выпускные клапаны. Масса отложений на них определялась путем взвешивания на аналитических весах с точностью до 0,0001 г.

Детали взвешивались три раза. Первый раз — до начала испытаний, для определения начальной массы чистых деталей. Второй раз — после эталонного загрязнения. Третий раз — после 50 часов работы двигателя на бензине с моющей присадкой. Данные взвешивания усреднялись по всем четырем деталям (см. табл. 1 и 2).

Эффективность очистки оценивалась по уменьшению итоговой массы отложений по отношению к начальной массе отложений, сформированной на этапе начального загрязнения, выраженной в процентах:

$$\Delta M_{от} = (M_{ит} - M_{ч})/(M_{эз} - M_{ч}) \cdot 100\ \%,$$

где $\Delta M_{от}$ — относительное уменьшение массы отложений; $M_{ч}$ — масса чистой детали; $M_{э.з}$ — масса детали после эталонного загрязнения;

$М_{ит}$ — масса детали по окончании цикла испытаний на бензине, содержащем моющую присадку.

Как следует из полученных результатов, максимальная эффективность моющих присадок проявляется при удалении отложений с впускных клапанов инжекторного двигателя. Очевидно, это связано с тем, что внутренняя поверхность клапана, в отличие от других деталей, омывается направленной струей топлива, подаваемого под значительным давлением.

Кроме того, очевидно положительное действие присадки на удаление нагара в камере сгорания и на выпускных клапанах. Структура отложений на тарелке выпускного клапана показывает, что моющие присадки удаляют органическую составляющую нагаров, не воздействуя на зольные отложения.

Таким образом, разработанная методика испытаний позволяет с высокой степенью достоверности анализировать эффективность работы моющих присадок любых типов и составов.

Следует отметить, что в процессе испытаний была выявлена характерная особенность работы моющих присадок, обычно не учитываемая их фирмами-производителями при разработке рекомендуемых рецептур их применения. Значительным объемом испытаний было показано, что эффективность работы одной и той же моющей присадки существенно зависит от группового состава базового бензина, используемого для производства товарного топлива. Так, основная масса присадок в рекомендованной фирмой-производителем концентрации более эффективно работает на базовых бензинах с большим содержанием ароматических углеводородов и малым количеством оксигенатов. При повышении количества оксигенатов или уменьшении содержания ароматических углеводородов в базовом бензине эффективность работы моющей присадки снижается. Это означает, что для достижения оптимального соотношения «цена-качество» товарного бензина необходим подбор наиболее эффективной концентрации моющей присадки с учетом состава применяемого базового топлива.

ПАМЯТИ В.А. ПУТЯТИНСКОГО

28 января 2012 г. на 78 году жизни скоропостижно скончался Заслуженный работник высшей школы РФ, почетный энергетик РФ, почетный работник ТЭК, почетный профессор ВИТУ, академик Петровской академии наук и искусств, кавалер ордена Красной Звезды, участник боевых действий в Афганистане, доктор технических наук профессор кафедры «Двигателей и энергетических установок» ВИТИ



Виктор Александрович Путятинский

В.А. Путятинский родился 15 августа 1934 г. В 1952 г. после окончания Уфимского авиационного техникума до 1953 г. работал на авиамоторном заводе. В 1958 г. окончил с отличием и золотой медалью 2-е Высшее военно-морское инженерное училище в Ленинграде. В период учебной практики участвовал в разминировании акватории Балтики, за что был награжден нагрудным знаком «За боевое траление». До 1962 г. проходил службу в РВСН на различных должностях, связанных с автономным энергоснабжением специальных объектов.

В 1962 г. В.А. Путятинский был переведен в ВИТУ ВМФ на должность младшего научного сотрудника НИЛ-3. В 1965 г. был назначен начальником лаборатории кафедры ДВС и вскоре (в 1967 г.) защитил кандидатскую диссертацию. В 1983 г. находился в длительной командировке в Афганистане, где в условиях боевых действий участвовал в организации бесперебойного энергоснабжения гарнизонов ограниченного контингента войск Советской Армии. После возвращения из Афганистана продолжил научно-педагогическую деятельность на кафедре ДВС, в 1985 г. защитил докторскую диссертацию, а в 1989 г. стал начальником кафедры.

В.А. Путятинский — талантливый ученый и педагог, внесший значительный вклад в развитие научной школы кафедры ДВС (ДЭУ) ВИТУ. Им опубликовано более 200 научно-методических трудов, в том числе три учебника, получено более 20 авторских свидетельств на изобретения.

Выпускники факультета энергетики ВИТУ разных лет вспоминают лекции профессора В.А. Путятинского по рабочим процессам ДВС как пример высшей формы методического и преподавательского мастерства.

За время многолетней службы на кафедре профессор Путятинский В.А. воспитал целую плеяду учеников, в том числе 3-х докторов и 10 кандидатов технических наук.

Редакция журнала «Двигателестроение», сотрудники кафедры ДВС (ДЭУ) ВИТУ приносят свои соболезнования семье, друзьям и коллегам д.т.н., проф. Путятинского В.А. Светлая память о нем надолго останется в наших сердцах.

УДК 631.372.43.03

ВЛИЯНИЕ ДОБАВКИ ЭТАНОЛА К ВОЗДУХУ НА ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

А.Н. Карташевич, д.т.н., проф.; Г.Н. Гурков, инж.,
Белорусская государственная сельскохозяйственная академия
С.А. Плотников, к.т.н., доц.; Ш.В. Бузиков, к.т.н., ст. преп.
Московский государственный индустриальный университет, филиал в г. Кирове

Проведены сравнительные экспериментальные исследования работы тракторного дизеля на дизельном топливе и с подачей паров этанола во впускной воздух. Определены мощностные, экономические и экологические показатели дизеля на основных нагрузочных и скоростных режимах работы.

Исследования выполнены в рамках научной программы «Биотопливо».

На кафедре «Тракторы и автомобили» Белорусской ГСХА в рамках научной программы «Биотопливо» проводятся испытания тракторных дизелей 4Ч11,0/12,5 (Д-243) и 4ЧН11,0/12,5 (Д-245.5С2) при работе на дизельном топливе (ДТ) с добавками растительных масел (РМ) и этанола (Э) [1–3].

Программа «Биотопливо» реализуется с целью экономии дизельного топлива за счет его частичной замены альтернативными возобновляемыми видами моторного топлива.

В исследованиях используются дизельное топливо марки Л, рапсовое масло холодного отжима, синтетический этанол по ТУ 2421-117-00151727—98.

В целях наполнения цилиндров количеством воздуха, необходимым для полного сгорания топлива объем испаренного этанола был ограничен величиной 20 % от расхода основного топлива. При этом расчетный коэффициент избытка воздуха должен был составлять не менее 1,05–1,10. Подача этанола во впускной трубопровод осуществлялась распылителем, установленном на входе в конфузор (рис. 1).

Известно, что этанол способствует увеличению периода задержки воспламенения, и вследствие этого — повышению «жесткости» процесса сгорания [4]. Поэтому для предварительной оценки характера работы дизеля была разработана математическая модель, описывающая процесс воспламенения и горения этанолсодержащего топлива (ЭСТ) для различных составов дизельных топлив с добавками этанола и различных значений углов $\theta_{оп.впр}$ [5, 6].

На рис. 2 показана номограмма, построенная по результатам расчетов для выбранного значения установочного угла опережения подачи топлива $\theta_{оп.впр}$.

Из приведенной номограммы следует, что с увеличением доли этанола в топливе значение ПЗВ возрастает. Так, при $\theta_{оп.впр} = 22^{\circ}$ до ВМТ в

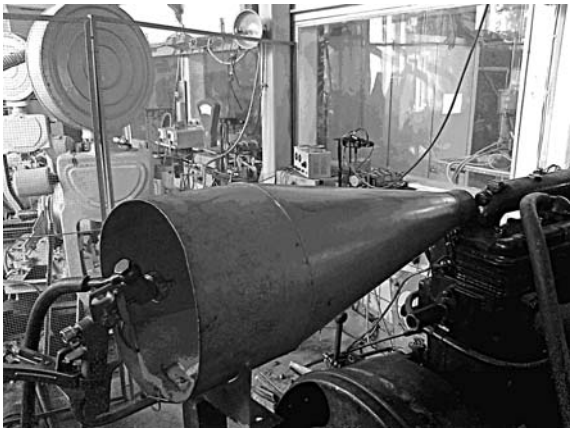


Рис. 1. Общий вид дизеля Д-243 с установленным распылителем для подачи испаренного этанола

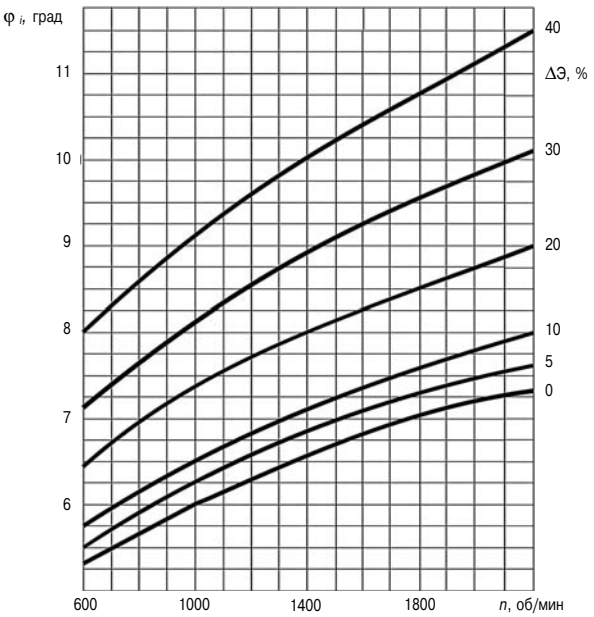


Рис. 2. Номограмма для определения ПЗВ при работе дизеля Д-243 на этанолсодержащих топливах различного состава ($\theta_{оп.впр}$ = 22 град)

рассматриваемом скоростном диапазоне изменение ПЗВ составляет 2,05 градуса (от 5,28 до 7,33) при работе на чистом ДТ, и 2,71 градуса (от 6,36 до 9,04) при работе с добавкой 20 % этанола. Расчетами установлено усиление влияния добавки этанола на увеличение ПЗВ с ростом его доли в суммарном топливе из расчета 0,1 градуса ПКВ на 1 % этанола, что может быть объяснено влиянием продолжительности физической стадии $\tau_ф$ процесса воспламенения [4].

Проведенные с использованием разработанной программы [6] расчеты показателей фазы быстрого горения показывают, что работа дизеля на этанолсодержащем топливе будет сопровождаться изменением основных показателей рабочего процесса, а именно увеличатся угол φ_z, максимальное давление процесса сгорания p_z, жесткость процесса $(dp/d\varphi)_{max}$. При этом общая продолжительность процесса сгорания, по сравнению с работой на товарном ДТ, не возрастет. Для обеспечения ресурса работы дизеля содержание спирта в суммарном топливе не должно превышать 30–40 % в массовых долях.

На рис. 3 представлены нагрузочные, а на рис. 4 скоростные характеристики дизеля Д-243 при работе на ДТ и с добавками в воздух испаренного этанола при оптимальном значении угла опережения впрыскивания топлива $\theta_{оп.впр} = 20^\circ$ до ВМТ.

Как видно из графиков, во всем диапазоне изменения нагрузки суммарный часовой расход топлива при работе на ЭСТ возрастает. Так, на номинальной нагрузке при $p_{me} = 0{,}69$ МПа и

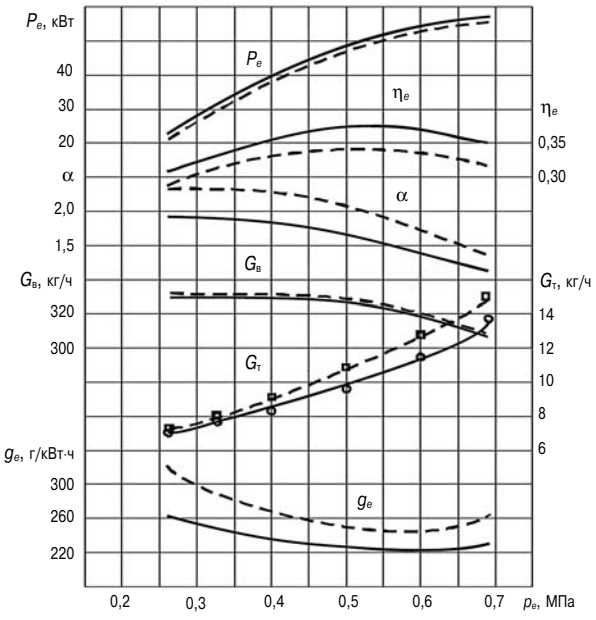


Рис. 3. Нагрузочные характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5 при n = 2200 об/мин:

——— дизельное топливо; ——— 5 % этанола в топливе

работе на ДТ его расход составляет $G_{дт} = 14{,}68$ кг/ч, а при работе на ЭСТ с добавкой 5 % испаренного этанола суммарный расход возрастает до $G_Σ = 15{,}37$ кг/ч. При этом расход ДТ снижается на 1,5–2,0 %. Удельный эффективный расход топлива при тех же условиях от $g_{e\,min} = 225$ г/кВт·ч до $g_{e\,min} = 253$ г/кВт·ч. Увеличение удельного эффективного и часового расходов топлива объясняется меньшей, чем у ДТ, теплотой сгорания этанола.

Значение эффективного КПД, учитывающего теплотворную способность этанолсодержащего топлива, снижается на 2 % по сравнению с КПД при работе на ДТ. При этом максимум КПД несколько смещается в сторону меньших нагрузок. Минимум удельного эффективного расхода топлива при работе дизеля на ЭСТ также сдвигается в сторону меньших нагрузок. Если при работе на ДТ $g_{e\,min}$ достигается при $p_e = 0{,}59$ МПа, то при работе на ЭСТ с 5 % этанола он соответствует $p_e = 0{,}56$ МПа. Очевидно, подача испаренного этанола изменяет характер протекания процесса смесеобразования и, как следствие, характеристики процесса горения топлива.

Часовой расход воздуха в целом несколько снижается вследствие замещения части воздуха этанолом, в то время как коэффициент избытка воздуха увеличивается на 0,3–0,4 единицы. Это объясняется наличием дополнительного кислорода в составе молекулы этанола и снижением стехиометрического отношения смеси ЭСТ и воздуха. При максимальной нагрузке значение α возрастает до 1,2.

Влияние добавки паров этанола в воздух на изменение эффективных показателей дизеля при работе по внешней скоростной характеристике представлено на рис. 4.

Из графиков видно, что работа дизеля на ЭСТ вызывает некоторое ухудшение его эффективных показателей. Так, значения эффективной мощности, крутящего момента и эффективного КПД снижаются в сравнении с аналогичными показателями для ДТ. Снижение КПД составляет 0,5–1 % в случае добавки 5 % этанола и 2–2,5 % в случае добавки 20 % этанола в воздушный заряд.

Снижение эффективной мощности и крутящего момента дизеля составляет 13,5–14,2 % на частоте вращения 1400 об/мин при работе с добавкой 20 % этанола. В то же время на номинальной частоте вращения 2200 об/мин значения мощности и крутящего момента несколько выше, чем для случая работы на ДТ. Все это указывает на неоднозначное влияние паров этанола на эффективные показатели процесса и может объясняться совместным действием скорости процесса сгорания и величиной установочного угла опережения подачи топлива. Очевидно, работа дизеля с

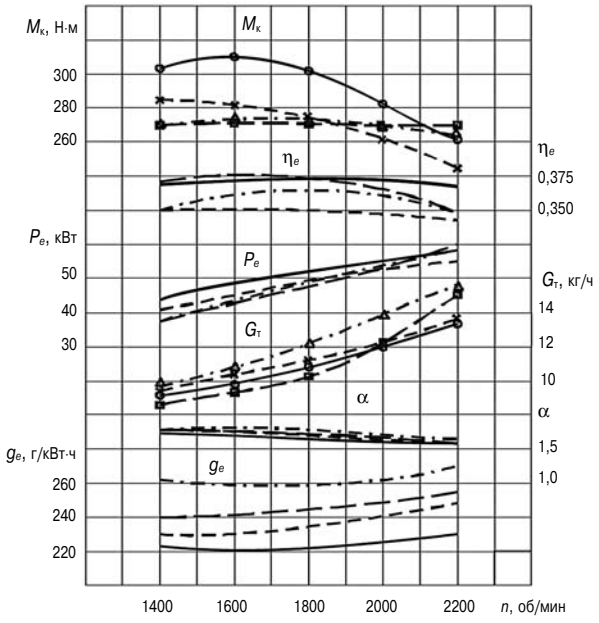


Рис. 4. Скоростные характеристики дизеля 4Ч11,0/12,5:
——— дизельное топливо; ---- 2 % этанола в воздухе; ——— 5 % этанола; -·-·- 20 % этанола

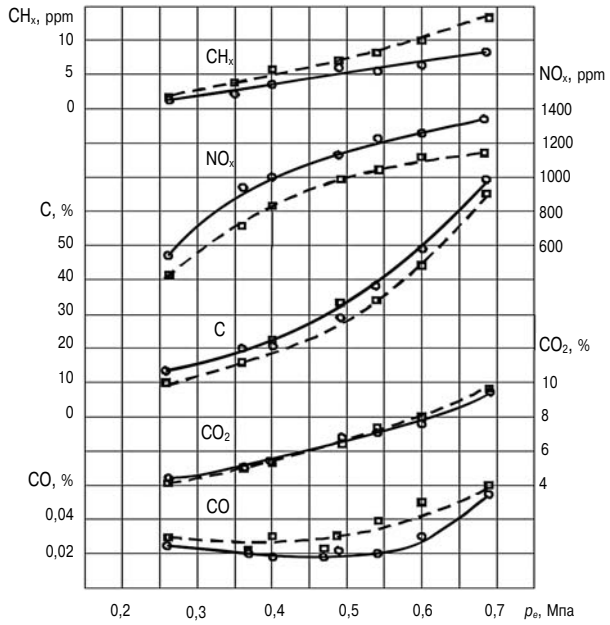


Рис. 5. Показатели дымности и токсичности дизеля 4Ч11,0/12,5 в зависимости от нагрузки при n = = 2200 об/мин:
——— дизельное топливо; ——— 5 % этанола в воздухе

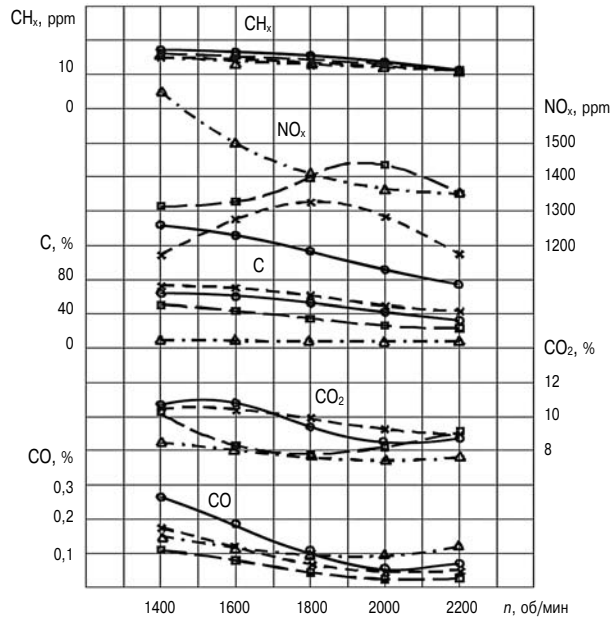


Рис 6. Показатели дымности и токсичности дизеля 4Ч11,0/12,5 в зависимости от частоты вращения:
——— дизельное топливо; ---- 2 % этанола в воздухе; ——— 5 % этанола; -·-·- 20 % этанола

добавкой испаренного этанола на впуске требует определения оптимального значения установочного угла по совокупности влияющих факторов проведения дополнительных испытаний.

Часовой расход ДТ при работе на ЭСТ уменьшается во всем диапазоне изменения частот вращения. Так, при 1400 об/мин сокращение расхода ДТ составляет 26 %, а при 2200 об/мин — 15,7 % в случае введения в топливо 20 % этанола.

Значение суммарного удельного эффективного расхода топлива увеличивается от $g_{e\ min}$ = = 222 г/кВт·ч для работы на дизельном топливе, до $g_{e\ min}$ = 258 г/кВт·ч при работе на ЭСТ с содержанием 20 % испаренного этанола, что объясняется меньшей, чем у ДТ, теплотой сгорания этанола.

Минимум удельного эффективного расхода топлива несколько смещается в сторону меньших частот вращения, так как присутствие этанола в топливе облегчает фракционный состав смеси, уменьшает значение потребной вихреобразующей способности впускного тракта.

На рис. 5 и 6 представлены показатели дымности и токсичности ОГ дизеля Д-243 при работе на ДТ и с добавкой в воздух испаренного этанола.

Дымность ОГ снижается при работе дизеля на ЭСТ по сравнению с работой на ДТ во всем диапазоне нагрузок. Снижение, как и следовало ожидать, вызывается меньшей склонностью к дымлению спиртов в сравнении с ДТ. Так, на номинальном скоростном режиме при p_e = = 0,69 МПа снижение дымности ОГ составляет 5,7 % при добавке в воздух 5 % этанола.

Уровень концентрации CO в ОГ при работе на ЭСТ возрастает во всем диапазоне нагрузок. Концентрация CO_2 изменяется пропорционально изменению массового содержания углерода в компонентах топлива.

Содержание суммарных углеводородов CH_x в ОГ несколько возрастает при работе на ЭСТ.

Решающее значение в этом случае оказывает возрастание скорости горения. В итоге, несмотря на уменьшение содержания углерода в суммарном топливе, на номинальном режиме при p_e = = 0,69 МПа, концентрация CH_x увеличивается от 8 ppm для ДТ до 13 ppm при добавке 5 % испаренного этанола в воздух.

На рис. 6 показано изменение содержания токсичных компонентов в ОГ дизеля при работе по внешней скоростной характеристике.

Анализ полученных данных показывает, что дымность ОГ при работе дизеля на ЭСТ снижается с увеличением добавки этанола. При этом добавка 20 % этанола обеспечивает радикальное снижение дымности ОГ (на 72–87 %) на всех скоростных режимах.

Содержание несгоревших углеводородов CH_x в отработавших газах практически остается на том же уровне, что и при работе на стандартном топливе.

Выброс CO при работе дизеля на ЭСТ уменьшается. Содержание CO_2 снижается от 10,5 до 8,35 % при частоте вращения 1400 об/мин и от 8,7 до 7,6 % при номинальной частоте вращения.

Характер изменения концентрации оксидов азота в ОГ неоднозначен, однако в целом можно констатировать увеличение их выхода пропорционально количеству добавки этанола к впускному воздуху. Учитывая обеднение смеси наличием дополнительного кислорода в молекуле спирта, можно предположить, что основной выход NO_x в рассматриваемом случае осуществляется по механизму Фенимора.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие основные выводы.

1. Работа дизеля с добавкой этанола во впускной воздух сопровождается некоторым увеличением ПЗВ в сравнении с работой на ДТ, ростом «жесткости» и сокращением времени процесса сгорания.

2. Работа дизеля с подачей до 20 % испаренного этанола на впуске позволяет сократить расход ДТ до 15,7 %. При этом на 0,5–2,5 % снижаются значения эффективного КПД и крутящего момента. Это может объясняться как изменением характера процесса горения, так и снижением суммарной теплоты сгорания топлива. Работа дизеля с добавкой испаренного этанола на впуске требует нахождения оптимального закона изменения угла опережения впрыскивания топлива.

3. Применение ЭСТ позволяет эффективно снижать дымность ОГ дизеля (72–87 %) и уменьшить выход несгоревших углеводородов. Это характерно для всех скоростных и нагрузочных режимов работы тракторного дизеля.

Литература

1. *Карташевич А.Н., Плотников С.А., Гурков Г.Н.* Применение этанолсодержащих топлив в дизеле. Ч. I. — Киров : Типография «Авангард», 2011. — 116 с.

2. *Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотников С.А.* Показатели работы тракторного дизеля на рапсовом масле // Двигателестроение. — 2011. — № 2. — С. 39–41.

3. *Карташевич А.Н., Товстыка В.С., Плотников С.А.* Оценка дымности и токсичности тракторного дизеля при работе на рапсовом масле // Тракторы и сельхозмашины. — 2011. — № 9. — С. 11–13.

4. *Карташевич А.Н., Плотников С.А.* Алгоритм расчета цетанового числа и периода задержки воспламенения при работе дизельного двигателя на спиртовых топливах // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. — 2007. — № 4. — С. 108–112.

5. *Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Карташевич А.Н., Гурков Г.Н.* Программа расчета периода задержки воспламенения этанолсодержащего топлива в дизеле (ПЗВ-Этанол) // Свидетельство об офиц. регистр. прогр. для ЭВМ № 2010610381 от 11.01.2010.

6. *Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Карташевич А.Н., Гурков Г.Н.* Программа расчета параметров фазы быстрого горения в дизеле при работе на этанолсодержащих топливах (ФБГ-Этанол) // Свидетельство об офиц. регистр. прогр. для ЭВМ № 2010610380 от 11.01.2010.

УДК 621.436

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА И ЭЛЕМЕНТЫ УПРАВЛЕНИЯ РАБОТОЙ СИСТЕМ ДВС

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

Одной из центральных тем последних выпусков оставались технологии снижения вредных выбросов дизельных и газовых двигателей с целью приведения их в соответствие с действующими и перспективными экологическими нормативами.

В настоящем обзоре рассматриваются технические средства, которые используются или могут быть использованы для достижения указанной цели, в том числе элементы управления. К их числу, в частности, относится электромагнитное устройство управления степенью рециркуляции отработавших газов, разработанное фирмой Woodward — известным производителем систем дизельной автоматики и регулирования (доклад № 190 на Конгрессе CIMAC-2010). Конструкторам фирмы удалось решить одну из главных проблем, возникающих на пути создателей подобных систем — обеспечение надежной работы в условиях экстремально высоких температур.

Большой интерес представляет датчик мгновенных значений давления в цилиндре (доклад № 130 на Конгрессе CIMAC-2010). Давление в цилиндре является одним из наиболее информативно ценных параметров, от которого зависят показатели рабочего процесса. Датчик может найти применение в системах непрерывной диагностики и автоматической оптимизации рабочего процесса по вредным выбросам, расходу топлива и т. п. Попытки создания подобных датчиков с длительным ресурсом работы предпринимались уже давно, однако высокая температура газа в цилиндре была тем фактором, который до недавнего времени препятствовал созданию надежной и долговечной конструкции, пригодной для серийного производства.

В обзор включены также две статьи из журнала Diesel Progress International, посвященные автоматизации систем селективного каталитического восстановления (SCR). Подобные системы в настоящее время считаются одним из основных средств достижения перспективных норм выбросов транспортных дизелей различного назначения. При этом особое значение приобретают вопросы безопасного использования восстановителя AdBlue на основе мочевины.

ЭЛЕКТРОПРИВОД УПРАВЛЕНИЯ СТЕПЕНЬЮ РЕЦИРКУЛЯЦИИ

Art Pintauro, Woodward Governor, США

Рециркуляция отработавших газов (EGR) известна как одна из самых эффективных технологий снижения выбросов окислов азота (NO_x). Наиболее удобным средством для управления заслонкой байпаса турбины турбокомпрессора является электропривод. При этом, однако, трудно обойтись без системы активного охлаждения, поскольку температура газов может достигать 750 °С.

В настоящем докладе описан агрегат, позволяющий решить эту задачу. Он состоит из заслонки, поворотного исполнительного устройства (ИУ), передаточного механизма и кронштейна. Приведены характеристики системы, ее основные параметры, а также результаты эксплуатационных испытаний. Особенность конструкции состоит в том, что исполнительное устройство не требует активного охлаждения и рассчитано на работу при высоких температурах. Кроме того, элементы устройства обеспечивают минимальную теплопроводность и допускают относительные смещения, вызванные тепловым расширением. Система электропривода предназначена для установки непосредственно на двигателе. Благодаря виброизоляции встроенного электронного блока она способна выдерживать вибрационные и тепловые воздействия, связанные с работой двигателя.

Необходимость непосредственного управления расходом отработавших газов и/или байпасом турбокомпрессора вызвана постоянно растущими требованиями к снижению вредных выбросов. Это относится как к газовым двигателям с искровым зажиганием, так и к дизельным двигателям с самовоспламенением от сжатия.

Регулируемый байпас турбокомпрессора применяется для эффективного управления давлением наддува, что одновременно со снижением выбросов способствует повышению КПД дизеля. Что же касается газовых двигателей, то одним из возможных методов снижения потерь на дросселирование является управление нагрузкой и скоростью путем изменения положения заслонки турбокомпрессора; при этом дроссельная заслонка на входе воздуха остается полностью открытой.

Фирмой Woodward Engine Systems создано устройство для прямого управления расходом рециркуляции отработавших газов для газовых двигателей и дизелей. Устройство, названное «Glotech» состоит из следующих основных элементов (рис. 1):

➢ поворотная дроссельная заслонка, способная выдерживать температуру газа на входе до 750 °С;

➢ механическая передача с минимальным теплообменом между исполнительным устройством и заслонкой и компенсацией относительного смещения (расцентровки) заслонки и исполни-

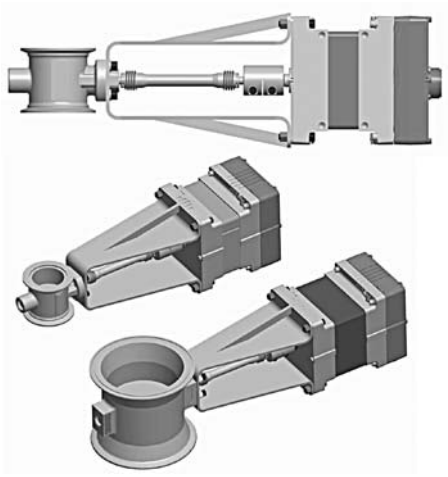


Рис. 1. Агрегаты Glotech с заслонками 60 и 135 мм

тельного устройства, вызванного разностью коэффициентов их теплового расширения;

➢ поворотное исполнительное устройство со встроенным электронным блоком управления, работающим при температуре окружающей среды до 85 °С (в дальнейшем этот предел планируется повысить до 105 °С);

➢ кронштейн крепления заслонки к исполнительному устройству, конструкция которого обеспечивает минимизацию теплопередачи и простоту установки на двигатель.

Заслонка

Заслонка поворотного типа выполнена из материала с низкой теплопроводностью, в состав которого входят нержавеющая сталь и сплав Inconel. В настоящее время серийно выпускаются заслонки с диаметрами 60 и 135 мм; возможна поставка заслонок других размеров по требованию заказчика (рис. 2).

Заслонка соединяется со входной и выходной трубами через фланец с центрирующим пояском для облегчения стыковки. Вал заслонки с выходным фланцем снабжен пружиной скручивания с предзатягом. Пружина служит для компенсации воздействия перепада давления на заслонку и для предотвращения износа поверхностей из-за вибрации.

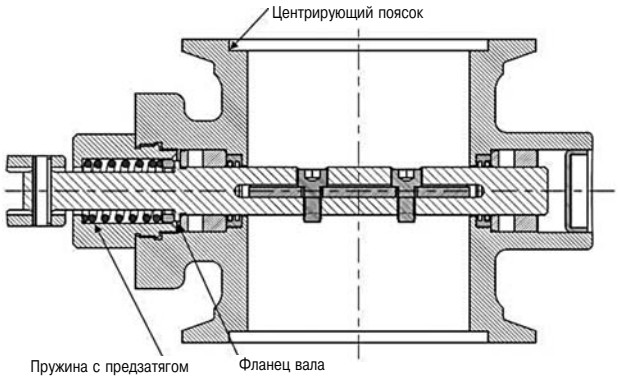


Рис. 2. Агрегат Glotech с заслонкой 60 мм в разрезе

Наиболее сложной задачей при конструировании оказался подбор такого сочетания свойств материалов вала заслонки и подшипника, при котором обеспечивается необходимая жесткость вала при минимальном износе трущихся поверхностей.

Столь же важно было обеспечить нужный коэффициент трения в заданном диапазоне рабочих температур.

Механическая передача (запатентована, заявка № PCT/US2009/039237)

При разработке механической передачи от исполнительного устройства к заслонке нужно было решить следующие основные задачи:

➢ обеспечить точное позиционирование вала заслонки относительно установочной поверхности;

➢ свести к минимуму передачу тепла от заслонки к исполнительному устройству;

➢ исключить заедания, вызванные смещением заслонки относительно исполнительного устройства;

➢ минимизировать люфты.

Механическая передача представляет собой трубу с прорезями, соединяющую исполнительное устройство с заслонкой. Пружины кручения используются для выбора зазора между прорезями и хомутами, чтобы исключить люфты в передаче (рис. 3 и 4). При выборе материалов ставилась задача свести к минимуму влияние теплопроводности, обеспечив при этом достаточную твердость для минимизации износа.

Форма и размеры трубы и прорезей выбраны так, чтобы осевое, радиальное и угловое смещение между исполнительным устройством и заслонкой не вызывали существенного увеличения трения.

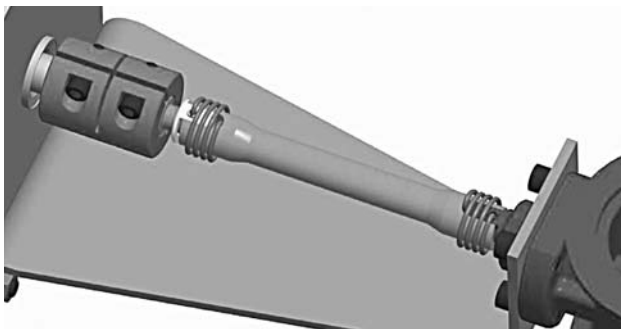


Рис. 3. Передача (общий план)

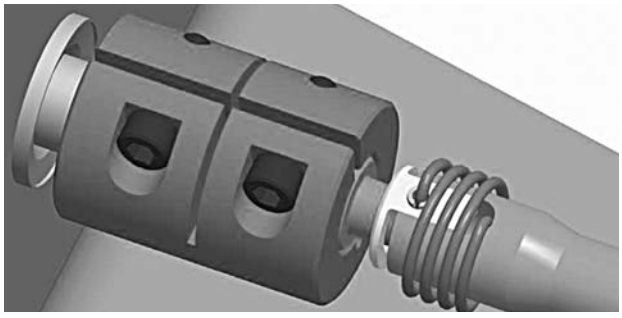


Рис. 4. Передача (крупный план)

Конструкция также учитывает смещение заслонки относительно исполнительного устройства в результате теплового расширения.

Привод

В качестве привода в Glotech используется исполнительное устройство ProAct™ поворотного типа с углом поворота выходного вала, равным 75 градусов. Устройство, имеющее собственный встроенный электронный блок, не нуждается в отдельном блоке управлении и в подводе сигнала по скорости.

Исполнительное устройство ProAct представляет собой моментный электродвигатель с единственной движущейся частью — ротором (чем обусловлена его высокая надежность); характеризуется следующими конструктивными особенностями:

- ➢ используется в качестве либо позиционера, либо исполнительного устройства регулятора скорости;
- ➢ может управляться различными входными сигналами (4−20 мА, 0−5 В, ±3 В, а также сигналом позиционирования стандарта CAN);
- ➢ рассчитано на работу при высоких значениях температуры окружающей среды (до 85 °С) и вибрации, поэтому может устанавливается прямо на двигатель;
- ➢ имеет настройки для оптимизации его быстродействия в зависимости от параметров трения и инерции;
- ➢ имеет возможность контролировать ток управления, что может оказаться полезным для определения запаса крутящего момента при текущих условиях;
- ➢ выпускается в четырех вариантах, отличающихся между собой работоспособностью (табл. 1).

Таблица 1

Параметры исполнительного устройства ProAct

Параметр	Значение
Минимальная работоспособность в статике	Модель I — 1,7 Дж Модель II — 3,4 Дж Модель III — 7 Дж Модель IV — 14 Дж
Минимальная работоспособность в динамике	Модель I — 3,4 Дж Модель II — 7 Дж Модель III — 14 Дж Модель IV — 27 Дж

Привод может быть использован либо просто в качестве позиционера, либо в составе системы автоматического регулирования скорости (САРС). В последнем случае к нему подводится сигнал по скорости и используются алгоритмы управления, определяемые по результатам моделирования. Устройство имеет функцию детального автотестирования, что существенно облегчает поиск и устранение неисправностей.

Для работы в составе САРС ProAct имеет многочисленные настройки, такие, например, как возможность программного дистанционного задания скорости по различным законам, динамические параметры пуска и останова. В качестве позиционера ProAct может программно настраиваться на поворот по или против часовой стрелки, а также допускает возможность калибровки на месте эксплуатации.

Изоляция электронного блока — патент США № 6 593 674

Основная трудность, с которой пришлось столкнуться конструкторам при создании электронного блока, заключалась в необходимости обеспечить его надежную работу в условиях сильной вибрации при установке на двигателе.

Для защиты исполнительного устройства от вибрации оно снабжено виброизоляторами, выполненными в виде кольца из термостойкой резины, надежно изолирующие коробку электронного блока от корпуса (см. рис. 4).

Glotech испытывался на вибростенде на воздействие при синусоидальном возмущении с ускорением 4 *G*, приложенном к установочной поверхности. Частота возмущающего воздействия менялась в пределах от 10 до 2000 Гц по оси *Y*.

Максимум амплитуды колебаний приходился на частоту 280 Гц (собственная частота изолятора), а при частоте более 400 Гц колебания блока практически прекращались. При низкой частоте возмущающего воздействия конструкция блока обеспечивает достаточную виброустойчивость.

Расходные характеристики заслонки

60-миллиметровая заслонка прошла тестирование по стандарту ANSI/ISAS75.02-1996 «Методы испытаний регулирующих заслонок» с целью определения коэффициента расхода (C_v), рассчитываемого по приводимой ниже формуле. Для 135 мм заслонки коэффициент C_v определялся по графику, показанному на рис. 5.

Для каждого конкретного применения необходимое значение C_v определяется по формуле:

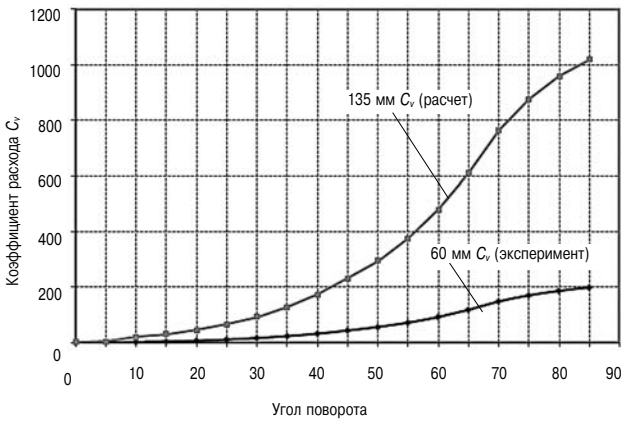


Рис. 5. Зависимость коэффициента расхода C_v от угла поворота заслонки

$$C_v = \frac{Q \cdot 0{,}19911}{p_1 \cdot S_g} \cdot \sqrt{\frac{(T_1 + 273) \cdot p_1 \cdot S_g}{p_1 - p_2}},$$

где Q – массовый расход, кг/ч; S_g — удельный вес газа (для воздуха $S_g = 1{,}0$); T_1 — температура газа на входе, °С; p_1 — давление газа на входе, кПа; p_2 — давление газа на выходе, кПа.

Характеристики исполнительного устройства и его настройка

Исполнительные устройства типа ProAct могут настраиваться на различные значения трения в приводимом механизме и его инерционности. Это позволяет оптимизировать быстродействие привода для каждого конкретного применения. Настройка Glotech производится на заводе-изготовителе.

Для нейтрализации влияния трения в исполнительном устройстве на его выходе генерируются колебания с амплитудой, равной 0,3 % от полного угла поворота заслонки (75°).

При недостаточной амплитуде колебаний быстродействие устройства снижается из-за трения, в то же время слишком большая амплитуда вызывает «дрожание» заслонки и ускоряет износ деталей передачи.

Glotech проектировался как широкополосное устройство с высоким быстродействием.

Для проверки динамики были проведены испытания Glotech с 135 мм заслонкой и исполнительным устройством ProAct модели III на частотном стенде с приложением возмущения малой и большой амплитуды (1 % от полного хода т. е. 0,75° и 4 % от полного хода, т. е. 3,0° соответственно). Результаты испытаний приведены в табл. 2.

Таблица 2

Частота характеристики

Синусоидальный сигнал с амплитудой (% от полного кгла поворота)	Ослабление −3 dB (Гц)	Фазовое запаздывание 45° (Гц)
1	6	3,5
4	9	4,5

Поскольку агрегат Glotech предназначен для установки непосредственно на двигатель, он должен выдерживать достаточно мощные вибрационные воздействия. Для проверки его на виброустойчивость были проведены квалификационные испытания, в ходе которых агрегат подвергался вибрационным воздействиям с ускорением 12,8 G (среднеквадратическое значение) в течение 3 часов по каждой из осей.

Переходный процесс при мгновенном изменении входного сигнала от 0 до 100 % показан на рис. 6. Длительность переходного процесса (время перемещения между положениями, соответствующими 10 и 90 % от полного угла поворота) при этом составила 55 мс.

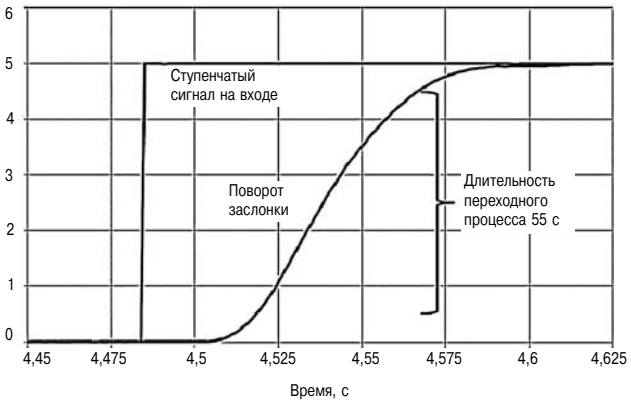


Рис. 6. Переходный процесс при ступенчатом изменении входного сигнала (заслонка 135 мм)

Результаты эксплуатационных испытаний

Наиболее серьезной проблемой, с которой разработчикам пришлось столкнуться во время эксплуатационных испытаний, стало периодическое зависание заслонки, начинающееся через какое-то время после начала испытаний. Причина состояла в попадании продуктов сгорания в зазор между валом и подшипниками, в результате чего этот зазор постепенно уменьшался и в конце концов мог зарасти полностью. При этом трение в устройстве резко возрастало, что в некоторых случаях приводило к его полному зависанию.

На газовых двигателях, работающих на бедной смеси, это обычно происходило при наработке 3–4 тыс. часов. При этом наблюдался рост момента сопротивления примерно от 0,4 до 14,0 Нм. Разборка и чистка заслонки позволяли полностью восстановить ее работоспособность, однако подобная деградация была неприемлема. Анализ состава загрязнений показал, что они состоят из кремния, кальция, фосфора и цинка.

Были предложены следующие способы решения этой проблемы:

➢ ограничение проникновения газа в зазор между валом и подшипником, чтобы уменьшить миграцию твердых частиц (рис. 7);

➢ обеспечение возможности вывода из зазора тех частиц, которые все же в него попали.

Первый способ был реализован путем установки уплотнения из металлических пружинных колец с покрытием. Такое уплотнение не создает абсолютной герметичности, но существенно ограничивает проникновение твердых частиц в зазор. Для реализации второго способа были предусмотрены специальные выемки, выполнявшие роль коллектора частиц (см. рис. 2 и 7).

После доработки конструкции уплотнения по истечении 3000 часов работы момент сопро-

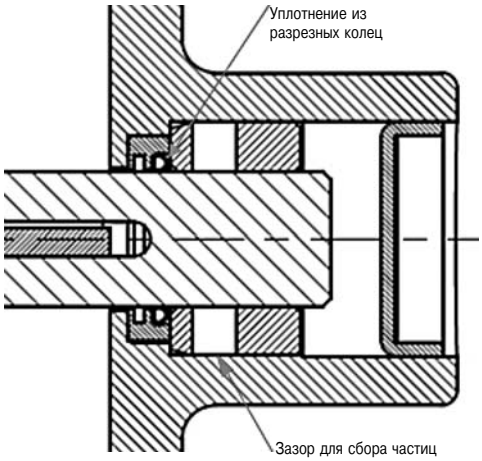


Рис. 7. Фрагмент рис. 2 (показаны изменения, сделанные по результатам испытаний)

тивления возрастал от исходного значения 0,4–0,5 Нм до примерно 0,8 Нм.

Следы износа на поверхностях вала и подшипников практически отсутствовали. После переборки и чистки устройства момент сопротивления восстанавливался до исходного значения.

Применение устройства на дизелях

До сих пор работа Glotech исследовалась, главным образом, на газовых двигателях. В настоящее время агрегат проходит испытания на главном судовом дизеле, где он используется для привода заслонки байпаса турбины турбокомпрессора (рис. 8). На рис. 9 показаны детали заслонки после 600 ч работы на судовом дизеле, использующем мазут в качестве топлива. В этом случае наслоения на поверхности деталей оказались значительно менее опасными, чем на газовом двигателе, и не привели к сколько-нибудь существенному увеличению трения. Заслонка оказалась в прекрасном состоянии, и после осмотра была возвращена на двигатель.

Описанные выше мероприятия существенно замедлили отложение частиц на поверхностях заслонки, но не решили проблему полностью. Для полного восстановления работоспособности

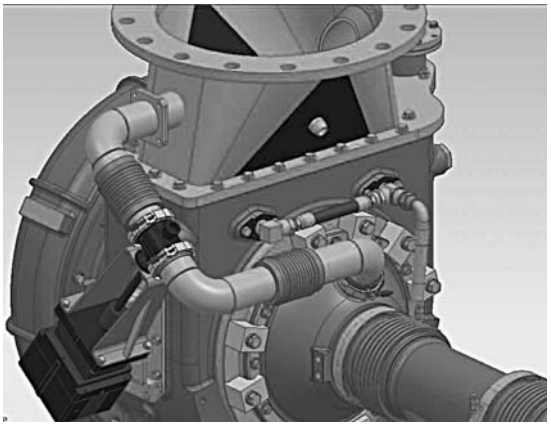


Рис. 8. Агрегат Glotech, установленный на дизеле GE L250V

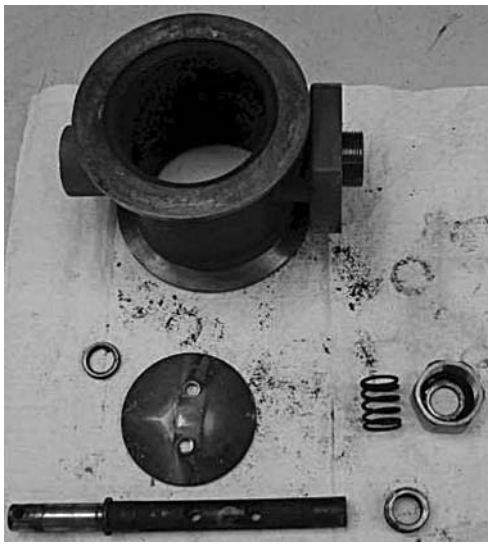


Рис. 9. Состояние деталей заслонки после 600 часов работ на двигателе

заслонки необходима ее переборка и чистка. Оптимальным решением было бы приурочить техобслуживание к очередному плановому ремонту двигателя. Судя по результатам испытаний, достижение межремонтного интервала 8000 моточасов является вполне реальным. Разработчик поставил себе целью увеличить этот интервал до 10–15 000 моточасов, что потребует дополнительных исследований.

ВСТРОЕННАЯ СИСТЕМА ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Stefan Neumann, Bienwald Matthias, IMES GmbH, Германия

Исследования контуров регулирования, основанных на измерении давления в цилиндре, ведутся уже более 20 лет. Давление в цилиндре является одним из основных параметров, используемых в системах автоматической диагностики двигателей и оптимизации рабочих процессов. Однако создание подобных систем в течение долгого времени тормозилось двумя обстоятельствами — большой стоимостью датчиков и чрезвычайно высокими требованиями к вычислительной мощности процессора, обрабатывающего результаты измерений. Однако в последнее время технологии создания датчиков существенно продвинулись вперед, в результате чего заметно снизилась их стоимость.

Изложенные ниже результаты были получены в ходе испытаний датчиков на целом ряде газовых двигателей, отличающихся размерностью и частотой вращения. Фирмой IMES GmbH был разработан датчик давления в цилиндре типа HTT для серийного производства, впервые представленный на Конгрессе CIMAC-2001. С тех пор было изготовлено более 20 000 таких датчиков. Основной целью, поставленной перед разработчиками, было достижение ресурса дат-

чика порядка 16 000–20 000 ч, притом что его цена должна была быть приемлемой для двигателестроителей, использующих его в качестве элемента систем регулирования параметров двигателя.

На одной из моделей газового двигателя более 12 000 датчиков проработали непрерывно свыше 10 000 ч каждый без какого-либо ухудшения рабочих параметров.

Концепция системы сбора и визуализации данных (модульного типа) была разработана совместно с Wartsila Service Finland. Эта концепция основана на том, что мгновенное давление в цилиндре в функции времени является основной фундаментальной переменной, определяющей такие параметры двигателя, как максимальное давления сгорания p_{max}, среднее эффективное индикаторное давление цикла IMEP, склонность к детонации и наличие пропусков вспышек. Это открывает для подобной системы, ведущей непрерывное измерение и запись мгновенного давления в цилиндре, возможности широкого использования в условиях эксплуатации.

Датчик давления в цилиндре типа HTT с высоким ресурсом

Датчик должен удовлетворять жестким требованиям по предельно допустимым величинам гистерезиса и нелинейности, а также зависимости выходного сигнала от температуры. Кроме того, к нему предъявляется ряд специфических требований, в том числе:

- способность выдерживать колебания температуры рабочей среды в чрезвычайно широких пределах (RT-1700 °C);
- способность выдерживать мощные вибрационные воздействия, возникающие при детонации;
- способность выдерживать огромное число рабочих циклов при полной нагрузке;
- способность выдерживать длительное воздействие средней температуры 300 °C;
- малая величина теплового дрейфа выходного сигнала;
- малые габариты (в пределах размеров свечи зажигания).



Рис. 1. Измерительный элемент

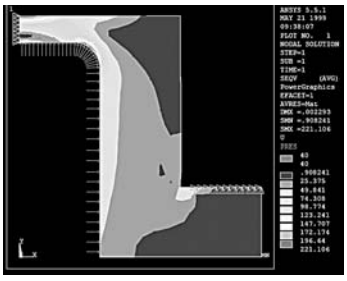


Рис. 2. Расчет с помощью МКЭ

Измерительный элемент (рис. 1) рассчитывался на максимальную нагрузку методом конечных элементов (МКЭ). С помощью МКЭ была выполнена оптимизация формы и размеров измерительного элемента и мембраны (рис. 2). Более светлые области на диаграмме являются более нагруженными, более темные — менее нагруженными.

Типы датчиков

Наибольшее распространение получил датчик типа HTT (рис. 3) с резьбой M14×1,25.

Датчик типа HTT, рассчитанный на продолжительную работу при давлении до 300 бар и температуре 300 °C, устанавливается на головке цилиндра. Как показали длительные испытания датчика на различных двигателях, дрейф нуля и диапазона измерения является незначительным.

Датчик типа CPS с резьбой M10×1 (рис. 4) предназначен для высокооборотных газовых двигателей, где, в силу малых размеров головки цилиндра, возможности для установки внешних устройств ограничены.



Рис. 3. Датчик типа HTT



Рис. 4. Датчик типа CPS

Расчетный ресурс датчиков HTT и CPS, установленных на газовом двигателе, составляет 16 000 моточасов.

Существует два возможных варианта установки датчика. Он либо вворачивается непосредственно в головку цилиндра, либо помещается в отдельную внешнюю втулку. В последнем случае несколько больше риск возникновения вибрации соединительной трубки.

После наработки 16 000 ч в процессе ресурсных испытаний датчики были сняты и отправлены в IMES на поверку. При этом определялись дрейф нуля и диапазона измерений для каждого датчика. Оба параметра оказались в пределах достаточно жесткого допуска, что чрезвычайно важно с точки зрения работы датчика в составе контура регулирования.

Нужно отметить, что блок обработки сигнала (Signal Conditioning Unit — SCU) включает в себя функцию компенсации дрейфа нуля. Эта функция является отключаемой.

Для успешного использования датчика на двигателе его точность не менее важна, чем стабильность его характеристик. Проверка точности проводилась в ноябре 2001 г. в Исследовательском центре мощных двигателей (Large Engine Competence Center — LEC) в Граце (Австрия). При этом показания датчиков IMES CPS-01 сравнивались с показаниями пьезоэлектрических датчиков высокой точности AVL типа QC34C с водяным охлаждением, принятых в качестве эталонных.

Результаты сравнения оказались вполне удовлетворительными. Датчики испытывались на одноцилиндровом отсеке газового двигателя с номинальной скоростью 1500 об/мин и средним эффективным давлением 12 бар.

Датчик типа HTT-04CA имеет сертификаты Bureau Veritas и Det Norske Veritas. Сертификаты других классификационных обществ находятся в процессе оформления.

Система сбора и визуализации данных в режиме реального времени

Одновременно шла разработка системы сбора и визуализации данных в реальном времени. Поскольку мгновенное давление в цилиндре в функции времени является фундаментальной переменной, определяющей такие параметры двигателя, как максимальное давления сгорания p_{max}, среднее индикаторное давление цикла IMEP, склонность к детонации и наличие пропусков вспышек, то подобная система с датчиком, ведущая непрерывное измерение мгновенного давления в цилиндре, может эффективно использоваться в условиях эксплуатации.

Система предназначена для установки на V-образных и рядных двигателях с числом цилиндров от 4 до 20. В нее исходно зашиты все необходимые параметры применительно к двигателям типов W32DF, W34SG и W50DF, так что для оператора выбор и активация нужного профиля — дело нескольких секунд.

Меню в главном окне программы предоставляет возможность построения и вывода на дисплей следующих характеристик:

— диаграмма давления;
— рабочий цикл;
— выравнивание p_{max};
— выравнивание IMEP;
— коэффициент вариации IMEP.

Для того чтобы эти характеристики можно было использовать для управления и мониторинга параметров работы двигателя, была создана система CMS. Она обеспечивает возможность измерения, отслеживания и хранения записей давления в функции угла поворота коленчатого вала для различных типов газовых двигателей с постоянной скоростью (применяемых для привода генераторов). Результаты вычислений могут быть загружены в компьютер (ноутбук промышленного типа) через шину CAN-bus. Система CMS включает в себя датчики давления (21 штука) с клеммными коробками, собранными в виде портативного устройства, в котором все компоненты хранятся во время транспортировки.

Работа системы

После запуска программы визуализации система автоматически сохраняет следующие данные: p_{max}, пропуски вспышек из-за детонации, IMEP, коэффициент вариации IMEP. Это позволяет в дальнейшем просматривать их в автономном режиме.

Система CMS в комплекте с датчиками давления в цилиндре дает возможность определить момент возникновения детонации с гораздо большей точностью, нежели традиционно используемые датчики ускорения. Это позволяет ее использовать также в качестве эталона для поверки существующей (штатной) системы обнаружения детонации. Кроме того, система CMS обеспечивает намного более раннее выявление детонации по сравнению с обычной системой.

Функция визуализации облегчает задачу выравнивания работы цилиндров с целью снижения механических нагрузок на двигатель.

Система также может быть использована для контроля давления сжатия. Разброс значений давления сжатия по цилиндрам не должен превышать 2 бар при угле поворота коленчатого вала 15° до ВМТ. Эта функция также позволяет своевременно обнаружить отказ поршневого кольца.

Что дает мониторинг давления в цилиндрах

Система, анализирующая изменение давления в цилиндрах, способна успешно заменить обычную систему автоматизации и защиты, основанную на использовании датчиков ускорения, коэффициента избытка воздуха и температуры отработавших газов. Замкнутые контуры с датчиками давления в цилиндре могут быть применены, в первую очередь, в схемах управления впрыском, обнаружения детонации и регулирования соотношения воздух–топливо.

Мониторинг давления в цилиндрах может использоваться для следующих целей:

➢ выравнивание работы цилиндров;
➢ определение пиковых значений давления;
➢ определение моментов возникновения детонации и преждевременного зажигания;
➢ определение пропущенных вспышек и неполноценных вспышек;
➢ обнаружение и диагностика отказов;

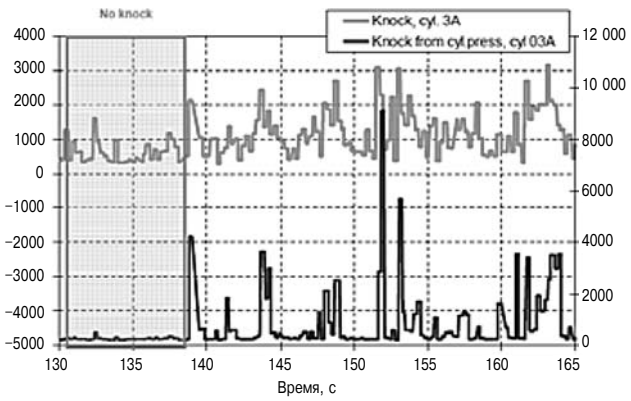


Рис. 5. Детонация в функции времени при использовании акселерометра (верхняя кривая) и датчика давления в цилиндре (нижняя кривая)

➢ управление зажиганием;

➢ оптимизация подачи пилотного топлива;

➢ визуализация различных параметров работы двигателя, связанных с давлением в цилиндре;

➢ управление соотношением воздух–топливо;

➢ управление рециркуляцией отработавших газов;

➢ определение положения кулачкового вала;

➢ формирование сигнала, соответствующего индикаторному крутящему моменту;

➢ упрощение калибровки измерительной системы (менее жесткие требования к параметризации);

➢ предотвращение помпажа турбокомпрессора.

Традиционный метод управления составом рабочей смеси по температуре выхлопных газов имеет серьезный недостаток — слишком большое запаздывание в линии передачи сигнала. Использование сигнала давления в цилиндре позволяет вовремя определить состояние пропуска или ослабления вспышек и принять необходимые контрмеры.

Традиционный метод обнаружения детонации основан на использовании датчиков ускорения. Он отличается низкой помехоустойчивостью. Это означает, что возникновение детонации малой или средней силы легко может быть пропущено.

Если же для обнаружения детонации используется датчик давления в цилиндре, такая возможность исключена.

Рис. 5 иллюстрирует сравнительные возможности обнаружения детонации предлагаемым и обычным методами. Из приведенных данных следует, что использование сигнала по давлению создает возможность безопасной работы двигателя в непосредственной близости от границы детонации.

Выравнивание давления в цилиндрах

Выравнивание давления существенно снижает разброс p_{max} по цилиндрам. Процесс выравнивания основан на сравнении величины p_{max} в каждом цилиндре с ее значением, усредненным по всем цилиндрам. Это позволяет исключить неравномерность механических напряжений в силовых элементах двигателя.

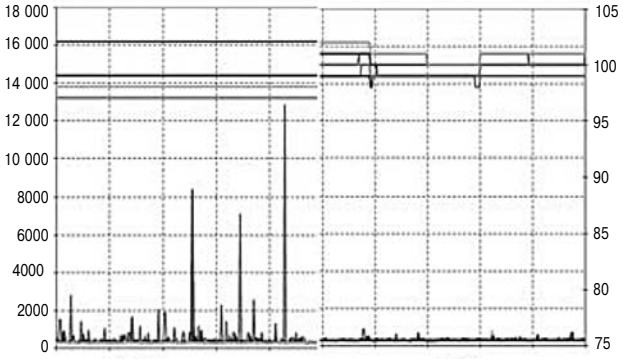


Рис. 6. Детонация в цилиндре при использовании акселерометра (слева) и датчика давления в цилиндре (справа)

Выравнивание позволяет также устранить детонационные пики малой и средней амплитуды (рис. 6), и за счет этого повысить значение средней наработки на отказ (MTBF).

Заключение

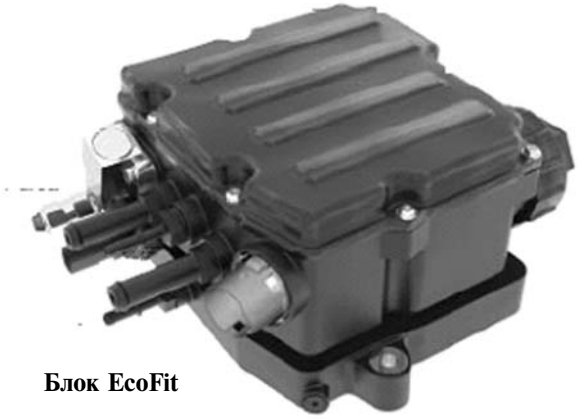
Созданы и серийно выпускаются датчики давления в цилиндре нескольких типоразмеров, которые обеспечивают высокую точность измерения и обладают большим ресурсом. Использование таких датчиков на двигателе дает ему серьезные рыночные преимущества по сравнению с двигателями, оснащенными традиционными системами автоматизации и управления. Проведенные на первых опытных сериях испытания продемонстрировали снижение выбросов NO_x на величину до 25 %, CO — до 25 % и углеводородов — до 5 %.

КАК СНИЗИТЬ ВЫБРОСЫ, НЕ ПЕРЕПЛАЧИВАЯ ЗА ЭТО

Mike Brezonick. Aiming to meet emissions, market needs
Diesel Progress International, January 2012

Отделение экологичных технологий — Cummins Emission Solutions (CES) — объявило об окончании разработки новой системы подачи мочевины, предназначенной для выполнения перспективных требований к выбросам в тех регионах, где экологическое законодательство пока является менее жестким по сравнению с США, Европой и Японией.

Новый агрегат подачи мочевины EcoFit — это модульная система, способная обеспечить выполнение экологических стандартов, действующих в настоящее время во многих странах, таких как, например, Китай, Индия и Россия. Требования этих стандартов примерно соответствует нормативам Euro 4 и Euro 5.



Блок EcoFit

Система EcoFit на рынках развивающихся стран будет стоить примерно вдвое меньше, чем в США, и по своим характеристикам несколько отличаться от других систем аналогичного назначения.

По мнению CES на рынках развивающихся стран востребованы наиболее конкурентоспособные решения, и при этом всегда остается возможность не только снизить себестоимость системы, но и повысить топливную экономичность. Программное обеспечение и дозирующие устройства выбираются индивидуально для каждого типа двигателя (с учетом аппаратной конфигурации SCR), при этом должны быть предусмотрены расширенные диагностические функции.

Дозирующая система EcoFit предназначена для применения на малотоннажных, средних и тяжелых грузовиках. Она может использоваться как в новых машинах, так и при модернизации существующих. Система предназначена для точного дозирования восстановителя, который представляет собой 32,5 % раствор мочевины в деионизированной воде и известен как «состав для дизельного двигателя» (Diesel Exhaust Fluid — DEF) или AdBlue.

Система очень компактна (223×201×98 мм), и весит всего 2,7 кг, значительно опережая по весогабаритным показателям существующие аналоги. Отмечается также, что конструкторами приняты меры для минимизации риска отложений мочевины на стенках резервуаров и труб, что существенно повышает надежность системы SCR.

Система EcoFit состоит из трех основных компонентов — модуля дозирования мочевины, модуля впрыска и модуля управления.

Первый модуль осуществляет точное дозирование поступления в форсунку жидкого восстановителя и сжатого воздуха из бортовой системы. Форсунка размещается по оси потока отработавших газов, тем самым минимизируется возможность осаждения мочевины. Размер капель AdBlue на выходе форсунки — менее 30 пикометров, а относительно большой диаметр соплового отверстия делает форсунку менее чувствительной к загрязнениям.

Модуль управления формирует сигнал подачи AdBlue, необходимый расход которой определяется рабочими условиями и может составлять от 0,01 до 2,2 мл/с. Модуль управления, куда задающий сигнал поступает через внешний интерфейс, может также использоваться для управления другими компонентами двигателя или системы очистки.

Система дозирования EcoFit предназначена для работы от бортовой сети напряжением 12 или 24 В, при температуре окружающей среды от −40 до 85 °С. Модуль дозирования может устанавливается как на баке с мочевиной, так и на шасси автомобиля. Поскольку мочевина замерзает при температуре порядка −11 °С, модуль может быть снабжен системами подогрева или охлаждения.

Система дозирования EcoFit будет выпускаться на заводе Cummins Emission Solutions в Пекине.

В дальнейшем все продукты и технологии CES будут представлены на мировом рынке под маркой EcoFit. По словам представителя CES, разработчиками проделана огромная работа, позволившая обеспечить выполнение перспективных требований экологических стандартов при одновременном снижении общей стоимости оборудования.

В номенклатуру продукции CES входят системы, разрабатываемые по индивидуальным заказам, комплексные системы управления, окислительные нейтрализаторы, фильтры частиц, системы снижения NO_x (SCR) и отдельные компоненты указанных систем.

НОВЫЙ ДАТЧИК ДЛЯ СИСТЕМЫ SCR

Ian Cameron. Gentech's new SCR sensor
Diesel Progress International, January 2012

Английская компания Gentech начала выпуск новых датчиков для систем селективного каталитического восстановления (SCR), которые, по словам представителя фирмы, отличаются от существующих своей универсальностью и имеют ряд дополнительных функций.

Датчик Gentech предназначен для определения качества уровня и температуры восстановителя AdBlue.

По требованию заказчика датчик может быть снабжен подогревателем (для предотвращения замерзания AdBlue в холодных условиях), фильтром на линии всасывания с тонкостью отсева 80 или 100 мкм (для предотвращения попадания твердых частиц в систему) и встроенным компактным разъемом для быстрого подключения к электрической схеме.

Еще одна опция — встроенный индикатор посторонних жидкостей, определяющий присутствие в баке посторонних жидкостей (не являющихся AdBlue). Датчик представляет собой твердотельное электронное устройство, реагирующее на изменение свойств реагента, находящегося в баке для AdBlue. Датчик формирует предупредительный сигнал о поступлении в бак запрещенной жидкости и предотвращает выход из строя компонентов систем SCR.

Датчик SCR может поставляться с любой и перечисленных выше опций, либо только с датчиком уровня. Заказчик платит только за те функции, которые он реально получает, что позволяет свести стоимость датчика к минимуму.

Крепление датчика, как правило, байонетного или фланцевого типа, но существует вариант с резиновым уплотнителем, позволяющий упростить конструкцию бака. Датчик может быть приспособлен к баку любой высоты за счет изменения длины его штока.

Время нагрева AdBlue считается одним из наиболее критичных параметров системы, и это обстоятельство учтено в конструкции датчика. В частности, греющий змеевик сделан так, чтобы в первую очередь нагревалась жидкость в зоне подвода AdBlue. Конструкция датчика учитывает возможность работы машины под достаточно большим углом наклона к горизонту.

НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

НА БМЗ УСПЕШНО ЗАВЕРШИЛИ ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛОВОЗА С ФИНСКИМ ДИЗЕЛЕМ

На Брянском машиностроительном заводе (БМЗ) успешно завершены сертификационные испытания маневрового тепловоза ТЭМ18В, оснащенного дизелем компании Wartsila.

Предварительные и приемочные испытания, совмещенные с сертификационными, подтвердили соответствие параметров и характеристик тепловоза ТЭМ18В-001 требованиям Технического задания и нормам безопасности на железнодорожном транспорте.

Тепловоз ТЭМ18В создан на базе локомотива ТЭМ18ДМ. В базовую конструкцию внесен ряд изменений, позволяющих говорить о новых потребительских характеристиках машины. ТЭМ18В оснащается более современным и надежным дизелем, телемеханической системой контроля бодрствования машиниста. Это позволяет обеспечить более стабильную работу парка, сократить время простоев локомотивов; сделать работу на тепловозе более безопасной. При среднеэксплуатационной загрузке ТЭМ18В почти на 30 процентов экономичнее, чем тепловозы ЧМЭ3.

На маневровом тепловозе ТЭМ18В-001 использован дизель-генератор фирмы «Вяртсиля» мощностью 882 кВт при 1000 об/мин.

На тепловозе установлен новый компрессор, вентилятор холодильной камеры приводится гидромуфтой переменного наполнения. Это позволяет плавно менять число оборотов главного вентилятора, что повышает надежность работы редуктора. Впервые на БМЗ на маневровом тепловозе использовано колесо главного вентилятора из пластмассы; применены системы подогрева теплоносителей дизеля типа «Гольфстрим», с помощью которого поддерживается оптимальная температура теплоносителей при неработающем дизеле. Это дает экономию топлива при зимних запусках и прогревах двигателя. Для обогрева кабины машиниста используется автономная система отопления, что создает комфортные условия для работы локомотивной бригады.

Технико-экономические показатели тепловоза ТЭМ18В-001, полученные при эксплуатационном пробеге в условиях маневровой, вывозной и горочной работы на станции Брянск-Льговский, выгодно отличают его от других маневровых тепловозов по топливной экономичности. Удельный расход топлива при типовом цикле загрузки составляет 288 г/(кВт·ч). Ожидается, что с началом реализации в Пензе совместного российско-финского проекта («Трансмашхолдинг»—Wartsila) по производству современных дизельных двигателей для железнодорожного и морского транспорта новые дизель-генераторы будут использоваться и на других тепловозах отечественного производства, что обеспечит более высокую надежность силовых установок и улучшит эксплуатационные качества локомотив.