

Санкт-Петербург

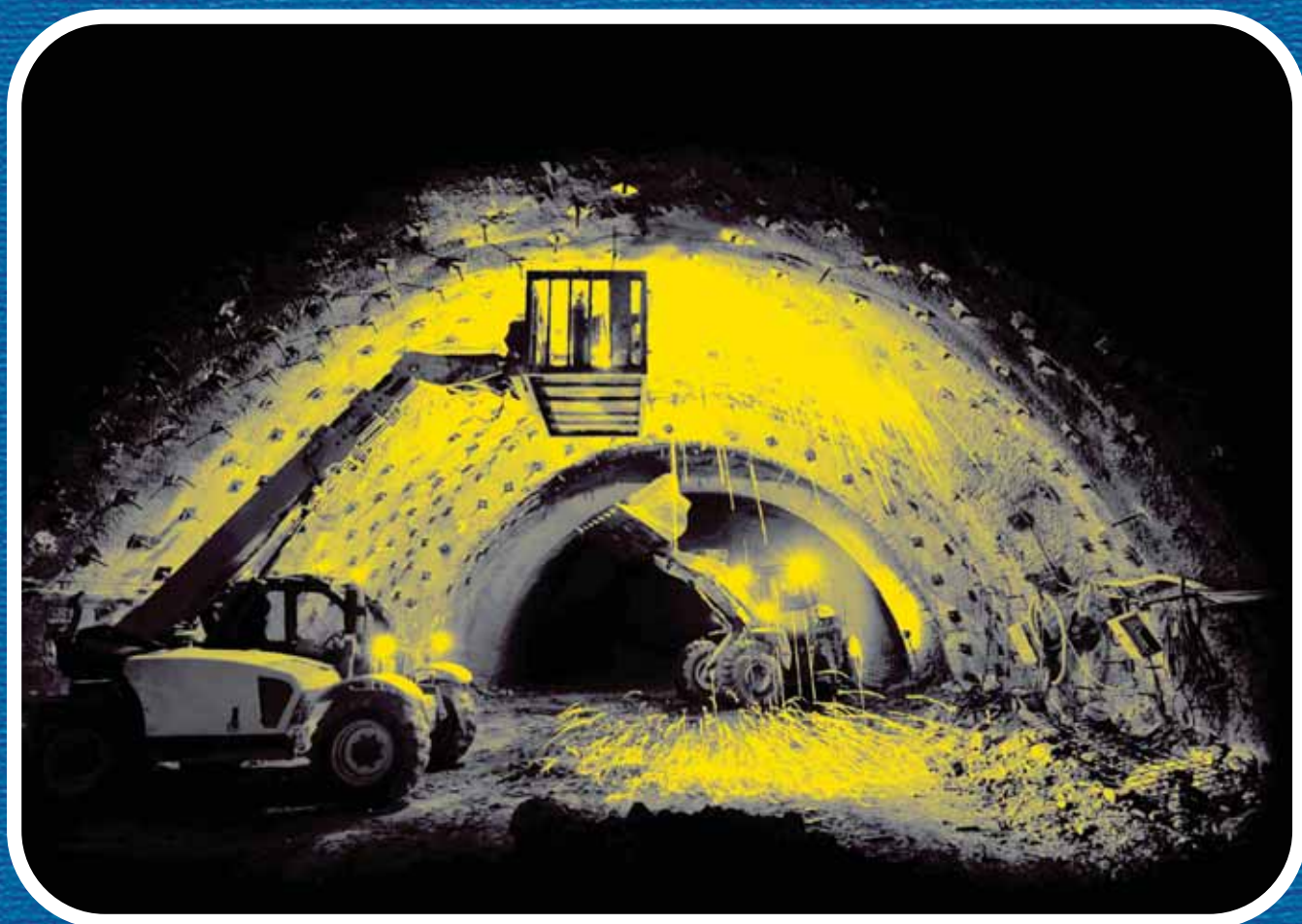
Индекс 70259

ISSN 0202-1633

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

1 (283) январь—март 2021

DVIGATELESTROYENIYE





РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
Марков В.А., Кулешов А.С., Неверов В.А. Бовэнь Са, Зенкин А.Н. Совершенствование процессов распыливания и смесеобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах	3 Markov V.A., Kuleshov A.S., Neverov V.A., Sa Boven, Zenkin A.N. Improvement of fuel atomization and mixing processes in engines firing mixed biofuels
Иванов В.В., Шабалин Д.В., Проговоров А.П. Математическая модель расчета внутрицилиндровых процессов дизельного двигателя с учетом температуры охлаждающей жидкости	13 Ivanov V.V., Shabalin D.V. and Progovorov A.P. Simulation of in-cylinder heat exchange processes taking account of coolant temperature
Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И. Совершенствование процесса топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера	20 Kochev N.S., Plotnikov L.V. and Grigoryev N.I. Improvement of fuel injection characteristics of type 8CHN21/21 locomotive engine featuring Miller cycle
ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ	FUEL AND LUBRICANTS
Путинцев С.В., Чирский С.П., Стрельникова С.С. Влияние вязкости минерального моторного масла и присутствие в нем антифрикционной присадки на механические потери малоразмерного дизеля	26 Putintsev S.V., Chirsky S.P. and Strelnikova S.S. Influence of mineral oil viscosity and anti-friction additive therein on mechanical losses in a small diesel engine
ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ	MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES
Алиев С.А., Салатова Д.А., Гаджиев А.В. Улучшение пусковых качеств тракторного дизеля на основе применения обратимой электрической машины	32 Aliev S.A., Salatova D.A. and Gajiev A.V. Reversible electrical machine as a means to improve start performance of a tractor diesel engine
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Двигатели, работающие на метаноле (по материалам конгресса CIMAC)	37 Methanol as engine fuel (based on CIMAC papers)
Стандарты EPA США по ограничению вредных выбросов судовых дизелей (по материалам Power Sourcing Guide 2020–2021)	49 US EPA Exhaust Emission Standards for Marine Diesel Engines (based on Power Sourcing Guide 2020–2021)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	55 Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	гл. конструктор	ООО ИЦД ТМХ, г. Коломна
В.А. Шелеметьев	зам. техн. директора	АО «Коломенский завод», г. Коломна
С.В. Хильченко	техн. директор	ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербург
А.К. Лимонов	зам. гл. конструктора	ООО «Энергомаш», г. Щекино, Тульская обл.
Е.И. Бирюков	гл. конструктор	АО «Барнаултрансмаши», г. Барнаул
А.В. Попов	зам. ген. директора	АО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково
А.С. Куликов	гл. констр. по двиг.	ПАО «КАМАЗ», г. Набережные Челны
В.И. Федышин	директор	ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург
А.П. Маслов	вед. инж.-конструктор	ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск
А.С. Калюнов	начальник ИКЦ	ООО НЗТА, г. Ногинск

НИИ

В.А. Сорокин	зав. отделом	ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.И. Ерофеев	нач. отдела	И ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург
В.В. Альт	рук. науч. направления	ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск
Ю.А. Микутенок	президент	НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург

ВУЗЫ

В.А. Марков	зав. кафедрой Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
Н.Д. Чайнов	проф. кафедры Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
В.А. Рыжов	проф. кафедры ТМС и САПР	КИ фил. МПУ, г. Коломна
Ю.В. Галышев	проф. ВШ энерг. маш.	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
М.И. Куколев	проф. ВШ гидротех. стр-ва	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
О.К. Безюков	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.А. Иванченко	зав. кафедрой ДВС и АСЭУ	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Л.В. Тузов	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
С.П. Столяров	зав. кафедрой СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
В.К. Румб	проф. кафедры СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
А.В. Смирнов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
В.О. Сайданов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
А.А. Обозов	проф. кафедры ТД	БГТУ, г. Брянск
А.В. Разуваев	проф. кафедры ЯЭ	БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ, г. Балаково

Издатель журнала — ООО «НПФ «Экология», Санкт-Петербург

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2021 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Сдано в набор 02.03.2021
Подписано в печать 23.03.2021
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 36. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «НПФ «Экология», 190020, Санкт-Петербург, а/я 9

Тел.: +7 (921) 956-31-94
+7 (812) 719-73-30

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2021. № 1 (283)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАСПЫЛИВАНИЯ И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ПРИ РАБОТЕ ДИЗЕЛЯ НА СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВАХ

*В.А. Марков, д.т.н., проф., А.С. Кулешов, д.т.н., проф.,
В.А. Неверов, асп., Са Бовэнь, асп., А.Н. Зенкин, студент
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

Перспективными альтернативными топливами для дизелей являются биотоплива, получаемые с использованием растительных масел, отличающиеся от нефтяного дизельного топлива повышенными плотностью, вязкостью, поверхностным натяжением и пониженной сжимаемостью. При адаптации дизелей к работе на этих топливах возникает проблема ухудшения качества процессов распыливания топлива и смесеобразования. Проведены расчетные исследования процессов распыливания топлива и смесеобразования при работе дизеля типа Д-245.12С на смесях нефтяного дизельного топлива и рапсового масла. Расчеты подтвердили приемлемое качество процессов распыливания топлива и смесеобразования и возможность улучшения показателей токсичности отработавших газов дизеля при использовании в качестве топлива указанных смесей. В связи с возможностью закоксовывания распыливающих отверстий форсунок и отложения нагара на деталях камеры сгорания рекомендована работа дизеля не на чистых растительных маслах, а на нефтяном дизельном топливе с небольшой добавкой рапсового масла в количестве до 10 % по объему.

Введение

Одним из ключевых направлений совершенствования двигателей внутреннего сгорания является их адаптация к работе на альтернативных топливах [1–3], к которым относятся биотоплива, получаемые из возобновляемых сырьевых ресурсов. Среди биотоплив, нашедших наибольшее применение в дизелях, выделяют растительные масла и их производные — сложные эфиры [1, 3, 4]. Несмотря на проблемы, возникающие при эксплуатации дизелей на растительных маслах, продолжают исследования их работы на этих биотопливах и их смесях с другими топливами, в основном, с нефтяным дизельным топливом (ДТ) [5–8].

Применение растительных масел в качестве самостоятельного топлива затруднено из-за различий физико-химических свойств растительных масел и нефтяного ДТ [9, 10]. Это сопровождается

проблемами, возникающими при адаптации дизелей к работе на растительных маслах. Одна из этих проблем — невысокое качество процессов топливоподачи, распыливания масел и смесеобразование, вызванное их утяжеленным фракционным составом [4, 11]. В связи с этим растительные масла часто используются как добавка к нефтяному ДТ. Другое направление адаптации дизеля к работе на растительных маслах — совершенствование процессов распыливания топлива и смесеобразования. При этом необходимо обеспечить согласование длины струй распыливаемого топлива с формой камеры сгорания (КС), равномерное распределение топлива по объему КС, требуемые показатели мелкости распыливания топлива. Поэтому необходимы учет свойств растительных масел и адаптация систем топливоподачи дизелей к работе на этих топливах.

Физико-химические свойства растительных масел и их смесей с нефтяным дизельным топливом

Свойства различных растительных масел во многом схожи между собой и зависят от состава и строения жиров, которые определяются видом масличного растения. Основой всех жиров являются полные сложные эфиры глицерина и высших алифатических кислот [4, 10, 12]. В составе сложного эфира растительного масла одна молекула глицерина $C_3H_5(OH)_3$ связана с остатками трех жирных кислот, поэтому эти соединения называют триацилглицеридами. Массовая доля триацилглицеридов в жирах составляет 93–98 %. Растительные масла содержат, в основном, жирные кислоты с четным числом атомов углерода (C_{14} , C_{16} , C_{18} и др.). При этом в состав масел входят как ненасыщенные (олеиновая, линолевая, линоленовая и др.), так и насыщенные (миристиновая, пальмитиновая, стеариновая и др.) жирные кислоты. В насыщенных жирных кислотах молекулы не имеют двойных связей, а в ненасыщенных присутствуют от одной до трех двойных связей. Жирнокислотный состав масел основных масличных культур России приведен в табл. 1 [12].

При анализе возможностей применения различных растительных масел для производства биотоплив обычно рассматривают рапсовое масло

Таблица 1

Жирнокислотный состав нерафинированных растительных масел

Растительное масло	Массовая доля, % по массе, жирных кислот растительных масел					
	насыщенных			ненасыщенных		
	Миристиновой $C_{14}H_{28}O_2$ или $C 14:0$	Пальмитиновой $C_{16}H_{32}O_2$ или $C 16:0$	Стеариновой $C_{18}H_{36}O_2$ или $C 18:0$	Олеиновой $C_{18}H_{34}O_2$ или $C 18:1$	Линолевой $C_{18}H_{32}O_2$ или $C 18:2$	Линоленовой $C_{18}H_{30}O_2$ или $C 18:3$
Рапсовое	0–0,2	1,5–6,0	0,5–3,1	8,0–60,0	11,0–23,0	5,0–13,0
Подсолнечное	0–0,2	5,6–7,6	2,7–6,5	14,0–39,4	18,3–74,0	До 0,3
Соевое	0–0,2	8,0–13,5	2,0–5,4	17,0–30,0	48,0–59,0	4,5–11,0

Примечание. После названия жирной кислоты приведены формула состава и условная формула состава, в которой первая цифра соответствует числу атомов углерода, а вторая — числу двойных связей в молекуле.

(РМ) [1, 3, 4]. Вместе с тем в России выращивают и другие виды масличных культур. Доля подсолнечного масла в общем объеме производства масел в России составляет 86, 84 %, соевого — 7,96 %, рапсового — 4,84 % [13]. Физико-химические свойства смесей нефтяного ДТ марки Л (летнее) по ГОСТ 305–2013 и РМ представлены в табл. 2 и 3 [4, 14]. Эти данные свидетельствуют

о том, что приближение свойств этих смесей к свойствам нефтяного ДТ возможно при небольших добавках РМ (см. табл. 3).

Необходимо отметить, что повышенные плотность, вязкость, поверхностное натяжение растительных масел, их пониженная сжимаемость приводит к трансформации процессов топливоподачи, впрыскивания и распыливания топлива,

Таблица 2

Физико-химические свойства смесей нефтяного ДТ и рапсового масла

Физико-химические свойства	Вид топлива					
	ДТ	80 % ДТ + 20 % РМ	60 % ДТ + 40 % РМ	40 % ДТ + 60 % РМ	20 % ДТ + 80 % РМ	РМ
Молекулярная масса, кг/моль	223,5	355,4	487,3	619,2	751,1	883,0
Плотность при 50 °С, кг/м³	811	827	843	859	875	891
Вязкость кинематическая при 50 °С, сСт (мм²/с)	2,1	4,7	8,2	13,4	19,6	29,6
Вязкость динамическая при 50 °С, сПз (мПа/с) / Па/с	1,7 /0,0017	3,9 /0,0039	6,9 /0,0069	11,5 /0,0115	17,2 /0,0172	26,4 /0,0264
Коэффициент поверхностного натяжения при 50 °С, мН/м / Н/м	25,3 /0,0253	26,6 /0,0266	27,9 /0,0279	29,2 /0,0292	30,5 /0,0305	31,8 /0,0318
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	41,5	40,5	39,5	38,5	37,5
Цетановое число	46	44	42	40	38	36
Условная энергия активации предпламенных реакций, кДж/моль	22,0	22,4	22,8	23,2	23,6	24,0
Удельная теплота парообразования, кДж/кг	250	260	270	280	290	300
Температура топлива, К	380	380	380	380	380	380
Теплоемкость топлива при температуре форсунки, Дж/(кг·К)	1850	1830	1810	1790	1770	1750
Коэффициент диффузии паров топлива при атмосферных условиях, с	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31
Давление насыщенных паров при температуре 480 К/710 К, бар	0,0475 /1,616	0,0380 /1,297	0,0285 /0,978	0,0190 /0,659	0,0095 /0,340	0 /0,021
Содержание, абс. масс. Доли:						
С	0,870	0,850	0,830	0,810	0,790	0,770
Н	0,126	0,125	0,124	0,123	0,122	0,121
О	0,004	0,025	0,046	0,067	0,088	0,109
Общее содержание серы, % по массе	0,200	0,160	0,120	0,080	0,040	0,002

Примечание. дизельное топливо марки Л по ГОСТ 305–2013 (формула состава $C_{16,2}H_{28,5}$), рапсовое масло низкоэруковое (формула состава $C_{57,0}H_{101,6}O_6$).

Физико-химические свойства нефтяного ДТ с добавками рапсового масла

Физико-химические свойства	Вид топлива				
	ДТ	97,5 % ДТ + 2,5 % РМ	95,0 % ДТ + 5,0 % РМ	97,5 % ДТ + 7,5 % РМ	90,0 % ДТ + 10,0 % РМ
Молекулярная масса, кг/моль	223,5	240,0	256,5	273,0	289,5
Плотность при 50 °С, кг/м ³	811	813	815	817	819
Вязкость кинематическая при 50 °С, сСт (мм ² /с)	2,1	2,3	2,5	2,7	3,0
Вязкость динамическая при 50 °С, сПз (мПа/с) / Па/с	1,70 /0,00170	1,87 /0,00187	2,04 /0,00204	2,21 /0,00221	2,46 /0,00246
Коэффициент поверхностного натяжения при 50 °С, мН/м / Н/м	25,3 /0,0253	25,46 /0,02546	25,62 /0,02562	25,78 /0,02578	25,94 /0,02594
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,500	42,375	42,250	42,125	42,000
Цетановое число	46,00	45,75	45,50	45,25	45,00
Условная энергия активации предпламенных реакций, кДж/моль	22,00	22,05	22,10	22,15	22,20
Удельная теплота парообразования, кДж/кг	250	251	252	253	254
Температура топлива, К	380	380	380	380	380
Теплоемкость топлива при температуре форсунки, Дж/(кг·К)	1850,0	1847,5	1845,0	1842,5	1840,0
Коэффициент диффузии паров топлива при атмосферных условиях, с	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31
Давление насыщенных паров при температуре 480 К / 710 К, бар	0,0475 /1,616	0,0470 /1,562	0,0465 /1,541	0,0455 /1,515	0,0445 /1,483
Содержание, абс. масс. Доли:	С	0,870	0,867	0,865	0,860
	Н	0,126	0,126	0,125	0,125
	О	0,004	0,007	0,010	0,015
Общее содержание серы, % по массе	0,200	0,195	0,190	0,185	0,180

образования рабочей смеси. Из-за указанных отличий свойств нефтяного дизельного топлива и растительных масел при работе дизеля на чистых растительных маслах увеличивается средний диаметр капель топлива (растительного масла), уменьшается угол раскрытия топливных струй, увеличивается их дальноточность, структура струи топлива в поперечном сечении становится более неравномерной, возрастает доля пленочного смесеобразования [4]. Один из путей совершенствования процессов распыливания топлива и смесеобразования при работе дизеля на этих биотопливах — использование в качестве топлива не чистых растительных масел, а их смесей с нефтяным ДТ. Другое направление улучшения качества рабочего процесса дизеля, работающего на растительных маслах и топливах на их основе, — исследование и совершенствование процессов распыливания топлива и смесеобразования. Эти процессы в значительной степени определяют эффективность сгорания топлива, топливно-экономические и экологические показатели дизеля [15–17].

Целями работы являются исследование процессов распыливания топлива и смесеобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах на основе растительных масел и оценка их влияния на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля. В представленной статье это исследование проведено расчетным путем с использованием программного комплекса (ПК) ДИЗЕЛЬ-РК, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК для расчетных исследований рабочих процессов дизеля

Для моделирования рабочего процесса дизеля, работающего на нефтяном ДТ и биотопливах на основе растительных масел, использован ПК ДИЗЕЛЬ-РК, предназначенный для расчетных исследований рабочих процессов широкого класса двигателей [16, 18]. ПК ДИЗЕЛЬ-РК прошел проверку на двигателях разной размерности, быстроходности и назначения и показал хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных. В частности, некоторые результаты исследований дизеля типа СМД-60 (6ЧН13/11,5),

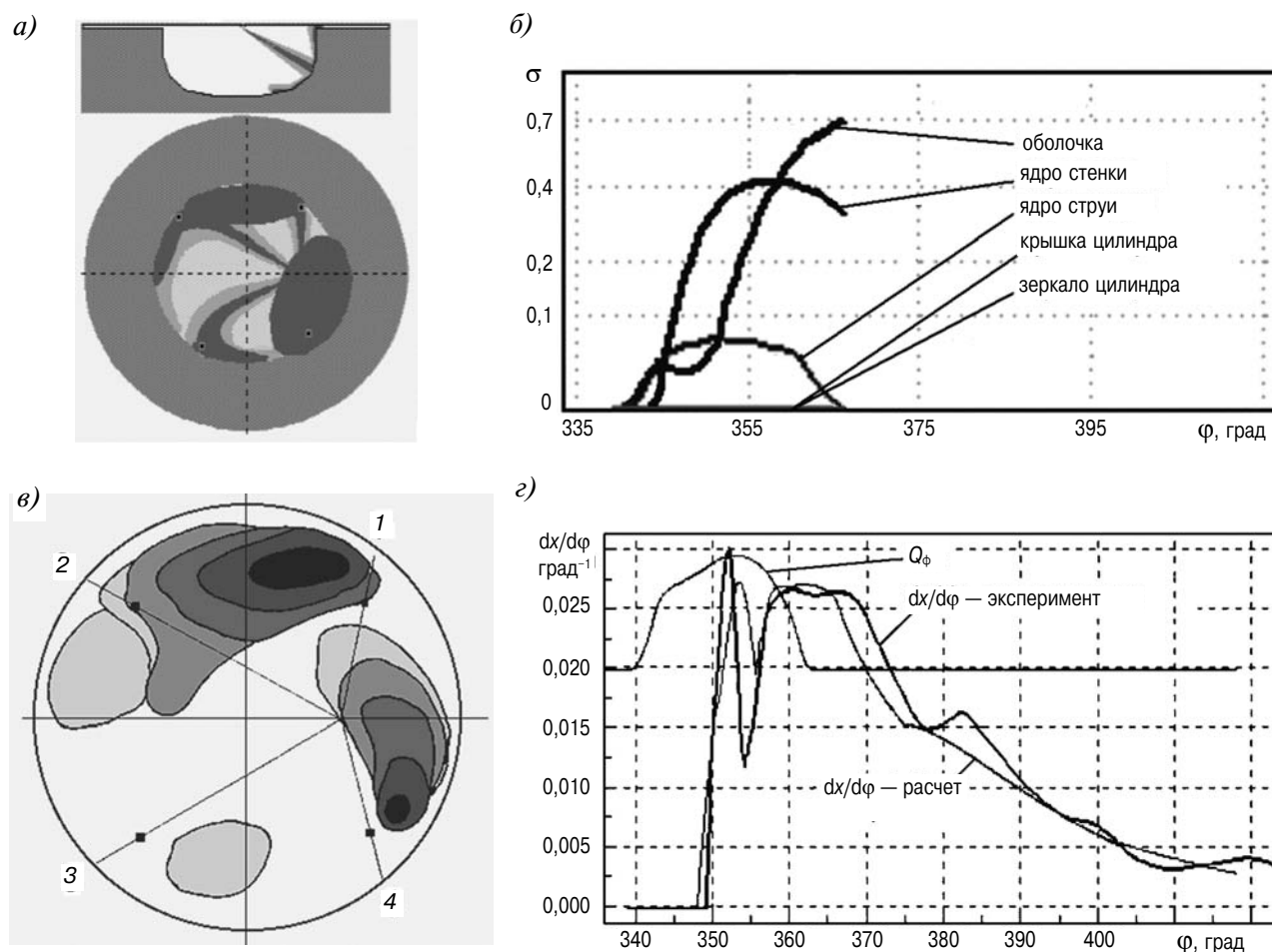


Рис. 1. Результаты экспериментальных и расчетных исследований движения топливных струй и пристеночных потоков дизеля типа СМД-60:

а — расчет; *б* — экспериментальная кинограмма; *в* — расчет распределения впрыснутого топлива по характерным зонам струи № 1; *г* — скорость тепловыделения $dx/d\varphi$ и скорость впрыскивания Q_φ , 1–4 номера струй

проведенных с использованием ПК ДИЗЕЛЬ-РК, представлены на рис. 1 [16].

Для расчета смесеобразования и сгорания в дизелях используется РК-модель, в основе которой лежит расчетный метод, предложенный в начале 90-х годов профессором Н.Ф. Разлейцевым и в дальнейшем доработанный профессором А.С. Кулешовым. РК-модель учитывает особенности характеристики впрыска, включая многофазный впрыск, мелкость распыливания топлива, ориентацию струй в объеме КС, динамику развития топливных струй, взаимодействие струй с воздушным вихрем и стенками. Учитываются условия развития каждой топливной струи и образованных струями пристеночных потоков, а также их взаимодействие между собой. По своей идеологии РК-модель близка к модели, разработанной проф. Хироюсу, хотя имеет существенные отличия, связанные, главным образом, с более детальным рассмотрением взаимодействия топливных струй со стенками и между собой.

При расчете процесса распыливания топлива и смесеобразования выделяются два участка развития струи: начальный участок пульсирующего порционного развития и основной участок кумулятивного развития. В процессе движения струи рассчитываются доли топлива, попавшего в характерные зоны с разными условиями испарения и горения, включая пристеночные зоны на стенке КС, на гребне поршня, на зеркале и крышке цилиндра (рис. 2) [16]. Траектории движения свободных струй, а также движение образованных ими пристеночных потоков рассчитываются с учетом переносного воздействия тангенциального вихря, задаваемого вихревым числом H , а также с учетом величины углов встречи свободных струй со стенками КС.

В период топливоподачи и развития топливных струй скорость сгорания лимитируется главным образом скоростью испарения топлива. В свободно развивающейся струе зонами интенсивного теплообмена и испарения распыленного топли-

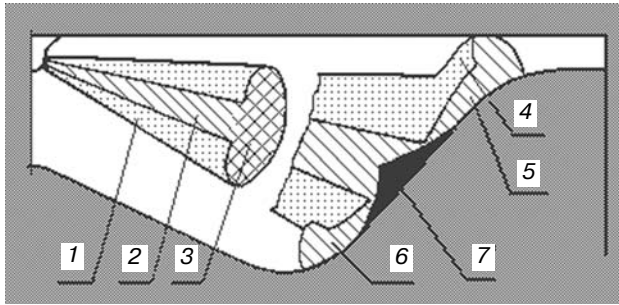


Рис. 2. Расчетная схема струи топлива:

1 — разреженная оболочка струи; 2 — уплотненное осевое ядро; 3 — уплотненный передний фронт; 4 — разреженная оболочка пристеночного потока; 5 — уплотненное ядро пристеночного потока; 6 — передний фронт пристеночного потока; 7 — конусообразное осевое ядро пристеночного потока

ва являются передний фронт и оболочка струи (рис. 3) [16]. В высокоскоростном и плотном осевом потоке прогрев и испарение капель незначительны. При набегании струи на стенку КС скорость испарения топлива, скопившегося в переднем фронте, резко снижается до минимума в момент завершения укладки фронта на стенку. Это вызвано более низкой по сравнению с газовым зарядом температурой стенки, уменьшением обдува капель, уплотнением капельно-газовой смеси на стенке, слиянием и перемешиванием авангардных капель с подлетающими к стенке КС более холодными каплями. После укладки фронта на стенку КС двухфазная смесь начинает расте-

каться по стенке за пределы конуса струи. Скорость испарения топлива в пристеночной зоне увеличивается, хотя и остается меньшей, чем в объеме КС. При растекании по гребню поршня часть топлива может проникнуть в надпоршневой зазор, попасть на крышку и стенки цилиндра. Скорость испарения топлива, поступившего в каждую из названных зон интенсивного теплообмена, равна сумме скоростей испарения отдельных капель. Испарение каждой капли до и после воспламенения топлива подчиняется закону испарения Срезневского. При расчете испарения топлива определялся средний диаметр капель по Заутеру d_{32} .

Для расчета скорости испарения определялись константы испарения топлива в различных зонах струи. Оценка констант производилась с учетом ряда параметров, среди которых критерий Нуссельта для процессов диффузии; коэффициент диффузии паров топлива, отнесенный к градиенту парциальных давлений; давление насыщенных паров; плотность жидкого топлива; характерные давления и температуры, в том числе температуры стенок КС, на которые попало топливо.

В расчетной модели тепловыделения выделены четыре периода, отличающиеся физико-химическими особенностями и факторами, лимитирующими скорость процесса: период задержки воспламенения, период начальной вспышки, период управляемого сгорания на участке топливopодачи после вспышки, период диффузионного

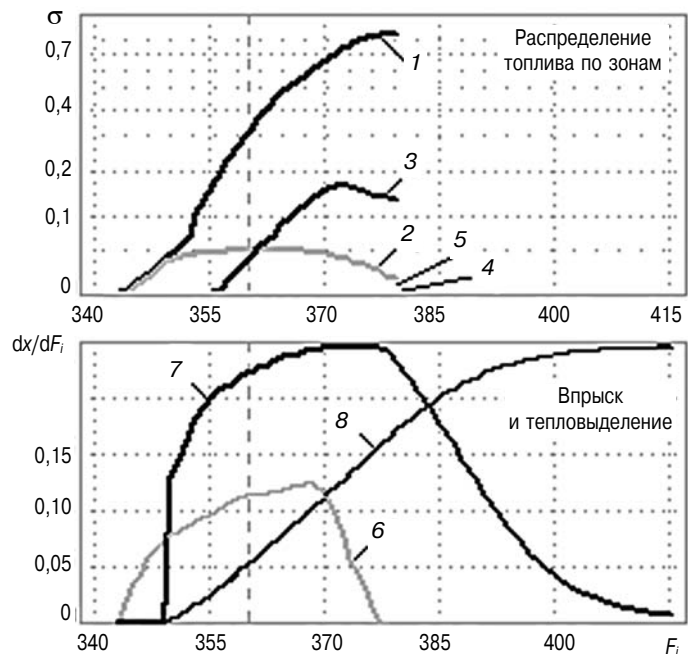
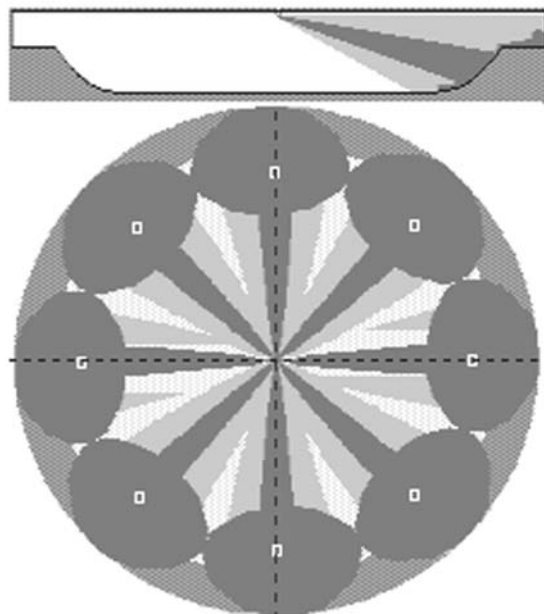


Рис. 3. Визуализация смесеобразования и сгорания в КС дизеля:

1–5 — распределение топлива по зонам струи; 6–8 — характеристики впрыскивания и тепловыделения по углу поворота коленчатого вала; 1 — разреженная оболочка струи и пристеночного потока; 2 — ядро свободной струи; 3 — ядро пристеночного потока; 4 — топливо, осевшее на крышке цилиндра; 5 — топливо, попавшее на зеркало цилиндра; 6 — характеристика впрыскивания (закон подачи $dq/d\varphi$); 7 — характеристика тепловыделения $dx/d\varphi$; 8 — интегральная характеристика тепловыделения

горения после окончания топливоподачи. По окончании периода задержки воспламенения (ПЗВ) происходит взрывное распространение пламени по активированной смеси в оболочке струи. Первый максимум скорости тепловыделения зависит, в основном, от доли цикловой порции топлива, испарившейся за ПЗВ, степени активации паров, скорости испарения топлива в период вспышки, т. е. от массы впрыснутого топлива, качества его распыливания и макрораспределения, времени испарения, физико-химических, термо- и газодинамических характеристик горючей смеси.

После начальной вспышки и выгорания паров топлива, образовавшихся за ПЗВ, скорость тепловыделения определяется, в основном, скоростью испарения топлива и скоростью догорания продуктов неполного сгорания в объеме цилиндра, которая зависит от средней концентрации неиспользованного кислорода (см. рис. 3). В период диффузионного горения, после окончания впрыска и завершения развития струй, происходит сначала резкое, а затем замедленное снижение скорости сгорания. Это связано с уменьшением массы невыгоревшего топлива и с лимитирующей ролью процесса диффузии в этот период, пламя распадается на множество очагов вокруг локальных скоплений топлива в ядрах струй. Если значительная часть топлива распределяется на стенках камеры в поршне, особенно на стенках вблизи крышки цилиндра, то в интервале 15–30 град по-

ворота коленчатого вала (ПКВ) после верхней мертвой точки (ВМТ) на характеристиках тепловыделения наблюдается еще один небольшой пик. Это связано с возмущением и разрушением квазиламинарного пристеночного слоя при резком удлинении газового столба над соответствующей поверхностью.

ПК ДИЗЕЛЬ-РК включает подпрограмму расчета образования оксидов азота в цилиндре ДВС, основанную на термическом механизме на основе схемы академика Я.Б. Зельдовича, и подпрограмму расчета эмиссии сажи, основанную на методике профессора Н.Ф. Разлейцева [18]. Представленное описание ПК ДИЗЕЛЬ-РК и примеры расчета показателей быстроходных дизелей подтверждают возможность его использования для моделирования рабочего процесса дизеля, работающего на исследуемых смесевых биотопливах.

Расчетные исследования процессов распыливания топлива и смесеобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах

В качестве объекта расчетных исследований выбран дизель типа Д-245.12С (4ЧН11/12,5) производства Минского моторного завода. Этот двигатель устанавливался на малотоннажные грузовые автомобили ЗиЛ-5301 «Бычок», а его модификации — на автобусы Павловского автомобильного завода (ПАЗ) и тракторы «Беларусь» Минского тракторного завода (МТЗ). Техническая характеристика исследуемого дизеля приведена в табл. 4.

Таблица 4

Техническая характеристика дизеля Д-245.12С (4ЧН11/12,5)

Параметры	Значение
Тип двигателя	Четырехтактный, рядный, дизельный
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра D , мм	110
Ход поршня S , мм	125
Общий рабочий объем iV_h , л	4,32
Степень сжатия ϵ	16,0
Система турбонаддува	Турбокомпрессор ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов
Тип камеры сгорания, способ смесеобразования	Камера сгорания типа ЦНИДИ, объемно-плёночное смесеобразование
Номинальная частота вращения n , об/мин	2400
Номинальная мощность P_e , кВт	80
Механизм газораспределения	Клапанного типа с верхним расположением клапанов
Система охлаждения	Водяная, принудительная
Система смазки	Принудительная, с разбрызгиванием
Насос масляный	Шестеренчатый
Система питания	Разделенного типа
Топливный насос высокого давления (ТНВД)	Рядный типа PP4M10U1f фирмы Motorpal с всережимным центробежным регулятором
Длина нагнетательных топливопроводов L_t , мм	540

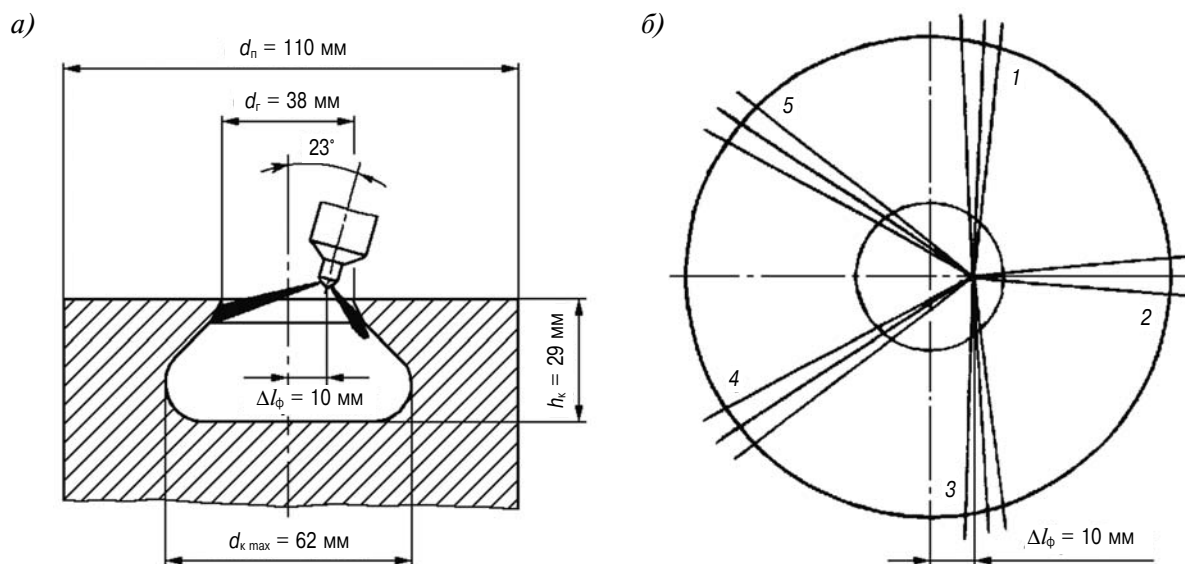


Рис. 4. Камера сгорания дизеля Д-245.12С со схемой расположения форсунки (а) и ориентация струй распыливаемого топлива в КС (б):
1–5 — номера струй распыливаемого топлива

Дизель оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов, ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) модели РР4М10U1f с диаметром плунжеров $d_{пл} = 10$ мм, их ходом $h_{пл} = 10$ мм и форсунками ФДМ-22 АО «Куроаппаратура» (г. Вильнюс), отрегулированными на давление начала впрыскивания $p_{ф0} = 21,5$ МПа. В исследуемом дизеле форсунки с распылителями типа DOP 119 S 534 фирмы Motorpal установлены в головке цилиндров со смещением $\Delta l_\phi = 10$ мм (рис. 4).

Распылители типа DOP 119S534 фирмы Motorpal выполнены с выходом распыливающих отверстий на конус седла иглы и с диаметром иглы $d_{и} = 5,0$ мм (по направляющей). Некоторые конструктивные параметры этих распылителей приведены в табл. 5 и 6.

При расчетных исследованиях задавался закон подачи (табл. 7), формируемый кулачками ТНВД модели РР4М10U1f на номинальном режиме работы дизеля Д-245.12С с частотой вращения коленчатого вала $n = 2400$ об/мин и цикловой подачей топлива $q_{ц} = 80$ мм³.

Таблица 5

Параметры распылителей DOP 119S534 фирмы Motorpal

Диаметр распыливающих отверстий d_p , мм	Число распыливающих отверстий i_p	Максимальный ход иглы $h_{и}$, мм	Суммарная эффективная площадь распылителя в сборе $\mu_{пф}$, мм ²
0,34	5	0,30	0,250

Примечание. величины $\mu_{пф}$ приведены при максимальном подъеме иглы форсунки; указаны значения $h_{и}$ и $\mu_{пф}$, средние для комплекта распылителей.

Таблица 6

Расположение распыливающих отверстий распылителей DOP 119S534 фирмы Motorpal

№ отверстия	Угловое расположение отверстия относительно штифта, град	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, град
1	8	63,5
2	90	72
3	172	63
4	237	52,5
5	303	53,5

Примечание. нумерация распыливающих отверстий проведена от штифта корпуса распылителя.

При расчетных исследованиях показателей рабочего процесса дизеля типа Д-245.12С, проведенных с использованием ПК ДИЗЕЛЬ-РК, использованы данные по физико-химическим свойствам смесей нефтяного ДТ и РМ, представленные в табл. 2 и 3. Расчетные характеристики показателей процессов распыливания исследуемых топлив и смесеобразования на номинальном режиме ($n = 2400$ об/мин, $q_{ц} = 80$ мм³) показаны в табл. 8 на рис. 5. Эти характеристики получены в диапазоне изменения объемной концентрации РМ в смесевом биотопливе $C_{РМ}$ от 0 % (чистое ДТ) до 100 % (чистое РМ). По данным табл. 8 и рис. 5 следует отметить тенденцию ухудшения характеристик процессов впрыскивания и распы-

**Закон подачи топлива дизеля Д-245.12С на режиме с частотой вращения $n = 2400$ об/мин
и цикловой подачей $q_c = 80$ мм³**

90 % ДТ + 10 % ПМ	90 % ДТ + 10 % СМ	90 % ДТ + 10 % КМ	90 % ДТ + 10 % ЛМ	90 % ДТ + 10 % ГМ	90 % ДТ + 10 % РыжМ
0	0	6,0	$8,6 \cdot 10^{-5}$	12,0	$8,8 \cdot 10^{-5}$
1,0	$2,2 \cdot 10^{-5}$	7,0	$8,5 \cdot 10^{-5}$	13,0	$8,2 \cdot 10^{-5}$
2,0	$5,6 \cdot 10^{-5}$	8,0	$8,4 \cdot 10^{-5}$	14,0	$6,4 \cdot 10^{-5}$
3,0	$7,6 \cdot 10^{-5}$	9,0	$9,5 \cdot 10^{-5}$	15,0	$4,4 \cdot 10^{-5}$
4,0	$8,0 \cdot 10^{-5}$	10,0	$9,4 \cdot 10^{-5}$	16,0	0
5,0	$8,4 \cdot 10^{-5}$	11,0	$9,2 \cdot 10^{-5}$		

ливания топлива с увеличением содержания РМ в смеси с ДТ. Так, в диапазоне изменения C_{PM} от 0 до 100 % средний диаметр капель по Заутеру $d_{к.ср}$ возрастает от 24,3 до 39,4 мкм, длина струи на момент окончания впрыскивания L увеличивается от 41,9 до 48,4 мм, угол раскрытия внешнего контура струи γ уменьшается от 20,8 до 15,8 град. С ростом концентрации РМ в смеси с ДТ C_{PM} от 0 до 100 % доля топлива в ядре струи $C_{ядр}$ возрастает от 5,8 до 23,1 %, доля топлива в оболочке струи $C_{обол}$ уменьшается от 77,1 до 34,9 %, доля топлива в оболочке пристеночного потока $C_{прис}$ увеличивается от 17,1 до 42,0 %.

Представленные данные свидетельствуют о том, что с точки зрения качества процессов распыливания топлива и смесеобразования возможна работа исследуемого дизеля при любой концентрации РМ в смесевом биотопливе. Вместе с тем в ряде исследований дизелей, работающих на чистых растительных маслах или на смесях нефтяного ДТ и растительных масел, показано, что длительная работа двигателя на этих топливах может сопровождаться закоксовыванием отверстий распылителей форсунок и отложением нагара на стенках КС [11, 19]. В связи с этим обычно органи-

зуется работа дизеля не на чистых растительных маслах, а на нефтяном ДТ с небольшими добавками растительных масел [4, 20, 21]. Поэтому следующие расчеты проведены для дизеля, работающего на нефтяном ДТ с небольшими добавками РМ в количестве от 0 до 10 % по объему. Результаты этих расчетных исследований приведены в табл. 9 и на рис. 6. Они свидетельствуют о том, что на номинальном режиме работы дизеля в указанном диапазоне изменения C_{PM} удельный эффективный расход топлива g_e возрастает от 225,7 до 228,7 г/кВт·ч, что объясняется уменьшением теплотворной способности топлива с ростом концентрации РМ в смеси с ДТ (см. табл. 3). Но при этом эффективный КПД дизеля η_e изменяется незначительно.

Расчетные данные свидетельствуют о том, что при увеличении концентрации РМ в нефтяном ДТ C_{PM} от 0 до 10 % концентрация в ОГ оксидов азота C_{NOx} снижается от 677 до 660 ppm, что обусловлено некоторым ухудшением качества рабочего процесса (снижением эффективного КПД дизеля η_e). В этом же диапазоне изменения концентрации C_{PM} дымность ОГ K_x снижается от 11,2 до 9,0 % по шкале Хартриджа, что объясняется

**Расчетные характеристики показателей процессов распыливания исследуемых топлив
и смесеобразования на номинальном режиме с $n = 2400$ об/мин и $q_c = 80$ мм³**

Параметры распыливания топлива	Топлива					
	ДТ	80 % ДТ + 20 % РМ	60 % ДТ + 40 % РМ	40 % ДТ + 60 % РМ	20 % ДТ + 80 % РМ	РМ
Средний диаметр капель по Заутеру d_{32} , мкм	24,3	28,0	31,0	34,0	36,6	39,4
Длина струи на момент окончания впрыскивания L , мм	41,9	43,4	44,8	46,1	47,3	48,4
Угол раскрытия внешнего контура струи на момент окончания впрыскивания γ , град	20,8	19,6	18,5	17,5	16,6	15,8
Доля топлива в оболочке струи $C_{обол}$, %	77,1	69,1	61,8	50,7	40,8	34,9
Доля топлива в ядре струи $C_{ядр}$, %	5,8	8,1	10,3	13,1	17,3	23,1
Доля топлива в оболочке пристеночного потока $C_{прис}$, %	17,1	22,8	27,9	36,2	41,9	42,0

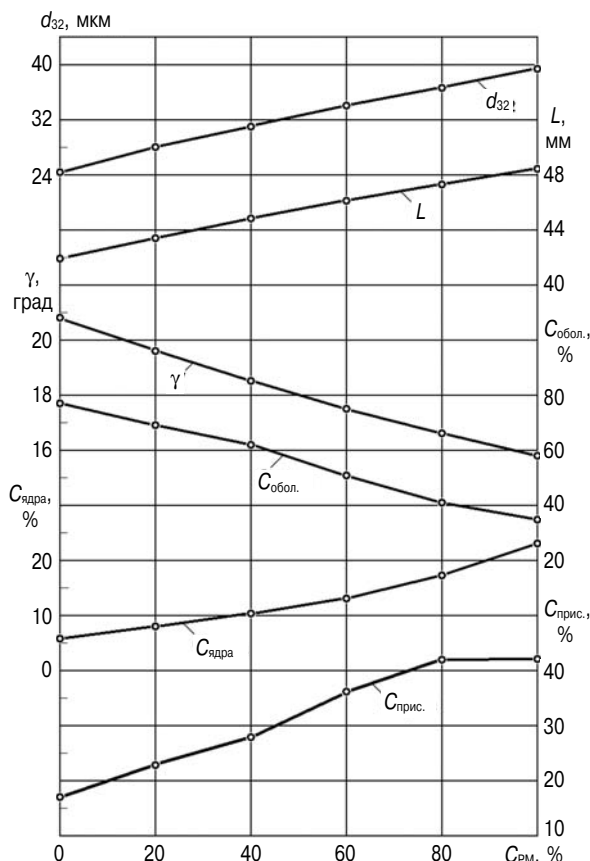


Рис. 5. Зависимость среднего диаметра капель по Заутеру d_{32} , длины струи L и угла раскрытия струи γ на момент окончания впрыскивания, доли топлива в ядре свободной струи $C_{ядра}$, доли топлива в оболочке струи $C_{обол.}$ и доли топлива в оболочке пристеночного потока $C_{прис.}$ от объемной концентрации РМ в смесевом биотопливе C_{PM}

увеличением содержания атомов кислорода в молекулах топлива (см. табл. 3).

В заключение анализа характеристик показателей рабочего процесса исследуемого дизеля при использовании в качестве топлива смесей ДТ и РМ следует отметить, что они хорошо согласуются

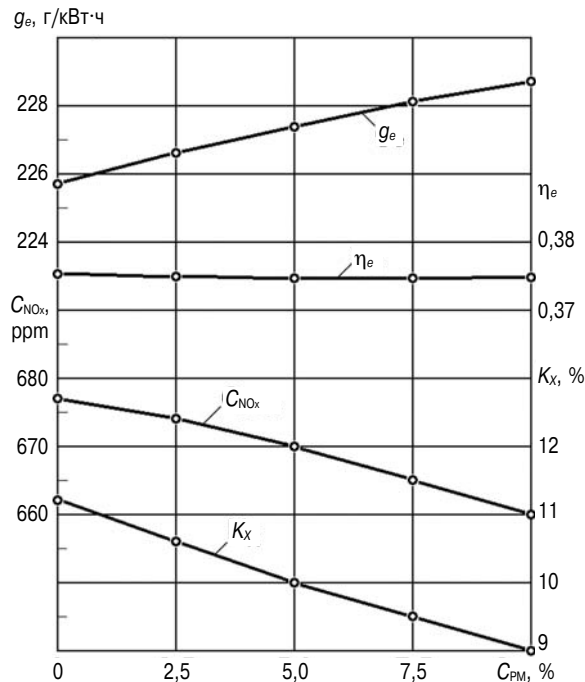


Рис. 6. Зависимость удельного эффективного расхода топлива g_e , эффективного КПД дизеля η_e , концентрации влажных оксидов азота в ОГ C_{NOx} , дымности ОГ по шкале Хартриджа K_X от объемной концентрации РМ в смесевом биотопливе C_{PM}

с экспериментально полученными характеристиками, приведенными в работах [4, 19, 22].

Заключение

Проведенные расчетные и экспериментальные исследования подтвердили эффективность использования смесевых биотоплив, содержащих нефтяное дизельное топливо и рапсовое масло, в дизелях транспортного и сельскохозяйственного назначения. Экспериментальные и расчетные характеристики подтвердили приемлемое качество процессов распыливания топлива и смесеобразования и возможность улучшения показателей токсичности отработавших газов дизеля типа

Таблица 9

Расчетные характеристики показателей рабочего процесса дизеля Д-245.12С на номинальном режиме с $n = 2400$ об/мин и $q_c = 80$ мм³

Параметры дизеля	Топлива				
	ДТ	97,5 % ДТ + 2,5 % РМ	95,0 % ДТ + 5,0 % РМ	92,5 % ДТ + 7,5 % РМ	90,0 % ДТ + 10,0 % РМ
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч)	225,7	226,6	227,4	228,1	228,7
Эффективный КПД дизеля η_e	0,3753	0,3749	0,3747	0,3747	0,3748
Объемное содержание оксидов азота в ОГ C_{NOx} , ppm	677	674	670	665	660
Дымность ОГ K_X , % по шкале Хартриджа	11,2	10,6	10,0	9,5	9,0

Д-245.12С при использовании в качестве топлива указанных смесей. В связи с возможностью закоксовывания распыливающих отверстий форсунок и отложения нагара на деталях камеры сгорания рекомендована работа дизеля не на чистых растительных маслах, а на нефтяном дизельном топливе с небольшой добавкой рапсового масла в количестве до 10 % по объему. Следует также отметить, что результаты расчетных исследований показателей дизеля

получены без какой-либо оптимизации конструкции двигателя и параметров рабочего процесса. Необходимо также отметить возможность оптимизации состава смесового биотоплива.

Литература

1. *Льотко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С.* Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М. : Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. 311 с.
2. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания / А.А. Александров [и др.] / под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. М. : ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012. 791 с.
3. *Васильев И.П.* Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. Луганск: Изд-во Восточно-украинского национального университета им. В. Даля, 2009. 240 с.
4. Моторные топлива, производимые из растительных масел / В.А. Марков [и др.] / под ред. В.А. Маркова. Рига: Изд-во Lambert Academic Publishing, 2019. 420 с.
5. *Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н.* Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях // Двигателестроение. 2017. № 4. С. 21–24.
6. *Ощепков П.П., Смирнов С.В., Заев И.А.* Исследование процесса самовоспламенения биодизельного топлива // Двигателестроение. 2020. № 1. С. 47–51.
7. *Che Mat S., Idroas M.Y., Hamid M.F. et al.* Performance and Emissions of Straight Vegetable Oils and its Blends as a Fuel in Diesel Engine: A Review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018. Vol. 82. p. 808–823.
8. *Anantha Raman L., Deepanraj B., Rajakumar S., Sivasubramanian V.* Experimental Investigation on Performance, Combustion and Emission Analysis of a Direct Injection Diesel Engine Fuelled with Rapeseed Oil Biodiesel // Fuel. 2019. Vol. 246. p. 69–74.
9. *Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И.* Токсичность отработавших газов дизелей. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.
10. *Ершов Ю.А., Зайцев Н.И.* Основы биохимии для инженеров / Под ред. С.И. Шукина. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 359 с.
11. *Звонов В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С.* Исследование эффективности применения в дизельных

двигателях топливных смесей и биотоплив // Российский химический журнал (Журнал Российского химического общества им. Д.И. Менделеева). 2008. Т. LII. № 6. С. 147–151.

12. Кодекс Алиментариус (лат. «Продовольственный кодекс»). Жиры, масла и производные продукты: Пер. с англ. М.: Изд-во «Весь мир», 2007. 68 с.
13. *Уханов А.П., Година Е.Д.* Определение теплоты сгорания дизельного смесового топлива из соевого масла // Вестник Северо-Восточного федерального университета. 2013. Т. 10. № 5. С. 25–29.
14. Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения / А.А. Александров [и др.] / под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. М. : ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014. 691 с.
15. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др. / под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. М. : Машиностроение, 2013. 784 с.
16. *Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А.* Системы топливоподачи и управления дизелей. М. : Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 344 с.
17. *Марков В.А., Девянин С.Н., Мальчук В.И.* Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 360 с.
18. *Кулешов А.С.* Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2007. Специальный выпуск «Двигатели внутреннего сгорания». С. 18–31.
19. *Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г.* Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. М. : Изд-во МГАУ им. В.П. Горячкина, 2008. 340 с.
20. *Марков В.А., Девянин С.Н., Камалтдинов В.Г., Са Бовэнь, Неверов В.А.* Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел // Двигателестроение. 2020. № 4. С. 18–24.
21. *Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А.* Применение в дизелях нетрадиционных топлив как добавок к основному. М. : Изд-во «Легион-Автодата», 2014. 162 с.
22. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания / В.А. Марков и др. М. : НИЦ «Инженер» (Союз НИО), 2016. 292 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С УЧЕТОМ ТЕМПЕРАТУРЫ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ

*В.В. Иванов, адъюнкт,
Д.В. Шабалин, д.т.н., профессор,
А.П. Проговоров, ст. помощник начальника учебно-методического отдела,
Омский автобронетанковый инженерный институт*

Предложена математическая модель для описания процессов в камере сгорания дизельного двигателя на основе уравнения теплового баланса рабочего тела. Указанная модель учитывает температуру газов в момент начала сжатия, коэффициент избытка воздуха и показатели состояния рабочего тела в момент начала впрыска топлива, что позволяет решать сопряженные задачи расчета процессов наполнения и сжатия, а также, теплообмена со стенками камеры сгорания. Расчет параметров рабочего процесса в камере сгорания выполнен с помощью методики CFD-расчета (Computational Fluid Dynamics — вычислительная газовая динамика), что позволило провести детальный анализ зависимости показателей топливной экономичности двигателя и тепломеханической нагруженности деталей, образующих камеру сгорания, от температуры охлаждающей жидкости.

Известно, что температура охлаждающей жидкости (ОЖ) влияет практически на все процессы, протекающие в системах и механизмах двигателя. Так, например, при низкой температуре ОЖ снижается температура сжатия, увеличивается период задержки воспламенения топлива и показатели рабочего процесса выходят за пределы оптимальных значений [1, 2]. Кроме того, из-за роста максимального давления газов в камере сгорания (КС) увеличиваются механические нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ), растет скорость их изнашивания и накопления повреждений, возрастают уровни шума и вибрации двигателя, выбросов вредных веществ с отработавшими газами. С другой стороны, увеличение температуры ОЖ может привести к росту тепловых нагрузок в некоторых деталях двигателя, например, гильзы цилиндра. Также существенным фактором является максимальная величина теплоотдачи в систему охлаждения, от которой зависят массогабаритные показатели силовой установки.

Для теоретического исследования влияния температуры ОЖ на протекание рабочего цикла

двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и, как следствие, на его топливно-экономические показатели была поставлена цель: разработать математическую модель рабочего процесса дизеля с регулируемой температурой охлаждающей жидкости.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

➤ разработать математическую модель и методику расчета процессов теплообмена рабочего тела со стенками КС, учитывающей возможность регулирования температуры ОЖ;

➤ разработать методику CFD-расчета процессов в КС дизеля.

Тепловой баланс рабочего тела в КС описывается дифференциальным уравнением [3, 4]:

$$\frac{dH}{dt} + \frac{dG}{dt} \cdot u(\bar{t}, \bar{C}) + \frac{dQ_{\text{fuel}}}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} + \frac{dU}{dt} + P \cdot \frac{dV}{dt} = 0, \quad (1)$$

где dH/dt — поток энтальпии через органы газообмена; dG/dt — поток массы через органы газообмена; u — удельная внутренняя энергия газа; T — температура газа; C — вектор концентрации компонентов газа; dQ_{fuel}/dt — энергия, выделяющаяся при сгорании топлива; dQ_w/dt — потери энергии теплоотдачей через стенки КС; dU/dt — изменение внутренней энергии газа; P — давление газа; V — объем газа; t — время.

При моделировании процессов в КС необходимо определить влияние температуры ОЖ на взаимосвязанные величины dQ_{fuel}/dt и dQ_w/dt .

Энергия, выделяющаяся при сгорании топлива:

$$\frac{dQ_{\text{fuel}}}{dt} = \frac{dx}{dt} \cdot G_f \cdot H_u, \quad (2)$$

где x — доля сгоревшего топлива; G_f — масса топлива, впрыснутого в КС; H_u — низшая теплота сгорания топлива.

Согласно И.И. Вибе [5], относительная скорость тепловыделения при сгорании топлива определяется по уравнению

$$\frac{dx}{dt} = 6,908 \frac{m+1}{t_z} \left(\frac{t-t_{\text{SOC}}}{t_z} \right)^m e^{-6,908 \left(\frac{t-t_{\text{SOC}}}{t_z} \right)^{m+1}}, \quad (3)$$

где t_{SOC} — момент воспламенения топлива; t_z — условная продолжительность сгорания топлива; m — показатель, характеризующий развитие процесса сгорания.

Недостаток уравнения И.И. Вибе состоит в том, что не учитывается влияние текущей температуры газов, зависящей от условий теплообмена, на динамику тепловыделения. Для определения t_z и m используют либо эмпирические данные, либо формулы, полученные на основе таких данных. Например, Г. Вошни и Ф. Аниситс предложили уравнения [6]

$$t_z = t'_z \cdot \left(\frac{\alpha'}{\alpha}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^{0,5}; \quad (4)$$

$$m = m' \cdot \left(\frac{\tau'_i}{\tau_i}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{P_{IVC}}{P'_{IVC}}\right) \cdot \left(\frac{T'_{IVC}}{T_{IVC}}\right) \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^{0,3}, \quad (5)$$

где (') — референсные условия; α — коэффициент избытка воздуха; n — частота вращения коленчатого вала; τ_i — период задержки воспламенения; P_{IVC} и T_{IVC} — давление и температура газов в КС в момент закрытия впускных клапанов соответственно.

Момент начала воспламенения топлива и, соответственно, период задержки воспламенения могут быть определены с применением формул, разработанных на основе уравнения С. Аррениуса. Например, Г. Вошни и Ф. Аниситс рекомендуют использовать уравнение Х. Волфера [7]:

$$\tau_i = 3,45 \cdot P_{SOI}^{-1,022} \cdot e^{\frac{2100}{T_{SOI}}}, \quad (6)$$

где P_{SOI} и T_{SOI} — давление и температура газов в КС в момент начала впрыска топлива.

Уравнения (5) и (6) включают величину температуры газов в момент начала сжатия, коэффициент избытка воздуха и показатели состояния рабочего тела в момент начала впрыска топлива, тем самым позволяют учесть влияние условий теплообмена на динамику тепловыделения.

В настоящее время существует большое количество теоретически обоснованных и экспериментально подтвержденных кинетических механизмов окисления топлива различной степени детализации [8–10], выбор из которых зависит от задач исследования.

Наиболее точным и, в то же время, самым трудоемким методом расчета рабочего процесса в КС в настоящее время является CFD-метод (Computational Fluid Dynamics — вычислительная газовая динамика) определения пространственно-распределенных показателей состояния рабочего тела. CFD-модели основаны на решении уравнений Навье-Стокса [11] движения и неразрывности вязкой ньютоновской сжимаемой жидкости:

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v} \right) = -\nabla \cdot p + \eta \cdot \Delta \vec{v} + \left(\zeta + \frac{\eta}{3} \right) \cdot \nabla \cdot \text{div } \vec{v}; \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0, \quad (8)$$

где η — коэффициент динамической вязкости; ζ — объемная вязкость; $\vec{v}$ — вектор скоростей и теплопроводности [12]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} - a^2 \cdot \nabla^2 \cdot u = f(r, t) \quad (9)$$

где u — функция температуры; a — коэффициент температуропроводности; r — координата; $f(r, t)$ — функция тепловых источников.

Для определения влияния теплового состояния двигателя на показатели рабочего процесса в КС необходимо задать граничные условия 3-го рода: температуру стенок и коэффициент теплоотдачи от них к рабочему телу.

Стенки КС образуются тремя основными деталями: гильзой цилиндра, днищем головки цилиндра и поршнем, которые имеют термический контакт между собой, с блоком ДВС, жидкостью в системе охлаждения, масляной пленкой в трибосопряжениях цилиндро-поршневой группы, картерными газами. Головка блока и блок двигателя обмениваются теплом с окружающей средой. На рис. 1 показана схема тепловых потоков, которые учитываются в разрабатываемой математической модели и методике расчета процессов теплообмена рабочего тела со стенками КС.

Детальный анализ зависимостей показателей топливной экономичности двигателя и тепломеханической нагруженности деталей образующих КС от температуры ОЖ выполнялся с приме-

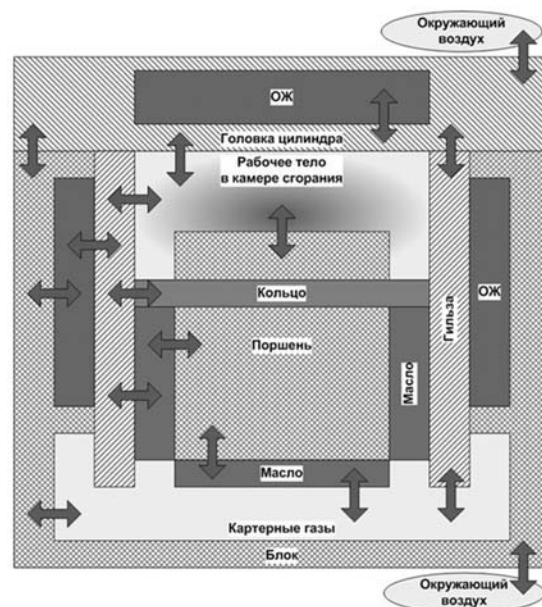


Рис. 1. Схема тепловых потоков (↔) между рабочим телом и деталями поршневого ДВС

Таблица 1

Начальные условия для CFD-расчета
рабочих процессов в КС двигателя В-92С2

n, об/мин	Параметр	N, %				
		100	75	50	25	0
2000	P, Па	370 000	339 167	308 333	277 500	246 667
	T, К	529,8	485,7	441,5	397,4	353,2
	G _{ф/с} , кг	3,04·10 ⁻⁵	2,43·10 ⁻⁵	1,82·10 ⁻⁵	1,22·10 ⁻⁵	6,08·10 ⁻⁶
1800	P, Па	337 033	313 878	290 724	267 569	244 415
	T, К	497,3	463,7	430,1	396,6	363,0
	G _{ф/с} , кг	3,24·10 ⁻⁵	2,58·10 ⁻⁵	1,93·10 ⁻⁵	1,26·10 ⁻⁵	6,08·10 ⁻⁶
1600	P, Па	304 067	288 591	273 115	257 639	242 163
	T, К	464,8	441,8	418,8	395,8	372,8
	G _{ф/с} , кг	3,44·10 ⁻⁵	2,73·10 ⁻⁵	2,03·10 ⁻⁵	1,32·10 ⁻⁵	6,08·10 ⁻⁶
1400	P, Па	271 100	263 303	255 506	247 709	239 912
	T, К	432,3	419,9	407,4	395,0	382,6
	G _{ф/с} , кг	3,65·10 ⁻⁵	2,89·10 ⁻⁵	2,13·10 ⁻⁵	1,37·10 ⁻⁵	6,08·10 ⁻⁶

Примечание: G_{ф/с} — масса топлива, впрыскиваемого в расчетную область (1/8 от цикловой подачи).

нием CFD-модели [13]. Расчеты проводились для серийно выпускаемого дизельного двигателя В-92С2 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак» (г. Челябинск). План полного факторного эксперимента по оценке влияния температуры ОЖ на показатели ДВС включал варьирование:

- цикловой подачи — от соответствующей режиму 100 %-ной нагрузки до нулевой нагрузки, шаг — 25 % (5 точек);
- частоты вращения — от 2000 до 1400 об/мин, шаг — 200 об/мин (4 точки);
- температуры ОЖ — от 130 °С (403 К) до 70 °С (343 К), шаг — 15 К (5 точек).

Итого — 100 расчетных точек. Минимальные и максимальные значения варьируемых параметров выбирались исходя из технического описания двигателя В-92С2.

Прямой CFD-расчетом определялись следующие основные показатели:

- полезная работа газов в течение одного цикла (значения показателя от момента открытия выпускных клапанов до открытия впускных клапанов линейно аппроксимировалось);
- параметры состояния газов в КС и его компонентный состав;
- газодинамические характеристики газов в КС (скорость потока, кинетическая энергия турбулентности, ее диссипация и т. д.);
- сопряженные граничные условия для КС (температура стенки, механическая нагрузка и т. д.) и параметры пограничного слоя.

При этом были приняты следующие упрощения и допущения [14]:

- детали, образующие стенки КС, являются плоскими, недеформируемыми, их свойства изотропны;
- кривизной гильзы цилиндра пренебрегаем, считая, что ее линейный размер в перпендикулярном оси цилиндра направлении равен длине образующей окружности, проведенной через середину (по толщине) стенки;
- масляная пленка между поршнем и гильзой цилиндра и на нижней поверхности поршня имеет постоянную толщину, температуру и изотропные свойства, течение пленки в любых направлениях не учитывается;
- особенности теплообмена через поршневые кольца учитываются путем корректировки коэффициентов теплоотдачи от гильзы к масляной пленке и от масляной пленки к поршню.

Начальные условия в КС определялись по результатам термодинамического расчета процессов в газоздушном тракте с применением программы ICE R&D [15] для момента времени, соответствующего закрытию впускных клапанов (табл. 1). Граничные условия на стенках КС определялись путем сопряженного расчета газодинамических

процессов в КС и теплопередачи через ее стенки. Геометрия деталей образующих КС была упрощена до одномерной изотропной стенки равной толщины, количество слоев (узлов в радиальном направлении) — 5. Коэффициент теплоотдачи от деталей КС к ОЖ определялся по формуле Зоннекена:

$$\alpha_{\text{ОЖ}} = 350 + 2100 \cdot v_{\text{ОЖ}}^{0,5}. \quad (10)$$

Для CFD-расчета использовались некоммерческие общедоступные коды OpenFOAM [17] с кинетическим механизмом горения суррогатного дизельного топлива (нормальный гептан — 29 реагентов и 52 реакции) [16]. Внешний вид расчетной геометрии показан на рис. 2.

Для визуализации результатов применялось некоммерческое программное обеспечение ParaView [18].

В табл. 2 приведены 3D изображения полей температуры газов в сегменте КС в диапазоне от 500 до 2500 К. Сравнивая эти изображения, различия можно и не заметить, поэтому в табл. 3 масштаб температур был увеличен в 50 раз путем сокращения отображаемого диапазона до 760—800 К. Кроме того, в табл. 3 приведены только

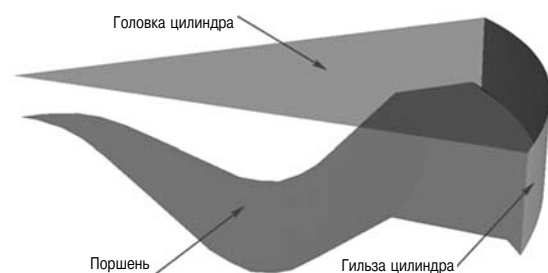


Рис. 2. Расчетная геометрия (поршень в положении ВМТ)

Таблица 2

**Температура газов в КС на режиме холостого хода
($n = 2000$ об/мин)**

Угол ПКВ, град	$T_{cool} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$			$T_{cool} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$		
	5,0e+02	1000	1500	2000	2,5e+03	T, K
54						
70						
90						

Примечание: угол ПКВ указан от начала расчета (60 град ПКВ до ВМТ)

Таблица 3

**Температура газов около стенок КС на режиме
холостого хода ($n = 2000$ об/мин)**

Угол ПКВ, град	$T_{cool} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$			$T_{cool} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$		
	7,6e+02	770	780	790	8,0e+02	T, K
54						
70						
90						

локальные значения температур газов вблизи стенок КС.

Как следует из табл. 3, увеличение температуры ОЖ с 70 до 130 $^{\circ}\text{C}$ влечет рост локальных температур газов примерно на 20–30 К вблизи гильзы цилиндра и на 10–20 К вблизи огневого днища головки цилиндра. Около поверхности

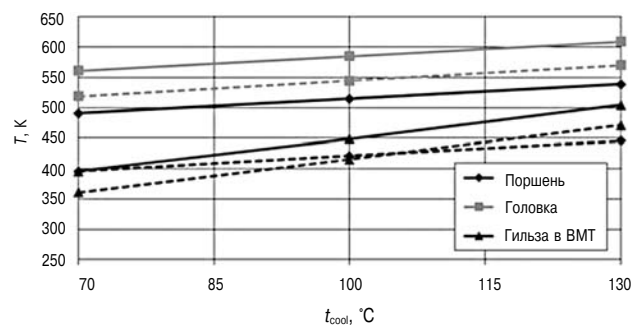


Рис. 3. Зависимость средней температуры деталей, образующих стенки КС, от температуры ОЖ ($n = 2000$ об/мин):

— режим максимальной мощности;
- - - режим холостого хода

поршня разница температур практически не заметна из-за существенно более высокой теплопроводности материала поршня (273,0 Вт/(м·К) против 80,2 Вт/(м·К) у гильзы и 63,9 Вт/(м·К) у головки).

На рис. 3 показано влияние температуры ОЖ на среднюю температуру деталей, образующих стенки КС.

Линейный характер графиков соответствует данным других исследователей [19]. Несмотря на ожидаемый рост температур поверхностей со

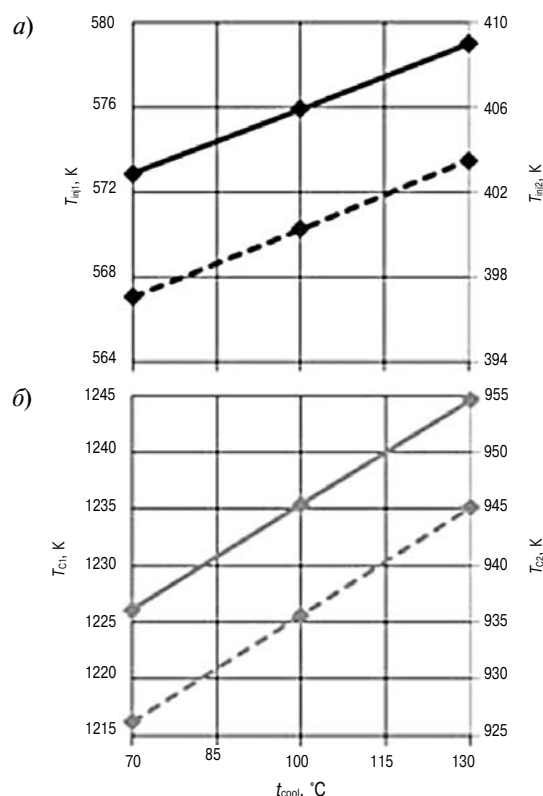


Рис. 4. Зависимость температуры газов в КС в моменты начала впрыска (а) и горения (б) от температуры ОЖ:

— режим максимальной мощности;
- - - режим холостого хода

стороны газов, перепад температур, следовательно, и температурные напряжения в поршне и головке цилиндра уменьшаются, что будет способствовать повышению их надежности. Изменение давления газов на стенки гильзы не столь существенно и может не учитываться (не более 0,3 %).

В объеме КС разница температур становится меньше, тем не менее, в момент впрыскивания топлива (рис. 4) она составляет примерно 5 К, что оказывает влияние на процессы смесеобразования (рис. 5), динамику тепловыделения (рис. 6) и индикаторные диаграммы давления газов в КС (рис. 7), коэффициент теплоотдачи от стенок к газам в КС (рис. 8).

Максимальное давление газов в КС при повышении температуры ОЖ от 70 до 130 °С при $n = 2000$ об/мин на режиме максимальной мощности увеличивается с 14,186 до 14,230 МПа

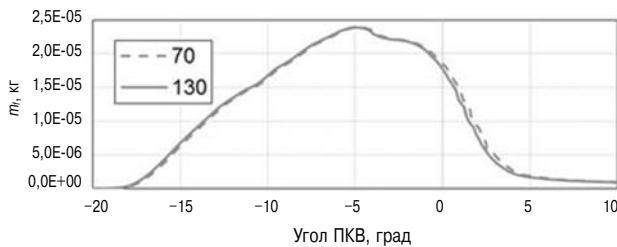


Рис. 5. Динамика испарения топлива при различной температуре ОЖ на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин)

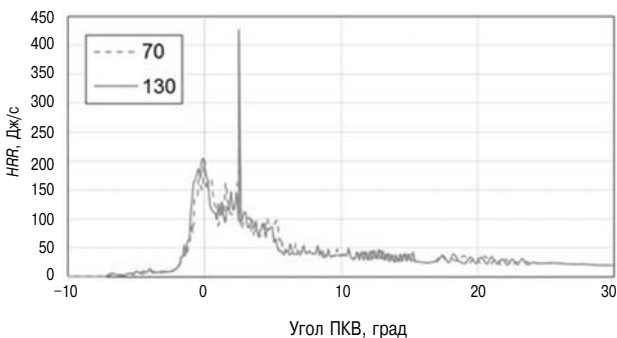


Рис. 6. Динамика тепловыделения при различной температуре ОЖ на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин)

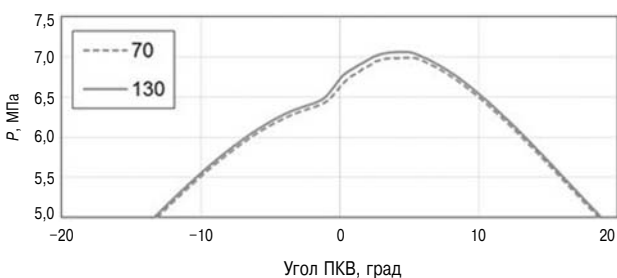


Рис. 7. Индикаторные диаграммы давления газов в КС при различной температуре ОЖ на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин)

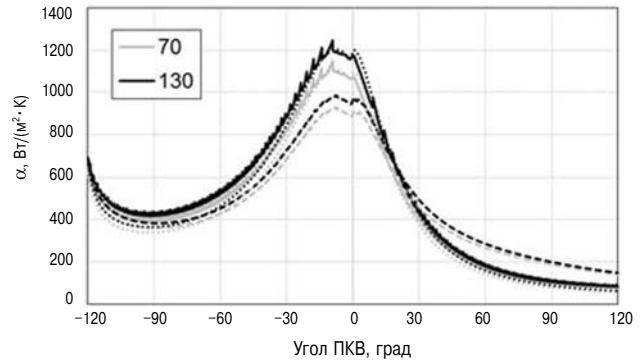


Рис. 8. Коэффициент теплоотдачи от стенок к газам в КС при различной температуре ОЖ на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин):

— поршень; - - - - гильза; головка цилиндра

(на 0,3 %), на режиме холостого хода — с 6,995 до 7,052 МПа (на 0,8 %). Скорость нарастания давления газов в КС для вышеупомянутых условий увеличивается на 0,4 % на режиме максимальной мощности и уменьшается на 0,5 % на режиме холостого хода.

В табл. 4 показаны локальные, а на рис. 8 — усредненные по поверхностям значения коэффициента теплоотдачи от стенок к газам в КС при различных температурах ОЖ. Очевидно, что при более высокой температуре сред теплотери рабочего тела в КС будут больше, что подтверждается интегральной характеристикой, приведенной на рис. 9.

В конечном итоге совокупность приведенных выше противоположно влияющих факторов (коэффициент теплоотдачи и температура стенки КС) приводит к снижению теплотерь в ОЖ при увеличении их температуры (рис. 9).

На рис. 10 показана зависимость отклонения индикаторного КПД от номинальной величины при варьировании цикловой подачи топлива (максимальное значение цикловой подачи соответствует максимальной мощности, минимальная — режиму холостого хода). А на рис. 11 приведены зависимости абсолютного изменения величины индикаторного КПД от двух параметров: температуры ОЖ и нагрузки (оценивалась — приблизительно — по цикловой подаче топлива) при частоте вращения 2000 и 1400 об/мин.

Таблица 4

Коэффициент теплоотдачи от стенок к газам в КС на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин), Вт/м²·К

Угол ПКВ, град	$T_{cool} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$			$T_{cool} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$	
	5,0e+02	800	1000	1,3e+03	HTC
54					

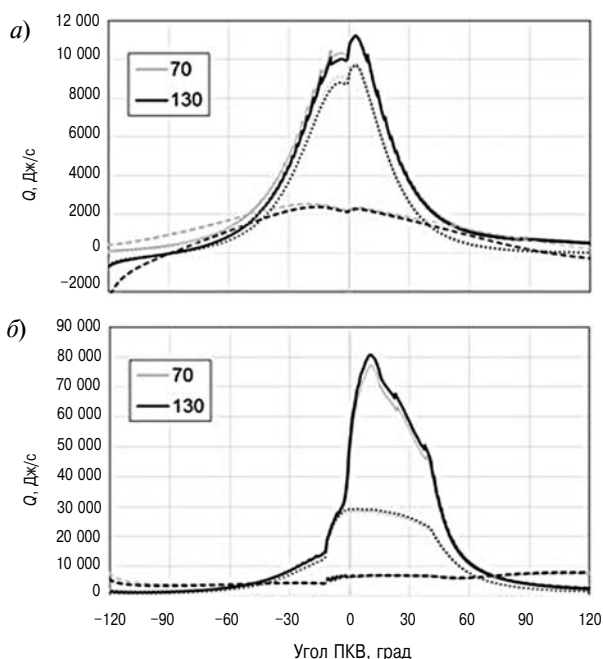


Рис. 9. Тепловой поток от газа в стенки КС при различной температуре ОЖ:
а — на режиме холостого хода ($n = 2000$ об/мин);
б — на режиме максимальной мощности ($n = 2000$ об/мин):
 — поршень; - - - гильза; головка цилиндра

Рис. 10 и 11 подтверждают, что влияние температуры ОЖ в наибольшей степени выражено на режимах, близких к холостому ходу. Из представленных на рис. 11 данных видно, что изменение индикаторного КПД при изменении температуры ОЖ практически не зависит от частоты вращения коленчатого вала.

Таким образом, на основании выполненной расчетной оценки влияния температуры ОЖ на процессы в КС танкового дизеля было установлено:

- увеличение температуры ОЖ с 70 до 130 °C приводит к росту локальных температур газов примерно на 20–30 К вблизи гильзы цилиндра и на 10–20 К — вблизи огневого днища головки цилиндра;

- максимальное давление газов в КС при повышении температуры ОЖ с 70 до 130 °C при $n = 2000$ об/мин на режиме максимальной мощности увеличивается на 0,3 %, на режиме холостого хода — на 0,8 %, скорость нарастания давления газов уменьшается на 0,4 % на режиме максимальной мощности и — на 0,5 % на режиме холостого хода;

- отклонение температуры ОЖ на 30 °C от номинальной (100 °C) на режимах холостого хода приводит к изменению индикаторного КПД примерно на 0,4 %, на режиме максимальной мощности, при этом отклонение величины КПД не превышает 0,03 %.

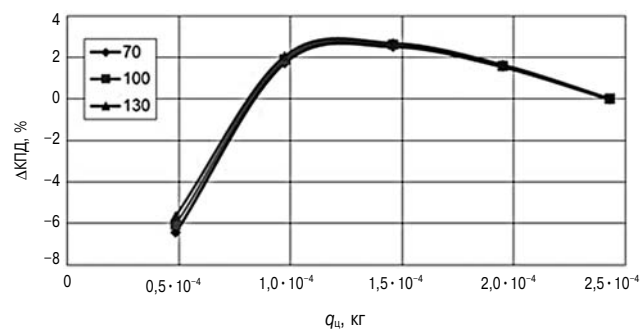


Рис. 10. Зависимость абсолютного изменения величины индикаторного КПД двигателя от цикловой подачи топлива и температуры ОЖ ($n = 2000$ об/мин)

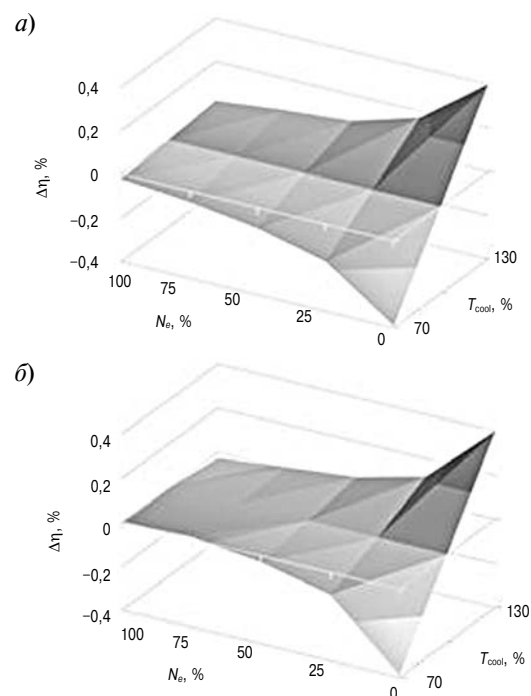


Рис. 11. Зависимость абсолютного изменения величины индикаторного КПД двигателя от нагрузки и температуры ОЖ:

а — $n = 2000$ об/мин; *б* — $n = 1400$ об/мин

Проведенная расчетная оценка влияния температуры ОЖ на процессы в камере сгорания дизельного двигателя подтвердила целесообразность регулирования и поддержания температуры ОЖ на уровне 130 °C, особенно на режимах холостого хода и частичных нагрузок, так как при этом уменьшаются тепловые потери в ОЖ, что в свою очередь приводит к росту индикаторного КПД двигателя и, как следствие, — к улучшению его топливно-экономических показателей.

Литература

1. Асанов Д. С. Улучшение топливно-экономических и энергетических показателей дизеля оптимизацией

температурного режима: автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Агапов Дмитрий Станиславович. СПб., 2004. 24 с.

2. Салахов Р.Р., Хайруллин А.Х., Салахов И.Р. Система управления адаптивной системой охлаждения двигателя внутреннего сгорания // Труды МАИ. 2012. № 61. С. 16–22.

3. Володин А.И. Моделирование на ЭВМ работы тепловозных дизелей. М. : Транспорт, 1985. 216 с.

4. Малоземов А.А. Математическая модель двигателя на основе системы дифференциальных уравнений энергетического и массового балансов // Научный вестник. Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин. Вып. 18. Челябинск : ЧВВАКИУ, 2006. С. 8–15.

5. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя. М. : Машгиз, 1962. 271 с.

6. *Woschni G, Anisits F.* Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions // SAE Technical Paper 740086, 1974.

7. *Wolfer H.H.* Ignition lag in diesel engines // VDI-Forschungsheft, 1938. Pp. 621–647.

8. *Seiser H, Pitsch H., Seshadri K., Pitz W., Curran H.* Extinction and autoignition of n-heptane in counterflow configuration // Proceedings of the Combustion Institute. Vol. 28, 2000. Pp. 2029–2037.

9. *Coda Z, Kilpinen P., Hupa M. and et.* A Kinetic modeling study on the potential of staged combustion in gas turbines for the reduction of nitrogen oxide emissions from

biomass IGCC plants // *Energy & Fuels*, № 14, 2000. Pp. 751–761.

10. *Curran H.A., Gaffuri P., Pitz W., Westbrook C.* Comprehensive modeling study of n-heptane oxidation // *Combustion and Flame*. 1998. № 114. Pp. 149–177.

11. *Темам Р.* Уравнения Навье–Стокса. Теория и численный анализ. М. : Мир, 1981. 408 с.

12. *Тихонов А.Н., Самарский А.А.* Уравнения математической физики. М. : Наука, 1977. 735 с.

13. *Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А.* Расчет теплового и напряженно-деформированного состояния деталей ДВС на ЭВМ. М. : Изд-во МВТУ, 1982. 70 с.

14. *Галышев Ю.В.* Задание граничных условий теплообмена в рабочих полостях головки цилиндра четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 2 (195). С. 58–64.

15. *Малоземов А.А., Кукис В.С., Гимазетдинов Р.Р.* Разработка математической модели и программного обеспечения для имитационного моделирования поршневых ДВС // *Двигателестроение*. № 3. 2018. С. 3–9.

16. *Потехин В.М.* Основы теории химических процессов технологии органических веществ и нефтепереработки. М. : Химиздат, 2007, 944 с.

17. OpenFoam (<https://www.openfoam.com/>)

18. Paraview (<https://www.paraview.org/>)

19. *Ливенцев Ф.Л.* Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания. М. : Машиностроение, 1964. 204 с.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ 8ЧН21/21, РАБОТАЮЩЕГО ПО ЦИКЛУ МИЛЛЕРА

Н.С. Кочев, начальник бюро

ООО «Уральский дизель-моторный завод»

Л.В. Плотников, к.т.н. (доцент), доцент

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Н.И. Григорьев, к.т.н., главный конструктор

ООО «Уральский дизель-моторный завод»

Екатеринбург

Представлены результаты доводочных работ по совершенствованию процесса топливоподачи тепловозного дизельного двигателя 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера, в целях улучшения его технико-экономических и экологических показателей. Рассмотрены особенности применения цикла Миллера на дизеле, работающем на режимах тепловозной характеристики. Проведены стендовые испытания дизельного двигателя на ООО «Уральский дизель-моторный завод», в результате которых были установлены оптимальные углы опережения впрыска топлива на различных режимах работы тепловозного дизеля. Получены количественные результаты влияния угла опережения впрыска топлива на удельный эффективный расход топлива и экологические показатели дизеля. Предложены технические решения, позволяющие улучшить процесс топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН 21/21.

Известно, что выработка энергии двигателями внутреннего сгорания (ДВС), работающими на ископаемом топливе, составляет около 25 % в мировом энергетическом балансе, при этом в атмосферу выбрасывается около 10 % парниковых газов [1]. Снижение удельного расхода топлива и выбросов вредных веществ — основные задачи исследователей и производителей двигателей в течение многих лет. При этом потенциал ДВС в области улучшения экономичности и их экологических показателей полностью не исчерпан [1, 2].

Эффективные показатели поршневых ДВС во многом обеспечиваются степенью синхронизации алгоритмов работы его узлов и агрегатов. Решающая роль в этом процессе отводится согласованности функционирования систем газораспределения, топливоподачи и турбонаддува (при

наличии). Моделирование совместной работы указанных систем при помощи различных программных комплексов позволяет лишь приблизиться к выбору оптимальных алгоритмов их работы. Итоговую регулировку можно выполнить только при проведении доводочных моторных испытаний.

Большое количество публикаций посвящено исследованию влияния параметров системы топливоподачи (давление впрыска, угол опережения впрыска топлива (УОВТ), конструкция распыливающих отверстий, закон подачи топлива и т. д.) на технико-экономические и экологические показатели ДВС, часть из которых будет рассмотрена далее. Так, можно выделить классические работы отечественных и зарубежных авторов, в которых приводятся результаты исследований влияния УОВТ на процессы смесеобразования и сгорания, КПД, удельный расход топлива и количество вредных выбросов, выполненных на двигателях разных размерностей и назначений [3–7]. Следует отметить, что большинство из этих работ выполнены на основе стендовых испытаний, что свидетельствует о сложности исследуемых процессов, которые трудно описать с помощью математических моделей. Только статьи [6, 7] основаны на численном моделировании рабочего процесса дизелей в целях поиска оптимальных параметров (настроек) топливной системы. В результате авторами установлено, что влияние УОВТ на технические, экономические и экологические показатели существенно. Оптимальная настройка УОВТ позволяет повысить мощность дизеля до 5 %, уменьшить удельный расход топлива в среднем на 3 %, заметно снизить выбросы вредных веществ (например, снижение выбросов NO_x с отработавшими газами достигает 10 %) по сравнению с исходной модификацией. Интересные результаты были получены Xu Z. и др. в работе [8], в которой сравнивались основные характеристики автомобильного двигателя с наддувом

при его работе на установившихся и переходных режимах с разными настройками УОВТ. Дополнительно можно выделить ряд работ по оптимизации параметров топливной системы (в том числе УОВТ) для двигателей, работающих на разных видах топлива, например, на биотопливе с разным процентным содержанием растительных масел [9, 10], на топливе с добавлением рапсового масла [11, 12], на керосине [13, 14], метаноле [15, 16] и водо-топливной эмульсии (или впрыском мочевины) [17, 18]. В большинстве случаев применение альтернативного топлива и регулировка топливной системы приводят к существенному снижению концентрации вредных веществ в отработавших газах (до двух раз по сравнению с базовыми значениями) при сохранении мощностных показателей ДВС.

В статье представлены результаты стендовых испытаний по доводке процесса топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера, для улучшения его технико-экономических и экологических показателей, что является логическим продолжением работ по совершенствованию рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя, представленных в предыдущей статье [19].

Объект исследования — дизель 8ЧН21/21 (производства ООО «Уральский дизель-моторный завод», Екатеринбург): 4-тактный с V-образным расположением цилиндров под углом 90°, непосредственным впрыском топлива, жидкостной системой охлаждения закрытого типа, с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, системой смазки с «сухим» картером. Номинальная мощность двигателя составляла 882 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1400 об/мин, максимальный крутящий момент 6000 Н·м.

В результате предыдущих исследований [19] было установлено, что «потери Миллера», связанные с сокращением времени открытия впускных клапанов и некоторым ухудшением качества газообмена в цилиндрах, можно частично компенсировать увеличением давления наддува (подбором оптимальных проточных частей турбокомпрессоров), а также корректировкой угла опережения впрыска топлива, но более подробной информации представлено не было. Соответственно, основная цель настоящих исследований состояла в синхронизации процесса топливоподачи с фазами газораспределения дизеля 8ЧН21/21. Кроме того, ранее представленные в статье [19] результаты были получены для номинального режима работы дизеля, хотя не менее важным режимом работы тепловозного ДВС следует считать холостой ход. Согласно статистике, тепловозы, задействованные на маневровой и маневрово-

вывозной работе, могут иметь до 90 % временной наработки на режиме холостого хода [20].

Поскольку внедрение цикла Миллера оказало отрицательное влияние на показатели, определяющие качество смесеобразования в цилиндрах дизеля, то для их восстановления был использован широко применяемый метод — повышение давления впрыска топлива (первый этап оптимизации). Дополнительно был проведен поиск оптимального алгоритма изменения угла опережения впрыска топлива до прихода поршня к верхней мертвой точке (ВМТ) в процессе сжатия в зависимости от режима работы дизеля (второй этап модернизации).

В ходе проведения стендовых испытаний дизеля 8ЧН21/21 измерялись параметры, указанные в табл. 1. Точность измерения обеспечивалась техническими характеристиками измерительного оборудования моторного стенда.

Реализация первого этапа модернизации осуществлялась за счет установки топливного насоса высокого давления (ТНВД), обеспечи-

Таблица 1

Перечень измеряемых параметров и погрешность их определения

Наименование параметра	Максимально допустимая погрешность измерения или расчета по ГОСТ 10448
Частота вращения, с^{-1}	$\pm 1,0 \%$
Крутящий момент двигателя на валу отбора мощности, Н·м	$\pm 1,5 \%$
Тормозная мощность, кВт	$\pm 2,5 \%$
Атмосферное давление, кПа (мм рт. ст.)	$\pm 0,5 \%$
Относительная влажность воздуха на впуске, %	$\pm 5,0 \%$
Расход топлива, кг/с (кг/ч)	$\pm 1,0 \%$
Расход воздуха, кг/с (кг/ч)	$\pm 5,0 \%$
Температура наддувочного воздуха за охладителем, К	$\pm 4 \text{ К}$
Температура воздуха на входе в турбокомпрессор, К	$\pm 2 \text{ К}$
Температура охлаждающей жидкости на входе в охладитель наддувочного воздуха, К	$\pm 4 \text{ К}$
Температура отработавших газов за турбиной, К	$\pm 20 \text{ К}$
Температура воды на выходе из двигателя, К	$\pm 4 \text{ К}$
Температура воды на входе в двигатель, К	$\pm 4 \text{ К}$
Температура смазочного масла на входе и выходе из двигателя, К	$\pm 2 \text{ К}$
Противодавление на выпуске, кПа (мм вод. ст.)	$\pm 5,0 \%$
Давление воздуха на входе в ТК, кПа (мм вод. ст.)	$\pm 1,5 \%$
Давление наддувочного воздуха, кПа	$\pm 2,0 \%$
Давление смазочного масла, МПа (кгс/см^2)	$\pm 5,0 \%$
Концентрация оксидов азота NO_x в приведении к NO_2 , ppm	$\pm 10,0 \%$
Концентрация оксида углерода CO, ppm	$\pm 5,0 \%$
Концентрация углеводородов CH, ppm	$\pm 5,0 \%$

**Результаты испытаний дизеля 8ЧН21/21
с разными способами осуществления рабочего цикла
и конструкциями распылителя форсунки**

№ варианта	Рабочий цикл	Формула распылителя форсунки	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	Максимальное давление сгорания, МПа	Эмиссия NO _x , г/кВт·ч	Дымность
1	Базовый цикл	8×0,4×145°	217,8	15,4	19,4	0,87
2	Цикл Миллера	8×0,4×145°	212,9	14,5	14,2	1,74
3	Цикл Миллера	9×0,31×153°	215,1	14,9	9,8	3,44

вающего давление топлива на выходе из нагнетающих штуцеров на уровне 100 МПа на номинальном режиме работы. У базового ТНВД данный параметр составлял около 70 МПа. При этом конструкция ТНВД претерпела изменения только за счет установки новых плунжерных пар (был увеличен диаметр плунжера и геометрия отсечной кромки). Блочная конструкция ТНВД, привод вала насоса, а также прочие технические особенности остались в новом насосе без изменений. Также в ходе этого этапа исследований на основе аналитических расчетов и моделирования рабочего цикла дизеля был осуществлен подбор альтернативных формул распылителей форсунок для поддержания эквивалентного объема подаваемого топлива при повышении давления впрыска и для обеспечения оптимальной геометрии топливного факела. В табл. 2 представлены результаты сравнительных испытаний базового дизеля (вариант № 1), дизеля с циклом Миллера и базовой топливной системой (вариант № 2), а также дизеля с циклом Миллера и модернизированной топливной системой (вариант № 3) на режиме номинальной мощности. В результате испытаний была определена формула распылителя, показавшая наиболее стабильные показатели распыла на различных режимах работы дизеля — $9 \times 0,31 \times 153^\circ$, отличная от формулы базового распылителя — $8 \times 0,4 \times 145^\circ$. Следует отметить, что конструкция и регулировки форсунки остались без изменений (давление начала подъема иглы распылителя (начало впрыска) — 26^{+1} МПа).

Таким образом, наилучшие результаты по удельному эффективному расходу топлива относятся к варианту № 2, что свидетельствует о достаточной степени согласованности базовой топливной системы с рабочим процессом модернизированного дизеля. Вариант №3 (при установке ТНВД с повышенным давлением впрыска топлива) прогнозируемого положительного эффекта не показал.

Для поиска причин аномального ухудшения показателей дизеля при увеличении давления впрыска, а соответственно, и тонкости распыла топлива, были проведены измерения мгновенной частоты (скорости) вращения кулачкового вала ТНВД, а также измерения его фазовой отметки (угла отклонения) по углу поворота вала (рис. 1). Данные получены на номинальном режиме работы дизеля (частота вращения кулачкового вала

ТНВД 700 мин^{-1}). В результате была выявлена высокая неравномерность частоты вращения кулачкового вала ТНВД, а также крутильные колебания кулачка вала относительно угла его поворота. Максимальная амплитуда колебаний кулачка составила около 9° . Результаты исследований других авторов показывают, что это оказывает существенное влияние на процессы смесеобразования и сгорания [21].

Анализ графиков, приведенных на рис. 1, указывает на то, что в момент начала впрыска топлива возникает некоторое «запаздывание» положения кулачка вала ТНВД относительно привода распределительного вала дизеля. Соответственно, начало впрыска топлива смещается ближе к ВМТ. Кроме того, возникают дополнительные колебания скорости кулачкового вала ТНВД (неравномерность частоты вращения). По мнению авторов, эти процессы являются причинами несоответствия действительного и прогнозируемого качества распыла топлива в камере сгорания, что стало причиной увеличения расхода топлива и дымности отработавших газов.

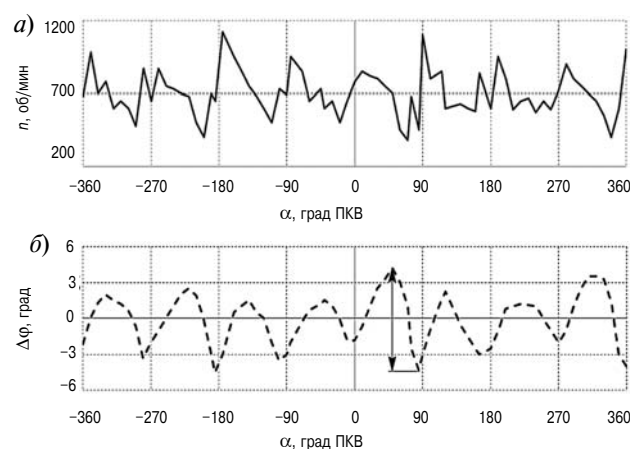


Рис. 1. Зависимости мгновенных значений частоты вращения n' (а) и угла отклонения кулачка $\Delta\phi$ (б) вала насоса от угла поворота кулачкового вала ТНВД α при номинальном режиме работы дизеля 8ЧН21/21

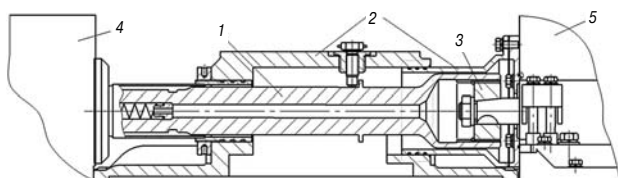


Рис. 2. Общий вид базовой конструкции привода ТНВД дизеля 8ЧН21/21:

1 — рессора приводная; 2 — кожух; 3 — втулка шлицевая; 4 — привод; 5 — топливный насос высокого давления

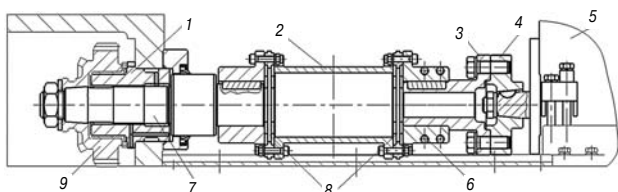


Рис. 3. Общий вид модернизированной конструкции привода ТНВД:

1 — буска; 2 — проставка; 3 — фланец приводной; 4 — фланец ТНВД; 5 — топливный насос высокого давления; 6 — ступица; 7 — вал приводной; 8 — муфта пластинчатая; 9 — шестерня приводная

Наиболее вероятно, что источником возникновения указанных негативных явлений служит «перекладка» элементов привода ТНВД, которые представляют собой шлицевую рессору, входящую в зацепление с распределительным валом дизеля через промежуточные шестерни (рис. 2). Для устранения указанного конструктивного недостатка было принято решение об изменении конструкции привода ТНВД в целях увеличения его жесткости. Шлицевая рессора была заменена муфтовой конструкцией с жесткими конусными посадками и применением упругих элементов для компенсации крутильных колебаний (рис. 3).

Применение модернизированной конструкции привода ТНВД в дизеле 8ЧН21/21 оказало положительное влияние как на топливную экономичность, так и на выбросы вредных веществ с отработавшими газами (табл. 3). Улучшение

основных показателей ДВС распространяется на все исследуемые варианты дизеля, но наибольший положительный эффект был получен при одновременном применении повышенного давления впрыска топлива (вариант № 3 в табл. 3). В этом случае получен удельный расход топлива на 2,7 % меньше, чем в базовой конфигурации дизеля, выбросы NO_x снизились в 2 раза, дымность отработавших газов возросла на 33 %.

На втором этапе исследований были проведены испытания дизеля 8ЧН21/21 с различными углами опережения впрыска топлива. Диапазон углов в процессе испытаний составил от 12° до 40° до верхней мертвой точки с шагом в 2° поворота коленчатого вала (ПКВ). В базовом варианте дизеля 8ЧН21/21 УОВТ составлял $33\text{--}35^\circ$ до ВМТ и не изменялся в зависимости от режима работы. Испытания проводились в соответствии с режимной работой маневрового тепловоза (имитировалась нагрузка по восьми позициям контроллера управления).

В статье приведены результаты испытаний по двум наиболее характерным режимам работы двигателя в условиях маневрового тепловоза, а именно:

1) позиция № 1 контроллера тепловоза (частота вращения коленвала $n = 520$ об/мин, мощность 155 кВт, затрачиваемая на собственные нужды тепловоза);

2) номинальная нагрузка ($n = 1400$ об/мин и мощность 882 кВт).

Результаты испытаний представлены на рис. 4 и 5 и соответствуют варианту № 3 конфигурации дизеля (табл. 3). В качестве целевых показателей эффективности работы дизеля были выбраны удельный эффективный расход топлива (b_e) и выбросы NO_x с отработавшими газами при условии сохранения мощности.

Анализ полученных результатов показал, что наименьшее значение удельного эффективного расхода топлива при $n = 520$ об/мин достигается при УОВТ 24° ПКВ до ВМТ и составляет $252,1$ г/кВт·ч. Для номинального режима работы

Таблица 3

Результаты испытаний дизеля 8ЧН21/21 с разными способами осуществления рабочего цикла, конструкциями распылителя форсунки и новым приводом ТНВД

№ варианта	Рабочий цикл	Формула распылителя форсунки	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	Максимальное давление сгорания, МПа	Эмиссия NO_x , г/кВт·ч	Дымность
1	Базовый цикл	$8 \times 0,4 \times 145^\circ$	217,3	15,8	19,3	0,83
2	Цикл Миллера	$8 \times 0,4 \times 145^\circ$	212,1	14,0	13,9	1,66
3	Цикл Миллера	$9 \times 0,31 \times 153^\circ$	211,4	14,8	8,8	1,34

дизеля наименьший удельный расход топлива достигается при УОВТ 34° до ВМТ и составляет $211,4$ г/кВт·ч. Также стоит отметить, что в диапазоне УОВТ от 32° до 40° наблюдается некоторая стабилизация расхода топлива на номинальном режиме в пределах $211,4\text{--}214,3$ г/кВт·ч.

Что касается концентрации NO_x , то по мере увеличения УОВТ происходит ее постепенный рост вне зави-

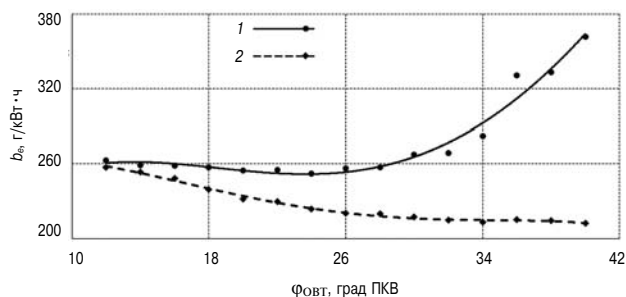


Рис. 4. Зависимости удельного эффективного расхода топлива b_e от угла опережения впрыска топлива $\phi_{\text{овт}}$ для разных режимов работы дизеля:

1 — позиция № 1 (холостой ход); 2 — номинальная мощность

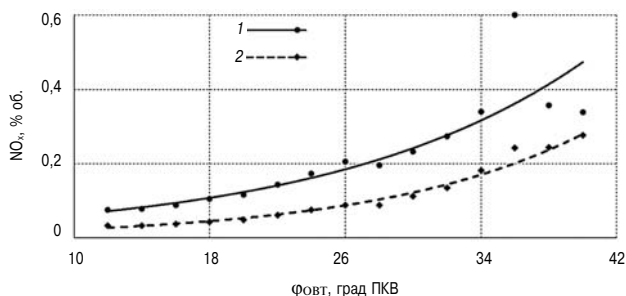


Рис. 5. Зависимости концентрации NO_x от угла опережения впрыска топлива $\phi_{\text{овт}}$ для разных режимов работы дизеля:

1 — позиция № 1 (холостой ход); 2 — номинальная мощность

симости от режима работы дизеля. Тем не менее, в диапазоне УОВТ от 24° до 34° выбросы NO_x находятся в пределах допустимых значений согласно требованиям ГОСТ 31967–2012. Таким образом, поиск диапазона оптимальных УОВТ по показателям выбросов NO_x стал не актуальным.

Полученные зависимости позволили определить оптимальный УОВТ во всем диапазоне режимов работы дизеля. Он находится в пределах $24\text{--}34^\circ$ до ВМТ и имеет тенденцию к росту по мере возрастания нагрузки. Поскольку зависимость оптимального УОВТ от нагрузки не является линейной, то для реализации алгоритма его изменения во время работы дизеля потребуется внедрение технических устройств типа обгонной муфты [22], сервопривода и т. п., что дополнительно усложнит привод насоса. Альтернативный вариант повышения эластичности закона топливоподачи, предлагаемый авторами, — конструктивная доработка отсечной кромки плунжера (рис. 6).

Новая конструкция плунжера позволила гидравлически изменить закон топливоподачи таким образом, что при низких объемах цикловой подачи происходит смещение начала процесса впрыска в сторону ВМТ (моделируется

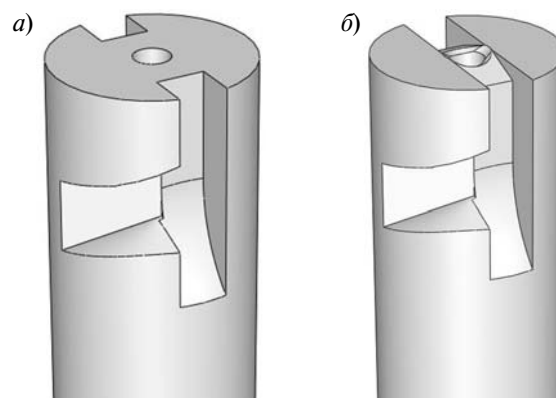


Рис. 6. Общий вид базового (а) и модернизированного (б) плунжера ТНВД

механическое изменение УОВТ). В то же время при номинальной цикловой подаче топлива сохраняется оптимальный УОВТ на уровне 34° .

На основании проведенного комплекса экспериментальных исследований рабочего процесса дизеля 8ЧН21/21 можно сформулировать следующие основные выводы:

- повышение давления впрыска топлива, в общем случае, — эффективный метод компенсации «потерь Миллера»;
- повышение давления впрыска топлива от 70 до 100 МПа за счет применения ТНВД с модернизированными плунжерными парами в условиях базовой конструкции привода насоса оказывает отрицательное влияние на эффективность работы топливной системы и дизеля в целом по причине появления дополнительных колебаний валопровода;
- наименьший удельный эффективный расход топлива достигается при УОВТ в диапазоне от 24° до 34° до ВМТ во всем диапазоне рабочих режимов дизеля;
- по мере увеличения УОВТ происходит постепенный рост выбросов NO_x вне зависимости от режима работы дизеля;
- выбросы NO_x в диапазоне УОВТ от 24° до 34° до ВМТ во всем диапазоне рабочих режимов дизеля находятся в допустимых пределах, согласно требованиям ГОСТ 31967–2012;
- одним из эффективных методов реализации нелинейного алгоритма изменения УОВТ является корректировка формы отсечной кромки плунжера топливного насоса высокого давления.

Работа выполнена при поддержке РНФ в рамках научного проекта 18-79-10003.

Литература

1. IJER editorial: The future of the internal combustion engine / Reitz R.D., Ogawa H., Payri R., Fansler T. [et al.] // International Journal of Engine Research. 2020. Vol. 21 (1). Pp. 3–10.

2. *Mollenhauer K., Tschoke H.* Handbook of Diesel Engines. 2010. London: Springer Science & Business Media. 636 p.
3. *Атласов Р.Ю., Игнатенко Г.В., Туркин В.А.* Оценка влияния регулировочных параметров на экологические характеристики главных судовых дизельных двигателей 7RT-FLEX82T // Эксплуатация морского транспорта. 2019. № 3 (92). С. 108–114.
4. Effects of intake swirl on the fuel/air mixing and combustion performance in a lateral swirl combustion system for direct injection diesel engines / Y. Chen, X. Li, S. Shi, Q. Zhao, D. Liu, J. Chang, F. Liu // Fuel. 2021. Vol. 286. 119376.
5. Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine / A.K. Agarwal, D.K. Srivastava, A. Dhar, R.K. Maurya, P.C. Shukla, A.P. Singh // Fuel. 2013. Vol. 111. Pp. 374–383.
6. *Марков В.А., Камалтдинов В.Г., Рязанов К.П., Коссова Л.Е.* Фазы топливоподачи и показатели транспортного дизеля // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. 2019. Т. 18, № 5. С. 216–222.
7. *Yu H., Liang X., Shu G.* Numerical study of the early injection parameters on wall wetting characteristics of an HCCI diesel engine using early injection strategy // International Journal of Automotive Technology. 2017. Vol. 18, № 5. Pp. 759–768.
8. Comparison of in-cylinder combustion and heat-work conversion processes of vehicle engine under transient and steady-state conditions / Z. Xu, J. Fu, J. Liu, Z. Yuan, J. Shu, L. Tan // Energy Conversion and Management. 2017. Vol. 132. Pp. 400–409.
9. *Sayin C., Gumus M.* Impact of compression ratio and injection parameters on the performance and emissions of a di diesel engine fueled with biodiesel-blended diesel fuel // Applied Thermal Engineering. 2011. Vol. 31, № 16. Pp. 3182–3188.
10. *Козлов А.В., Зуев Н.С.* Влияние параметров топливоподачи биодизельного топлива на технико-экономические и экологические характеристики дизеля // Труды НАМИ. 2018. № 1 (272). С. 6–13.
11. *Плотников С.А., Карташев А.Н., Черемисинов П.Н.* Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях // Двигателестроение. 2017. № 4 (270). С. 21–24.
12. *Witkowski K.* Research of the effectiveness of selected methods of reducing toxic exhaust emissions of marine diesel engines // Journal of Marine Science and Engineering. 2020. Vol. 8, № 6. Номер статьи 452.
13. Effects of injection timing and compression ratio on the combustion performance and emissions of a two-stroke DISI engine fuelled with aviation kerosene / L. Ning, Q. Duan, Y. Wei, X. Zhang, K. Yu, B. Yang, K. Zeng // Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 161. Номер статьи 114124.
14. *Хрящев Ю.Е., Соколов О.Н.* Особенности рабочего процесса поршневого двигателя при работе на керосине // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2019. № 12 (717). С. 14–20.
15. Optimization on timings of injection and spark of a high compression-ratio stratified-charge methanol engine under ultra-lean burn / C. Gong, Z. Zhang, J. Sun, F. Liu // Fuel. 2021. Vol. 285. Номер статьи 119227.
16. Effects of spark timing and methanol addition on combustion characteristics and emissions of dual-fuel engine fuelled with natural gas and methanol under lean-burn condition / Z. Chen, L. Wang, Q. Zhang, X. Zhang, B. Yang, K. Zeng // Energy Conversion and Management. 2019. Vol. 181. Pp. 519–527.
17. *Марченко А.П., Парсаданов И.В., Савченко А.В., Карягин И.Н.* Влияние параметров системы топливоподачи на индикаторные показатели дизеля при работе на водотопливной эмульсии // Двигатели внутреннего сгорания. 2017. № 2. С. 3–8.
18. Effect of injection parameters on spray characteristics of urea-SCR system / X. Shi, J. Deng, Z. Wu, L. Li // SAE International Journal of Engines. 2013. Vol. 6, № 2. Pp. 873–881.
19. *Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И.* Оптимизация фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН21/21 // Двигателестроение. 2019. № 3 (277). С. 21–26.
20. *Коссов Е.Е., Фурман В.В.* Совершенствование качества переходного процесса при смене режима работы дизель-генератора тепловоза // Вестник ВНИИЖТ. 2012. № 2. С. 27–30.
21. *Раков Н.В., Смольянов А.В., Макиев В.А.* Оценка влияния состояния деталей муфты привода ТНВД на угол опережения впрыскивания топлива // Инновации в сельском хозяйстве. 2018. № 3 (28). С. 474–479.
22. *Корабельников С.К.* Муфта автоматического регулирования угла опережения впрыска топлива // Двигателестроение. 2005. № 3 (221). С. 40–43.

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКОСТИ МИНЕРАЛЬНОГО МОТОРНОГО МАСЛА И ПРИСУТСТВИЯ В НЕМ АНТИФРИКЦИОННОЙ ПРИСАДКИ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ МАЛОРАЗМЕРНОГО ДИЗЕЛЯ

*С.В. Путинцев, д.т.н., проф., С.П. Чирский, к.т.н., доц.
МГТУ им. Н.Э. Баумана
С.С. Стрельникова, м.н.с.
ИМАШ РАН*

Представлены результаты сравнительных испытаний трех видов смазочных материалов: высоковязкого минерального моторного масла, маловязкого минерального моторного масла и высоковязкого масла с жидкой маслорастворимой антифрикционной присадкой. Цель испытаний — определение влияния вязкости масла и наличия в нем антифрикционной присадки на общие механические потери двигателя. Испытания проводились на экспериментальной макетной установке на базе малогабаритного быстроходного дизеля. Механические потери определялись двумя методами: электродинамическим и калориметрическим. Результаты тестирования выявили значимое (превышающее погрешность измерения контрольных величин) и однозначное влияние вязкости масла на трение в поршневом двигателе, а именно: снижение высокотемпературной вязкости моторного масла на 62 % привело к подавлению трения в дизеле в среднем на 22 %; при введении в вязкое моторное масло антифрикционной присадки снижение трения составило 6 %. В ходе исследования установлено, что характер изменения механических потерь в дизеле от времени и скоростного режима испытаний соответствует известным научным представлениям о процессах трения смазываемых деталей машин.

Несмотря на большое количество работ, посвященных различным аспектам применения моторных масел в ДВС, научных исследований маловязких энергосберегающих моторных масел, которые в настоящее время выходят на первое место в ряду смазочных материалов для бензиновых и гибридных двигателей современных автомобилей, явно недостаточно. Известные публикации, касающиеся феномена маловязких моторных масел, носят в основном информационно-аналитический характер [1–3 и др.], что оставляет за рамками объяснение как механизма энергосберегающего эффекта, так и обоснование ограничений применения этой группы смазочных материалов. В частности, данное замечание относится к дефициту экспериментальных данных и обобщений о влиянии на

трение поршневого двигателя вязкости минеральных моторных масел, по определению не обладающих высокими смазывающими свойствами по сравнению с полностью синтетическими моторными маслами, составляющими основу всех производимых в настоящее время энергосберегающих смазочных материалов для ДВС. Нет пока ответа на вопрос об эффективности введения отдельно производимых антифрикционных присадок в готовые товарные формы летних (т. е. вязких) минеральных моторных масел. И наконец, высокий интерес для науки и практики представляет получение информации о возможности и целесообразности использования в качестве энергосберегающих смазочных материалов для быстроходных дизелей универсального типа новых продуктов на рынке автохимии, а именно предназначенных для смазки гибридных силовых агрегатов автомобилей сверхмаловязких (ultra low-viscosity) смазочных материалов вязкостных классов SAE 0W-16 и SAE 0W-8.

Цель данной работы состояла в выявлении влияния вязкости минерального моторного масла и наличия в нем антифрикционной присадки на механические потери малоразмерного быстроходного дизеля в условиях испытаний на макетной установке.

Для достижения указанной цели к решению были поставлены следующие задачи:

1. Определение того, как влияет значительное (порядка 50 % и более) снижение вязкости моторного масла на механические потери в дизеле.
2. Оценка результативности введения известной антифрикционной присадки в вязкое минеральное моторное масло.
3. Проверка эффективности применения двух различных методов трибологии поршневых машин при натурном моделировании процессов трения в ходе тестирования смазочных материалов.

Объекты, средства и методы испытаний

В данной работе к испытаниям были представлены три объекта:

1. Минеральное моторное масло М-10Г2К (SAE 30 API CC), дизельное, летнее (т. е. исходно высоковязкое) с паспортной кинематической

вязкостью при температуре 100 °С, равной в среднем 10 сСт. Реальное значение этой высокотемпературной вязкости по результатам лабораторных измерений, выполненных согласно ГОСТ 33768–2015, составило 13 сСт.

2. Масло по п.1, содержащее 3 % (об.) жидкой маслорастворимой антифрикционной присадки известной торговой марки, тип и название которой из соображений защиты авторских прав производителя здесь не раскрывается. Измеренное значение кинематической вязкости при 100 °С этой смазочной композиции отличалось от вязкости объекта 1 в сторону занижения на 2 сСт (15 %), оказавшись равным 11 сСт, что позволило отнести это масло в вязкому.

3. Масло по п.1, разбавленное зимним дизельным топливом в соотношении 3:1 до значения кинематической вязкости 5 сСт при 100 °С, что было на 62 % меньше вязкости объекта 1 и соответствовало среднему значению аналогичного показателя сверхмаловязких масел класса SAE 0W-8 [4].

При проведении данной работы для определения механических потерь, обусловленных трением смазываемых деталей поршневого двигателя, параллельно использовали два метода:

1. Электродинамический, основанный на измерении электрической мощности в цепи приводного электродвигателя, затрачиваемой на прокрутку коленчатого вала ДВС.

2. Калориметрический, предусматривающий измерение обусловленных трением температур стенки цилиндра и моторного масла в главной масляной магистрали.

Применение как первого, так и второго методов стало возможным, поскольку режим испытаний осуществлялся прокруткой поршневого двигателя без сжатия, сгорания и охлаждения, т. е. выполнено натурное моделирование процессов трения в поршневом двигателе, опробованное и хорошо показавшее себя при сравнительном трибометрическом тестировании смазочных материалов и вариантов модернизации смазываемых деталей ЦПГ ДВС [5, 6].

В качестве средства испытаний применялась макетная установка на базе дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) [6], снабженная необходимым оборудованием и приборами для осуществления режимов испытаний, а также отслеживания регулируемых и контрольных величин (рис. 1).

В число регулируемых (задаваемых) величин входили:

- частота вращения коленчатого вала n и масляного насоса $n_{\text{мн}}$ (автономный привод);
- давление масла в главной масляной магистрали дизеля $p_{\text{м}}$;
- время (продолжительность) испытаний T ;

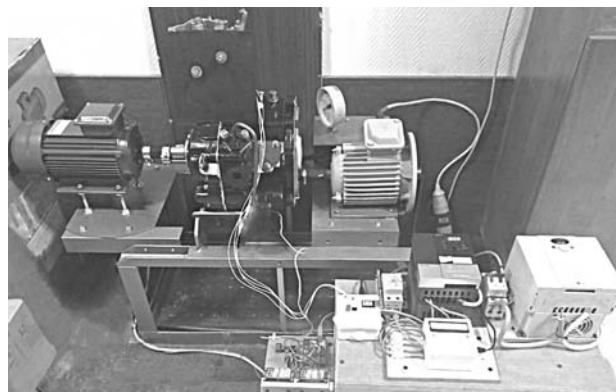


Рис. 1. Общий вид макетной установки на базе дизеля 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д)

➤ соотношение между частотами вращения коленчатого вала дизеля и вала масляного насоса, а также диапазон значений давления масла в главной масляной магистрали: $n_{\text{мн}} = 0,5n$ и $p_{\text{м}} = 0,3...0,5$ МПа.

К контрольным (подлежащим измерению как показатели уровня трения в двигателе) были отнесены:

- мощность, затрачиваемая на прокрутку дизеля — N ;
- температура цилиндра t_c , определяемая как среднее арифметическое двух температур противоположных сторон стенки цилиндра в плоскости качания шатуна в среднем по высоте цилиндра поясе, т. е. в зоне, где поршень при движении в цилиндре имеет наибольшую скорость и более всего нагревает стенки последнего;
- температура моторного масла в главной масляной магистрали — $t_{\text{м}}$.

Контрольные величины N и $t_{\text{м}}$ в условиях прокрутки дизеля без сжатия, сгорания и охлаждения непосредственно характеризуют общие потери на трение в смазываемых сопряжениях ЦПГ и КШМ двигателя; контрольная величина t_c характеризует уровень трения в ЦПГ.

Методика проведения испытаний каждого объекта включала два последовательных этапа, переходящих один в другой без остановки:

этап 1 — прокрутка дизеля на постоянной частоте вращения коленчатого вала 1000 об/мин в течение времени $T = 60$ мин;

этап 2 — построение скоростной характеристики механических потерь дизеля в диапазоне частот вращения от 1000 до 2000 об/мин с шагом 200 об/мин за общее время $T = 10$ мин.

Во избежание проявления известного эффекта последствия антифрикционных присадок, приводящего к нарушению принципа прочих равных условий при сравнительных испытаниях, тестирование объекта 2 проводили после испытаний объектов 1 и 3.

Обработка результатов испытаний

Обработка полученных результатов сводилась к построению в одних координатных осях зависимостей каждой из трех контрольных величин N , t_c и t_m : от времени испытаний T при постоянной частоте вращения (этап 1); в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n (этап 2); анализу характера протекания кривых и вычислению средних значений каждой контрольной величины для каждого объекта за время испытаний T на соответствующем этапе.

Для идентификации факта значимого, т. е. превосходящего погрешность измерения контрольной величины, снижения механических потерь при переходе от одного смазочного материала (объекта испытаний) к другому использовалось сопоставление полученной разницы значений сходственных контрольных величин сравниваемых пар объектов 1–2, 1–3 и 2–3 с доверительным интервалом погрешности измерения I контрольной величины в его абсолютном Δ и относительном δ выражениях.

Доверительные интервалы погрешностей измерения I , представляющие собой модули удвоенных предельных абсолютных ΔK и относительных δK погрешностей, определенные на основании обработки паспортных данных оборудования и измерительных приборов, составили для мощности трения N : $I\Delta N = 0,08$ кВт; $I\delta N = 3\%$; для температур стенки цилиндра и моторного масла t_c и t_m : $I\Delta t_c$ и $I\Delta t_m = 1^\circ\text{C}$; $I\delta t_c$ и $I\delta t_m = 1\%$ соответственно.

Разница сходственных контрольных величин считалась значимой, если превосходила их доверительный интервал погрешности измерений: $\Delta K > I\Delta K$ или $\delta K > I\delta K$, где K — контрольная величина.

Результаты испытаний и их обсуждение

Как следует из результатов испытаний, приведенных на рис. 2 и 3, изменение каждой из трех контрольных величин N , t_c и t_m для каждого из трех объектов 1...3 при варьировании значений одной и той же регулируемой величины (T либо n) имеет сходный характер, что указывает в целом на идентичность протекающих процессов трения и, соответственно, на отсутствие методических нарушений при проведении испытаний.

Анализируя поведение кривых на рис. 2, где переменной (задаваемой) величиной при проведении испытаний являлось время T , следует отметить логичное поведение функций $N = f(T)$ и $t_{c,m} = \varphi(T)$, согласующееся с известным характером изменения, в первом случае, момента сопротивления ДВС при прокрутке во время обкатки и, во втором случае, с характером изменения температуры трущегося тела в условиях отсутствия принудительного охлаждения.

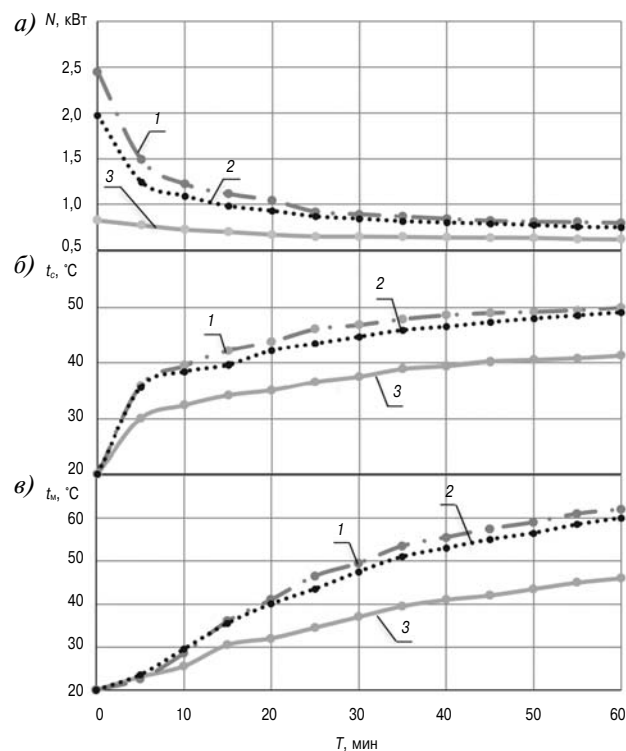


Рис. 2. Зависимость контрольных величин N (а), t_c (б) и t_m (в), характеризующих трение в дизеле 1Ч8,5/8,0, от времени испытаний T для объектов 1...3

Представленное на рис. 2 нелинейное по характеру и происходящее с падающей интенсивностью снижение мощности трения N и, наоборот, возрастающее по мере увеличения продолжительности прокрутки T обусловленных работой сил трения температур t_c и t_m , приводило в итоге к стабилизации на определенном уровне значений как мощности трения N , так и температур t_c и t_m .

Такое поведение указанных контрольных величин соответствует известным положениям физики граничного трения [7] и указывает на аналогию процесса испытаний объектов на этапе 1 процедуры приработки смазываемых деталей поршневого двигателя [8].

Продолжительность испытаний до момента стабилизации значений мощности трения N и температуры цилиндра t_c для всех трех объектов составила в среднем 45 мин; стабилизация значений температуры масла t_m за период прокручивания $T = 60$ мин не была достигнута, что можно объяснить большей (по сравнению с цилиндром) площадью тепловоспринимающей поверхности масляного картера и масляных каналов, обслуживаемых потоком моторного масла, температура которого измеряется в зоне торцевой стенки главной масляной магистрали.

Из рассмотрения относительного расположения кривых, соответствующих объектам 1...3, на

рис. 2 можно заключить, что различие антифрикционных свойств высоковязкого минерального масла (объект 1), этого же масла с присадкой — вязкого (объект 2) и сверхмаловязкого минерального масла (объект 3) проявилось достаточно четко, но по-разному для различных контрольных величин.

Так, по характеру изменения мощности трения N за период прокрутки на постоянной частоте вращения коленчатого вала (рис. 2, а), видно, что значения этой контрольной величины для сравниваемых объектов значительно отличаются друг от друга в стартовый момент, когда смазочный материал имеет наименьшую (комнатную) температуру, т. е. наибольшую вязкость. Мощность трения N , обусловленная затратами на прокрутку коленчатого вала (и движение поршня в цилиндре) в условиях вязкого сопротивления особенно высока, а значения мощностей трения объектов 1...3 существенно разнятся.

По мере прогрева трением в ходе прокрутки вязкость смазочного материала с наибольшим начальным трением (объект 1 — высоковязкое минеральное масло) падает быстрее в сравнении с двумя другими смазочными материалами. Гидродинамическое трение объекта 1 снижается более интенсивно, чем у объекта 2, на изменение вязкости которого, скорее всего, оказывает влияние антифрикционная присадка, и особенно чем у объекта 3, поэтому кривые сравниваемых объектов сближаются, сохраняя при этом начальное расположение относительно друг друга: кривая объекта 1 (высоковязкое минеральное масло) выше всех — наибольшее трение; кривая объекта 2 (вязкое минеральное масло с антифрикционной присадкой) — несколько ниже кривой объекта 1, и, наконец, кривая объекта 3 (сверхмаловязкое минеральное масло) занимает наиболее низкое положение по отношению к кривым объектов 1 и 2.

Расположение и характер изменения контрольных величин t_c и t_m , обусловленных трением, — соответственно (рис. 2, б) и (рис. 2, в), подобно тому, что имеет место на рис. 2, а, за исключением начального участка, на котором все температуры объектов сходятся в одной точке, являющейся температурой окружающей среды на момент начала испытания.

Отличие характера изменения температур t_c и t_m — более высокая интенсивность увеличения температуры t_c в начальный период прокрутки по сравнению с температурой t_m . Объяснение этому состоит в более высокой интенсивности процесса трения в ЦПГ, чем в кривошипно-шатунном механизме (КШМ) и, как указывалось выше, в меньшей тепловоспринимающей площади внутренней поверхности стенки цилиндра по

сравнению с поверхностью масляного картера и каналов системы смазки.

Аналогичное описанному выше относительное расположение сравниваемых кривых сохраняется на всех графиках этапа 2 (скоростные характеристики механических потерь) (рис. 3).

Характер изменения кривых всех контрольных величин на скоростных характеристиках механических потерь на этих графиках в целом имеет логичный, исходя из природы формирования сил трения в преимущественно гидродинамическом режиме смазки деталей ЦПГ и КШМ, вид: потери на трение всех объектов и по всем контрольным величинам слабо нелинейно возрастают при увеличении частоты вращения коленчатого вала n . Такое поведение кривых скоростных характеристик на рис. 3 хорошо согласуется с характером изменения механических потерь быстроходных ДВС по результатам снятия аналогичных характеристик типовыми методами прокрутки, часового расхода топлива на холостом ходу, отключения цилиндров и выбега согласно ГОСТ 18509–88 и ГОСТ 14846–81.

Данное обстоятельство указывает на добротность методики и применимость обоих способов (электродинамического и калориметрического) для оценки не только значимых, но и малых (до 10 %) изменений механических потерь.

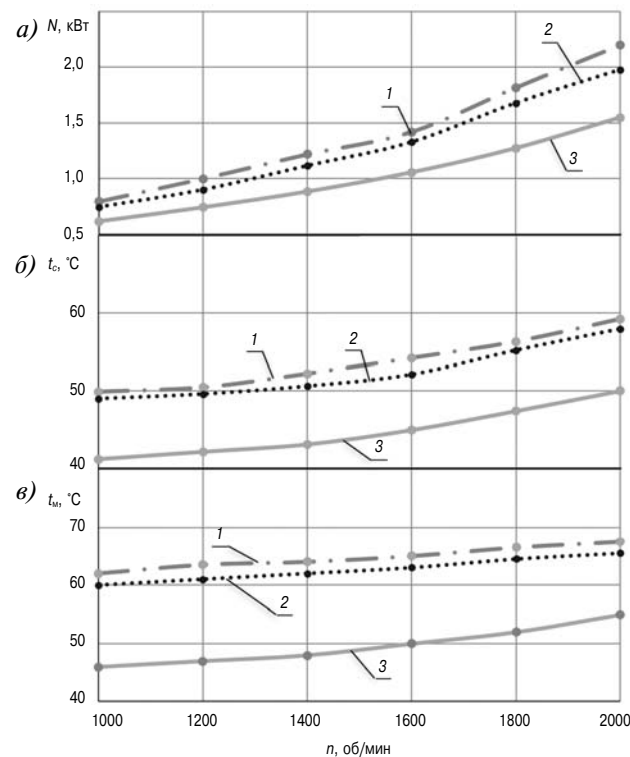


Рис. 3. Зависимость контрольных величин N (а), t_c (б) и t_m (в), характеризующих трение в дизеле 1Ч8,5/8,0, от частоты вращения коленчатого вала n для объектов 1...3

Оценка итоговых результатов испытаний объектов, представленная в таблице, показала, что, если за основную точку отсчета взять результаты испытаний объекта 1 — летнее (высоковязкое) минеральное моторное масло, рекомендованное заводом-изготовителем в качестве смазочного материала для дизеля 1Ч8,5/8,0, то наиболее эффективным техническим решением для минимизации механических потерь следует признать существенное снижение вязкости данного смазочного материала, т. е. применение сверхмаловязкого масла (объекта 3). В данной работе уменьшение высокотемпературной вязкости моторного масла М-10Г2К с 13 до 5 сСт (на 62 %) сопровождалось снижением механических потерь дизеля 1Ч8,5/8,0 на 22 %. Замена объекта 2 (вязкое минеральное моторное масло с антифрикционной присадкой) на то же самое масло без указанной присадки, но обладающее примерно в два раза меньшей высокотемпературной вязкостью (объект 3), привела к снижению трения в смазываемых сопряжениях дизеля на 18 %.

Переход от объекта 1 к объекту 2, т. е. от высоковязкого минерального масла к вязкому маслу с антифрикционной присадкой, обеспечил в среднем 6 %-ное снижение потерь на трение дизеля. Этот достаточно скромный результат снижения трения нельзя напрямую связывать с антифрикционным действием присадки: сопоставление данных о реальной вязкости объектов и условий испытаний указывает на то, что антифрикционная присадка, скорее всего, не проявила в полной мере свои служебные свойства в условиях умеренных температур смазочного материала (от 20 до 65 °С) и отсутствия высоких нагрузок на смазываемые детали. Кроме того, повышение эффективности антифрикционных присадок следует ожидать при использовании последних в маловязких моторных маслах, о чем сообщалось выше в вводной части данной статьи как о достаточно известном факте, подтверждение которого не входило в перечень задач настоящего исследования.

Сравнение значений относительных разниц контрольных величин, полученных для сравниваемых пар объектов 1...3, показало, что энергодинамический способ оценки механических потерь обнаружил в ходе данного исследования несколько большую (в среднем на 5 %) чувствительность к изменению трения, чем калориметрический способ. Такой результат, имеющий противоположный знак по сравнению с полученным в работе [5], объясняется применением в данном исследовании улучшенной схемы измерения электрической мощности приводного электромотора, что обеспечило полную компенсацию искажений при контроле силы тока.

Эффективность снижения механических потерь по результатам сравнительных испытаний объектов 1...3

Контрольная величина К, размерность	Разницы средних значений контрольных величин для пар сравниваемых объектов			Интервал погрешности измерения контрольной величины ИК	Оценка значимости результата сопоставления		
	1–2	1–3	2–3		1–2	1–3	2–3
N , кВт (%)	0,13 (9)	0,39 (27)	0,26 (21)	0,08 (3)	↓	↓	↓
t_c , °С (%)	2 (4)	9 (17)	7 (13)	1 °С (1)	↓	↓	↓
t_m , °С (%)	2 (4)	15 (23)	13 (21)		↓	↓	↓
В среднем (%)	(6)	(22)	(18)	(3)	↓	↓	↓

Примечание: в столбце «Оценка значимости результата сопоставления» таблицы символ «↓» указывает на значимое (превосходящее погрешность измерения соответствующей контрольной величины К) снижение механических потерь.

В результате исследования установлено, что параллельное использование двух различных по принципу действия, электродинамического и калориметрического способов контроля трения смазываемых деталей дизеля на макетной установке повышает достоверность трактовки результатов измерения контрольных величин и определения разницы механических потерь сравниваемых объектов, обусловленной изменением реологических и антифрикционных свойств моторного масла.

Выводы

1. Переход с высоковязкого на сверхмаловязкое минеральное масло, сопровождаемый снижением высокотемпературной вязкости с 13 до 5 сСт при 100 °С (на 62 %) приводит к существенному, составившему в среднем 22 %, снижению механических потерь в дизеле 1Ч8,5/8,0 по результатам сравнительных испытаний в условиях прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения.

2. Замена вязкого (11 сСт при 100 °С) минерального масла с антифрикционной присадкой на сверхмаловязкое масло без присадки (5 сСт при 100 °С) характеризуется снижением трения в смазываемых сопряжениях дизеля на 18 %.

3. Введение в высоковязкое масло 3 % (об.) антифрикционной присадки сопровождается снижением его высокотемпературной вязкости с 13 до 11 сСт (на 15 %) и механических потерь дизеля на 6 %.

4. Все указанные выше в пп. 1...3 выводов уровни относительного снижения механических потерь являются значимыми, поскольку гарантированно превышают доверительные интервалы погрешности измерения контрольных величин — показателей трения дизеля в данной работе.

5. Наблюдаемый в ходе исследования характер изменения контрольных величин соответствует известным положениям физики и гидродинамики смазки, что указывает на добротность примененных методов и методик испытаний, подтвердивших свою пригодность для оценки не только существенных, но и малых (до 10 %) изменений механических потерь в поршневых двигателях при проведении сравнительных испытаний смазочных материалов.

Литература

1. Колодочкин М.В., Шабанов А.Ю. Саентология масла // За рулем. 2008. № 3. С. 182–185.
2. Масла с низким HTHS. Эра малой вязкости. URL: <https://www.automediapro.ru/masla-s-nizkim-hths-era-maloj-vyazkosti-/>.
3. Rejowsky E.D., Tomanik E., Souza J.P. Low viscosity oil impact on heavy duty diesel engine components // XXIV Simposio Internacional de Engenharia Automotiva. 2016. Pp. 118–130, doi: 10.515/engpro-simea2016-pap20.
4. Motul Hybrid Oil 0W-8. URL: <https://www.motul.com/ru/en/>.
5. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Экспериментальная оценка малых изменений механических потерь в условиях стендовых моторных испытаний // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 7 (652). С. 1–7.
6. Путинцев С.В., Пилацкая С.С., Ратников А.С. Методика и результаты трибometрии вариантов цилиндропоршневых групп быстроходного дизеля // Двигателестроение. 2019. № 3. С. 16–19.
7. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М. : Физматгиз, 1963. 472 с.
8. Заренбин В.Г., Касумов А.Х. Исследование режимов приработки автомобильных двигателей при капитальном ремонте. М. : Транспорт, 1983. 78 с.

УЛУЧШЕНИЕ ПУСКОВЫХ КАЧЕСТВ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ ПРИМЕНЕНИЯ ОБРАТИМОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

С.А. Алиев, к.т.н. ст. преподаватель

Д.А. Салатова, к.с.-х.н. доцент

А.В. Гаджиев, студент

ФГБОУ ВО «Дагестанский государственный
аграрный университет им. М.М. Джамбулатова», г. Махачкала

Техническое развитие конструкций тракторов характеризуется увеличением мощности потребителей, применением электрического привода агрегатов. В связи с чем нагрузка на электрическую систему современного трактора постоянно растет, что снижает надежность существующих систем. Сравнительно низкий КПД традиционных генераторов не позволяет удовлетворить растущие потребности тракторов в электроэнергии. Решением задачи увеличения мощности одновременно с увеличением КПД (до 85–90 %) может послужить интегрированный стартер-генератор, размещенный между блоком цилиндров ДВС и сцеплением трактора, что позволяет передавать значительную мощность в обоих направлениях, улучшает пусковые качества дизельных двигателей тракторов, существенно снижает шум и вибрации двигателя. Разработана схема стартер-генераторного устройства (СГУ) на базе обратимой электрической машины применительно к дизельным двигателям тракторов тягового класса 1,4 и конструкция его размещения в картере сцепления без изменения базовой конструкции силового агрегата. Объединение стартера и генератора в едином агрегате упрощает конструкцию, сокращает затраты на изготовление и сборку, что является преимуществом с точки зрения производственных издержек, заменяя стартер и генератор и на некоторых тракторах пусковой поршневой двигатель.

Введение

В перспективе тракторы будут оставаться одним из основных средств производства в ряде отраслей, таких как сельское хозяйство, строительный и лесопромышленный комплексы. Поэтому совершенствование конструкций тракторов, направленное на повышение их потребительских свойств, продолжается и будет продолжаться с использованием достижений науки и техники.

Техническое развитие тракторов характеризуется увеличением мощности двигателей внутреннего сгорания (ДВС), увеличением мощности



потребителей электрической энергии и широким применением электроники. Это требует совершенствования систем электроснабжения тракторов. Одним из направлений совершенствования этих систем является повышение номинального напряжения источников электрической энергии.

Перспективным направлением, на котором отечественное тракторостроение может попытаться уменьшить отставание от мирового уровня, является развитие средств автоматизации и электроприводов [1].

Регулируемые электроприводы характеризуются совершенным качеством — возможностью плавного изменения режимов работы, прежде всего — частоты вращения, что достигается благодаря применению статических полупроводниковых преобразователей частоты и микропроцессорных систем управления [2].

Современные нормы энергоэффективности и экологические стандарты требуют применения электроприводов с управляемыми электрическими машинами (ЭМ), которые имеют высокие показатели эффективности в режимах как полной, так и частичной нагрузки, и при этом обладают надежностью и простотой в производстве. Увеличение доли таких электроприводов — одна из самых актуальных задач электромашиностроения.

Развитие конструкций автотракторного электрооборудования и автоэлектроники должно идти в направлении применения принципиально

новых комплектующих, экологически чистых материалов, снижения затрат на их производство [3]. Нагрузка на электрическую систему современного трактора постоянно растет. Увеличение потребления электрической энергии дополнительно установленным оборудованием подвергает существующие 12-вольтовые системы чрезмерной нагрузке. Современные требования к пусковым характеристикам вызывают необходимость использовать мощные системы электропуска.

Сравнительно низкие КПД традиционных генераторов не позволяют удовлетворить растущие потребности в электроэнергии тракторов и его систем. Решением задачи увеличения мощности одновременно с увеличением КПД (до 85–90 %) и ресурса генераторной установки, повышения экологичности и топливной экономичности тракторов, а также уменьшения массы ДВС может послужить интегрированный стартер-генератор [4]. Поэтому одна из задач современного тракторостроения — переход на более высокие напряжения в бортовой сети, чтобы обеспечить улучшение эксплуатационных, в том числе пусковых качеств с возможным применением нового энергоемкого дополнительного оборудования.

В связи с этим перспективно развивать применение интегрированных систем со стартер-генераторным устройством и микропроцессорным управлением, что является ключевым элементом для повышения эффективности эксплуатационных показателей тракторов.

В настоящее время выполнено множество работ по рассматриваемой тематике:

- разработано значительное число схем и конструктивных решений систем бортового генерирования электроэнергии и запуска ДВС;
- выполнены различные методы расчета как системных, так и динамических режимов стартер-генераторных установок в стадии генерирования электрической энергии при переменной частоте вращения вала.

За рубежом получены токоскоростные характеристики стартер-генераторных установок (СГУ) с аккумуляторными батареями на напряжение 12 и 42 В. Однако многие вопросы в области использования СГУ в электромеханических системах запуска и генерирования бортовой энергии остаются нерешенными. В частности, остаются неисследованными комплексные системы СГУ для запуска и генерирования электрической энергии с микропроцессорным управлением на тракторах.

В связи с изложенным возникает необходимость в проведении анализа и обобщения известных работ, дополнительных исследований СГУ для выявления пусковых и энергетических характеристик ДВС трактора, что и определяет актуальность тематики исследования.

Цель исследования

Целью работы является исследование и разработка высокоэффективных средств обеспечения для надежного пуска дизельных двигателей тракторов тягового класса 1,4 и генерирования бортовой электроэнергии на основе применения стартер-генераторных установок с микропроцессорным управлением.

Материалы и методы исследования

Существующие стартеры имеют низкую надежность и малый ресурс муфты свободного хода, тягового реле, щеточно-коллекторного узла, особенно в условиях повышенной влажности и запыленности и требуют периодического обслуживания. Кроме того, в конструкциях существующих стартеров невозможно диагностировать состояние элементов, программного управления крутящим моментом и использования стартера для снижения шума ДВС и трансмиссии. Существующие генераторы с приводом от ременной передачи требуют периодической регулировки и обслуживания, имеют недостаточную надежность из-за износа и обрыва ремней, попадания влаги и пыли, а для генераторов с щеточно-коллекторным узлом, — из-за износа и загрязнения узла.

Предлагаемая конструкция силового агрегата тракторов тягового класса 1,4 (рис. 1) содержит ДВС 1, коробку передач 2, сцепление 3, электрическую машину 4, передающую приводное усилие на ведущие колеса трактора, размещенную между блоком цилиндров двигателя и сцеплением и датчик положения ротора 5, установленный в носовой части ДВС на коленчатом валу.

СГУ может быть использовано на тракторах тягового класса 1,4 для запуска ДВС и генерирования электрической энергии для нужд бортовой сети, двухуровневого напряжения 12–14 и 36–

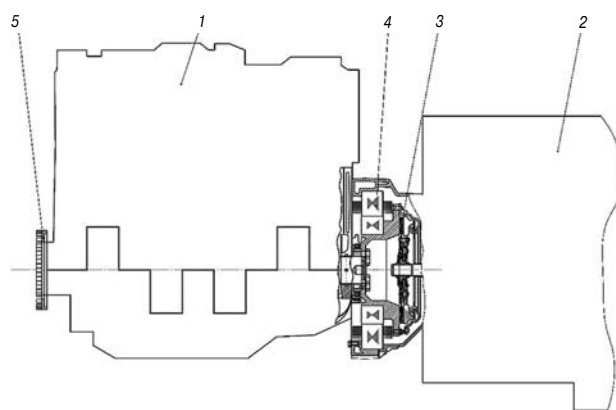


Рис. 1. Схема размещения вентильно-индукторной машины СГУ в составе силового агрегата трактора тягового класса 1,4:

1 — ДВС; 2 — коробка передач; 3 — сцепление; 4 — электрическая машина стартер-генераторного устройства; 5 — датчик положения ротора

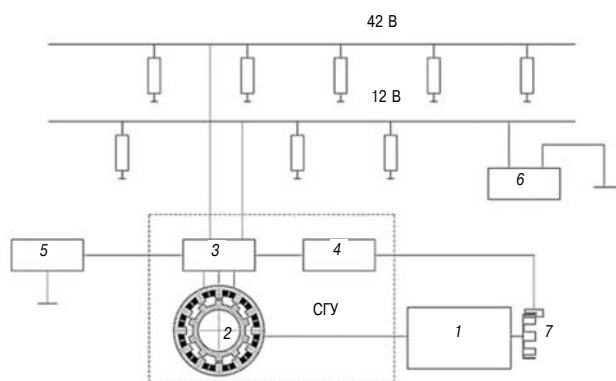


Рис. 2. Функциональная блок-схема starter-генераторного устройства:

1 — ДВС; 2 — электрическая машина; 3 — силовой преобразователь энергии (инвертор); 4 — блок управления; 5 — энергоемкий конденсатор; 6 — аккумуляторная батарея; 7 — датчик положения ротора

42 В. Функциональная блок-схема СГУ приведена на рис. 2. В ее состав входят электрическая машина 2, силовой преобразователь энергии 3, блок управления 4, датчик положения ротора 7. Причем силовой преобразователь и индукторный двигатель могут быть включены в общую схему жидкостного охлаждения двигателя. Электрическая машина выполняет функции starter-генератора, силовой преобразователь напряжения обеспечивает его работу в режимах starterа и генератора, и поддерживает напряжение бортовой сети на двух уровнях 14 и 42 В. В режиме starterа питание обеспечивает аккумуляторная батарея, а также энергоемкий конденсатор.

На рис. 3 показана компоновка электрической машины, которая размещена между двигателем

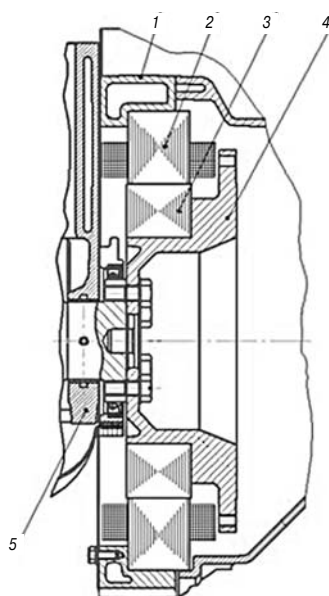


Рис. 3. Схема установки электрической машины СГУ:
1 — проставка; 2 — статор; 3 — ротор; 4 — маховик; 5 — блок цилиндров

и сцеплением трактора. Статор электрической машины установлен в проставке, которая крепится к блоку цилиндров двигателя. Ротор электродвигателя устанавливается на маховике специальной конструкции «электрический маховик», который одновременно выполняет не только функции его раскрутки, но и маховой массы.

Принятая компоновка позволяет передавать значительную мощность в обоих направлениях и реализовать функции гашения крутильных колебаний коленчатого вала при низких скоростях вращения, что существенно снижает шум и вибрацию ДВС.

Место, выбранное для оптимального размещения starter-генератора на ДВС, по условиям работы оказалось не самым лучшим: высокая температура, запыленность, в том числе и абразивными продуктами износа дисков сцепления. По этой причине от применения электрической машины с коллектором пришлось отказаться. По условиям работы наиболее надежны вентильные машины с постоянными магнитами, однако они имеют высокую стоимость [5, 6]. Поэтому в качестве оптимальной электрической машины предлагается реактивный индукторный двигатель — бесконтактная электрическая машина синхронного типа. Она имеет ряд несомненных достоинств: шихтованный зубчатый ротор без обмотки, потери в котором, как известно, минимальны; многофазную обмотку статора, выполненную в виде отдельных concentric катушек без пересечения лобовых частей, что упрощает конструкцию, повышает технологичность производства и увеличивает ее надежность в эксплуатации.

Преимущество предлагаемой конструкции СГУ, размещенного между двигателем и сцеплением силового агрегата, заключается в использовании электрической машины для пуска ДВС, которая в этом случае работает в режиме электродвигателя и после запуска ДВС переключается на генераторный режим, обеспечивая питание электрической энергией бортовую сеть. Кроме того, объединение starterа и генератора в одном узле позволяет значительно сократить затраты на изготовление и сборку такой конструкции, что является преимуществом с точки зрения производственных издержек. Кроме того, предлагаемая конструкция СГУ позволяет на некоторых тракторах отказаться от пускового поршневого двигателя.

Для обеспечения оптимального теплового режима работы предлагаемой электрической машины предпочтительно использовать жидкостное охлаждение, что можно реализовать путем подключения ее к системе жидкостного охлаждения ДВС. Циркуляция охлаждающей жидкости

осуществляется через кольцевую проточку детали корпус-проставка 1 статора специальной конструкции (см. рис. 3), изготавливаемой из алюминиевого сплава [7].

Результаты исследования и их обсуждение

При выполнении исследований были использованы отдельные материалы и результаты исследования высокоэффективных систем пуска автомобильных ДВС, накопленные Российской научно-технической школой, а также имеющийся опыт разработки конкретных образцов подобных систем, производимых рядом зарубежных фирм.

Следует отметить, что применение СГУ с микропроцессорным управлением предопределяет возможность совершенствования, наряду с рассмотренными выше достоинствами, и других характеристик ДВС и трактора.

Во-первых, СГУ является эффективным гасителем (демпфером) крутильных колебаний коленчатого вала ДВС. Функция электромагнитного демпфирования представляет перспективную альтернативу механической системе демпфирования. Важным преимуществом СГУ в сравнении с механическими системами является возможность выполнения демпфирования с дискретной частотой и переменными амплитудами, а также возможность снижения вибраций при изменении нагрузки. Во-вторых, применение системы с СГУ обеспечивает частичную гибридизацию энергетической установки трактора (малый гибрид).

Стендовые и моторные испытания предлагаемого СГУ проведены в лабораториях ОАО «Авиаагрегат», г. Махачкала. По результатам проведенного исследования обоснован выбор СГУ на базе вентильного электродвигателя применительно к дизельным двигателям тракторов тягового класса 1,4 и разработана схема его размещения в картере сцепления без изменения его базовой конструкции.

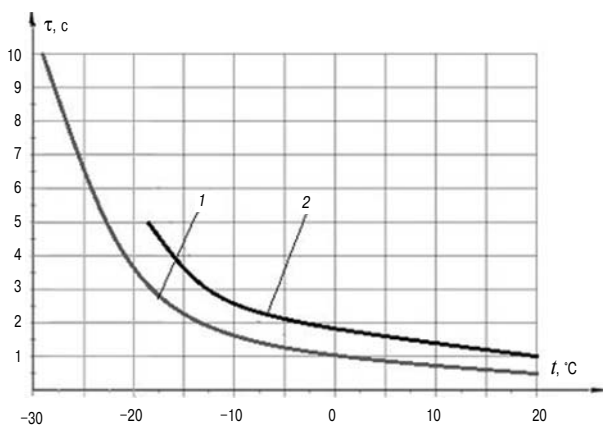


Рис. 4. Зависимость времени запуска поршневого двигателя от температуры окружающей среды:

1 — от электрической машины СГУ; 2 — от электростартера

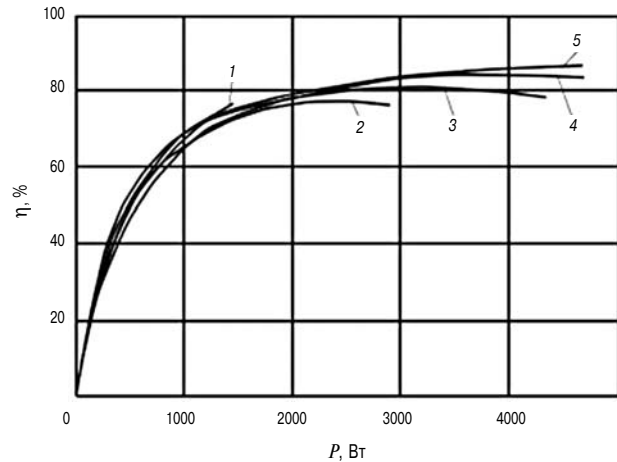


Рис. 5. Зависимость КПД стартер-генераторной установки от развиваемой мощности P и частоты вращения протора стартер-генератора:

1 — $n = 1000$ об/мин; 2 — $n = 1600$ об/мин;
3 — $n = 2000$ об/мин; 4 — $n = 2500$ об/мин;
5 — $n = 3000$ об/мин

Зависимость времени запуска поршневого двигателя от температуры окружающей среды показаны на рис. 4. Результаты предварительных испытаний этой машины показали, что при температуре 20°C СГУ за 0,5 с раскручивает ДВС до 800 об/мин (см. рис. 4). В генераторном режиме СГУ с достаточно высоким КПД развивает мощность до 4,5 кВт (рис. 5). То есть рассмотренный выше вариант СГУ может быть агрегатом, который успешно заменяет стартер и генератор, установленные на серийных тракторах. Кроме того, выполненные авторами эксперименты показали, что СГУ, оснащенные более мощными электродвигателями, могут найти применение и на других транспортных средствах, в том числе и на грузовых автомобилях.

Выводы

1. Применение совмещенного СГУ на тракторах тягового класса 1,4 позволяет улучшить пусковые характеристики дизельного двигателя, а также получить возможность работы электрооборудования при многоуровневом напряжении.

2. Экспериментально показана возможность совершенствования пусковых характеристик в условиях низких температур для дизельных двигателей на основе оптимального выбора параметров предложенной комплексной системы СГУ с микропроцессорным управлением.

3. Совмещенное СГУ с микропроцессорным управлением имеет возможность дополнительно выполнять функции электромагнитного демпфера крутильных колебаний, а также частичной гибридизации энергетической установки тракторов и генерирования бортовой электроэнергии многоуровневого напряжения.

Литература

1. Скотников В.А., Мащенский А.А., Разумовский М.А. и др. Проблемы современного сельскохозяйственного тракторостроения. Минск: Высшая школа, 1983. 208 с.
2. Машигин В.В. Системы электроснабжения с повышенным номинальным напряжением для транспортных средств // Автотракторное электрооборудование. 2002. № 1. С. 12–16.
3. Коломейцев Л.Ф., Пахомин С.А., Крайнов Д.В. и др. Математическая модель для расчета электромагнитных процессов в многофазном управляемом реактивном индукторном двигателе // Известия ВУЗов. Электромеханика. 1998. № 1. С. 49–53.
4. Бунаков И.Ю. Совмещенные системы стартер-генераторов (обзор) // Молодежь и наука. Международный аграрный научный журнал. 2013. № 2. С. 23–28.
5. Бахмутов С.В., Блатушко Я.В., Маликов Я.В. и др. Анализ патентных разработок в области автотранспортных средств / Материалы Международной научно-технической конференции «Автомобиле- и тракторостроение в России» М. : МГТУ МАМИ, 2009. С. 535–547.
6. Баулина Е.Е., Круташов А.В., Серебряков В.В. Выбор концепции автомобиля с комбинированной энергетической установкой расширенных функциональных возможностей // Известия МГТУ МАМИ. 2017. № 3 (33). С. 2–8.
7. Бекеев А.Х., Астемиров Т.А., Алиев А.Я. Интегрированный стартер-генератор для энергоэффективных транспортных средств // Проблемы развития АПК региона. 2013. № 3 (15). С. 70–73.

ДВИГАТЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ НА МЕТАНОЛЕ (по материалам конгресса CIMAC)

В последние годы во всем мире наблюдается значительное усиление как регламентации, так и ожиданий, касающихся снижения вредных выбросов от судовых двигателей. В настоящее время в некоторых регионах введены нормативы, ограничивающие предельное допустимое содержание серы в морских топливах, и предполагается, что количество вредных выбросов при этом будет неуклонно снижаться. Это вызвало необходимость поиска альтернативных топлив с очень низким ($<0,1\%$) или нулевым содержанием серы. В настоящее время в качестве морского топлива используется преимущественно мазут, содержание серы в котором достигает 4% , что вызывает необходимость установки системы очистки ОГ, во избежание выбросов окислов серы в атмосферу. Учитывая этот факт, и откликаясь на запрос компании «Stena Line», фирма «Wartsila» приступила к работе над проектом, в ходе которого предстояло выбрать бессернистое топливо, для использования на судах «Stena». Выбор в конечном итоге был сделан в пользу метанола. Способность метанола заменить топлива на минеральной основе известна давно. Поэтому именно метанол был предложен в качестве реальной альтернативы стандартным морским топливам. Метанол способствует снижению выбросов не только серы, но также окислов азота и твердых частиц. Его способность к биодegradации уменьшает риски загрязнения окружающей среды из-за аварийных разливов топлива. Кроме

того, стала очевидной необходимость снижения выбросов двуокиси углерода в атмосферу. Метанол может сыграть важную роль в решении этой задачи, если будет производиться из биомассы или древесной массы. Физические и химические свойства метанола делают его весьма перспективным топливом для двигателей с искровым зажиганием. Он идеально приспособлен для зажигания смеси, имея октановое число 106, а его способность гореть без образования сажи (благодаря отсутствию межуглеродных связей) делает метанол вполне подходящим топливом также и для дизелей. При этом, однако, возникают определенные сложности с системой топливоподачи, связанные со свойствами метанола. Кроме того, меньшая теплотворная способность метанола ($19,8 \text{ МДж/кг}$) требует изменений в некоторых элементах системы топливоподачи. Стоимость метанола должна быть ниже, чем морского газойля, что делает его вполне конкурентоспособным альтернативным топливом. В настоящем докладе описаны принципы построения (запатентованной) системы топливоподачи, основные трудности, которые пришлось преодолевать в ходе ее создания, а также результаты ее эксплуатационных испытаний на пароме «Stena Germanica» — первом судне, оборудованном инновационной системой, работающей на метаноле.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПЕРВОГО В МИРЕ МЕТАНОЛОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, УСТАНОВЛЕННОГО НА ПАРОМЕ

*Toni Stojcevski, Dave Jay, Luca Vicenzi,
Wartsila Corporation*

Введение

Двигатели крупнотоннажных судов традиционно работают на мазуте (НФО) — самом дешевом топливе, обеспечивающим высокую общую энергоэффективность. Однако высокое содержание в нем серы является причиной выбросов большого количества окислов серы (SO_x), окислов азота (NO_x) и твердых частиц, что неблагоприятно сказывается на состоянии окружающей среды.

В зонах регулируемых выбросов (ЕСА), установленных решениями ИМО для Северной Европы, Северной Америки и Карибского побережья США, предельное допустимое содержание серы в топливе составляет $0,10\%$ (массы). По этой причине работа на традиционных топливах по традиционным технологиям в зонах ЕСА неприемлема. Необходим либо переход на другое топливо, либо установка системы очистки отработавших газов.

Все более пристальное внимание, уделяемое вопросам снижения вредных выбросов от судов и ужесточения требований к содержанию серы в топливе, привело к необходимости искать альтернативные морские топлива. Одна из таких альтернатив — метанол, который, как выяснилось, прекрасно подходит в качестве топлива для среднеоборотных судовых двигателей внутреннего сгорания (ICE).

В настоящем докладе рассмотрены различные концепции сгорания метанола, и найдено техническое решение для соответствующего переоборудования парома «Stena Germanica». Рассмотрены также результаты эксплуатационных испытаний первого в мире среднеоборотного ДВС на метаноле. Названы преимущества, которые данное техническое решение даст заказчику и обществу в целом.

После принятия в 2008 г. ИМО решения об установлении предельно допустимого содержания серы в бункерном топливе на уровне $0,1\%$ для судов, работающих в зонах регулируемых выбросов серы (SECA), фирма «Wartsila» была приглашена в качестве участника проекта EFFSHIP [1], как разработчик направления, посвященного использованию существующих и перспективных морских топлив.

В ходе выполнения проекта EFFSHIP метанол был определен как наиболее эффективное альтернативное топливо, позволяющее выполнить требования действующих норм с большим запасом. Поскольку эти нормы распространяются на все находящиеся в эксплуатации суда, были рассмотрены варианты их модернизации, при этом перевод на метанол оказался наиболее перспективным решением. Также стартовал параллельный проект SPIRETH [2] по исследованию применения диметилового эфира (DME) и метанола в качестве морских топлив в полномасштабном пилотном проекте. Фирма «Wartsila» отвечала за создание демонстрационной установки, включающей

опытный двигатель, адаптированный для работы на метаноле, а компания «Stena Rederi AB» установила на судно «Stena Scanrail» двигатели, адаптированные для работы на DME.

Оба проекта — EFFSHIP и SPIRETH — были посвящены оценке технологий горения различных топлив для выявления оптимальной концепции, которая могла бы лечь в основу модернизации существующего флота с наибольшей эффективностью и минимальным сроком окупаемости. Ключевым элементом такой технологии стала комбинированная форсунка с дополнительным насосом для метанола и с необходимой обвязкой. Для управления впрыском и уплотнения используется моторное масло. Эта система также включает в себя два насоса, фильтры и трубную обвязку.

В ноябре 2013 г. «Stena AB» совместно с «Wartsila Oy» получили от EU TEN-T грант на проект под названием «пилотный метанол», который стал частью инициативы «Motorway of the Seas» («Морская автострада»). Фирма «Stena AB» отвечала за адаптацию четырех двигателей существующего парома Ro-Pax, «Stena Germanica», к работе на метаноле. «Wartsila Oy» отвечала за разработку комплекта для адаптации двигателей Sulzer ZA40S к работе на метаноле. Метанол позволяет не только выполнить требования нормативов по выбросам серы, но и реализовать концепцию возобновляемого топлива с низкими уровнями выбросов окислов азота и частиц.

Содержание работы

Метанол

В мире ежегодно производится более 70 миллионов тонн метанола, который широко доступен. Основное сырье для его выработки — природный газ, поэтому его можно отнести к полностью возобновляемым топливам, что открывает возможности перевода всего мирового флота в ближайшем будущем на это топливо. В долгосрочной перспективе топлива будут полностью производиться из возобновляемого сырья, и при этом с точки зрения энергоэффективности это будут метан и метанол. Оба топлива могут производиться из разнообразных и общедоступных видов сырья. В отличие от метана, который для его использования в качестве морского топлива требует сжижения и хранения при температуре отрицательной температуре (–160 °C), метанол остается в жидком состоянии при любой температуре окружающего воздуха.

С точки зрения экологической безопасности, а именно с учетом рисков утечек и разливов, метанол — идеальное топливо. Он полностью растворим в воде и подвержен быстрой биодegradации, поскольку может окисляться микроорганизмами. Свойства метанола хорошо изучены, поскольку

он уже более ста лет транспортируется по всему миру и используется для самых разнообразных целей, а его способность оставаться в жидком состоянии при атмосферном давлении делает его идеальным топливом с точки зрения использования существующих хранилищ и инфраструктуры.

Свойства метанола

Главный недостаток топлив на спиртовой основе, к которым относится метанол, — это более низкое, по сравнению с традиционными топливами, энергосодержание. При одинаковой удельной энергии для хранения метанола требуются примерно вдвое большие емкости. По сравнению с LNG метанол обладает примерно той же плотностью энергии и несколько меньшим объемом (благодаря своему жидкому состоянию).

С точки зрения рабочего процесса низкое значение цетанового числа предполагает необходимость ускоряющей сгорания присадки, однако высокие значения октанового числа (до 109) и скорости распространения фронта пламени (52 см/с) свидетельствуют о вполне удовлетворительной динамике горения. Стехиометрический коэффициент избытка воздуха (6,45), по сравнению с дизельным топливом (14,7), говорят о

Таблица 1

Свойства топлива

	Метанол	LNG	Дизель
Молекулярная формула	CH ₃ OH	>90 % CH ₄	C _n H _{1,8n} C ₈ –C ₂₀
Содержание углерода, (% массы)	37,49	~75	~87
Плотность, кг/л	0,79	0,44 (LNG)	0,85
Растворимость в воде	Полная	Нет	Нет
Точка кипения, °C	65	–162	150–370
Температура вспышки, °C	11	–188	min 60
Самовоспламенение, °C	464	540	240
Вязкость при 20 °C, сСт	~0,6	—	~13,5
Октановое число, RON/MON	109/89	120/120	—
Цетановое число	5	—	45–55
LHV, МДж/кг	20	45	42
Пределы воспламеняемости, % об.	7–36	5–15	1–6
Скорости распространения пламени, см/с	52	37	37
Теплота испарения, кДж/кг	1178	n.a.	233
Коэффициент избытка воздуха (стехиометрический)	6,45	17,2	14,7
Адиабатическая температура пламени, °C	1910	1950	2100
Объемный модуль упругости, МПа	777	848	1350
Содержание серы, %	0	0	3,5

том, что в данном случае требуется меньше воздуха, но, поскольку низшая теплотворная способность метанола (LHV) вдвое меньше, чем у дизеля, расход воздуха в двигателе будет тем же самым.

Концепции сгорания метанола

Двигатели внутреннего сгорания — наиболее распространенные двигатели, приводящие в движение суда, и останутся таковыми в обозримом будущем. Они работают на дизельном топливе с цетановым числом более 40, тогда как цетановое число метанола равно всего лишь 5. Это означает необходимость использования средств интенсификации сгорания. Перед началом работы над проектом рассматривались следующие возможные концепции организации сгорания:

- а) поверхностное горение: горячая поверхность ускоряет начало горения;
- б) фумигация: подача метанола во впускной порт цилиндра дизеля на такте всасывания ;
- в) концепция использования смеси топлив: на впуск подается предварительно приготовленная смесь дизельного топлива и метанола;
- г) использование ускорителей воспламенения;
- д) зажигание метанола с помощью пилотного дизельного топлива;
- е) сжигание готовой смеси — цикл Отто.

Кратко перечислены некоторые из причин, по которым часть возможных вариантов на втором году выполнения программы была отвергнута:

- поверхностное горение: недостаточность подобного опыта и возможные проблемы с равномерной работой цилиндров;
- фумигация: увлажнение стенок может привести к коррозии и деградации масла;
- концепция использования смеси топлив: метанол полностью растворим в бензине, но не в дизеле, поэтому потребуется эмульгирование. Образовавшаяся эмульсия имеет меньшее цетановое число, поэтому для обеспечения качественного сгорания понадобится добавка еще 30–40 % метанола;
- использование ускорителей воспламенения: такие ускорители используются на двигателе «visco» фирмы «Scania», но степень сжатия при этом составляет 27:1. При использовании такой степени сжатия на судовом двигателе, учитывая специфику применения, может потребоваться его деформирование (из-за повышения давления в цилиндре);

- сжигание готовой смеси: цикл Отто несет в себе риск детонации и деградации масла.

В итоге команда разработчиков «Wartsila» остановилась на варианте работы с воспламенением метанола пилотным топливом. Основное преимущество подобного решения — оно полностью реализует двухтопливную концепцию, с возмож-

ностью переключиться в любой момент с одного вида топлива на другой. Тем самым обеспечивается резервирование топливоподачи, что является одним из требований судовладельцев. Кроме того, данная концепция может быть использована при адаптации существующих двигателей к применению метанола без каких-либо изменений их основных компонентов, таких как поршни, шатуны и втулки цилиндров.

Данный подход был впервые использован фирмой «Wartsila» в 1994 г. при создании газодизелей (GD), прекрасно зарекомендовавших себя в эксплуатации.

Исходя из этого по инициативе заказчика («Stena»), владеющего 11 судами с двигателями типа ZA40S, для настоящего проекта была разработана система метанол–дизель (MD) для лабораторного двигателя ZA40S. Всего в зонах SECA работают 36 судов, оборудованных двигателями типа ZA40S.

Общая компоновка системы

Система подачи метанола состоит из клапанов впрыска, насоса высокого давления, масляных систем управления и уплотнения, предохранительно-пускового клапана (SSV — Start-up and Safety Valve) и распределительных трубок масла и метанола. Впрыск топлива осуществляется с помощью обычного плунжерного ТНВД.

Метаноловый ТНВД, как и комбинированный блок, состоящий из агрегатов подачи масла для управления и уплотнения, является внешним устройством по отношению к двигателю. Метаноловый ТНВД устанавливается в отдельном помещении. Масляные агрегаты могут быть установлены в машинном отделении. Все трубки подвода масла и метанола имеют двойные стенки.

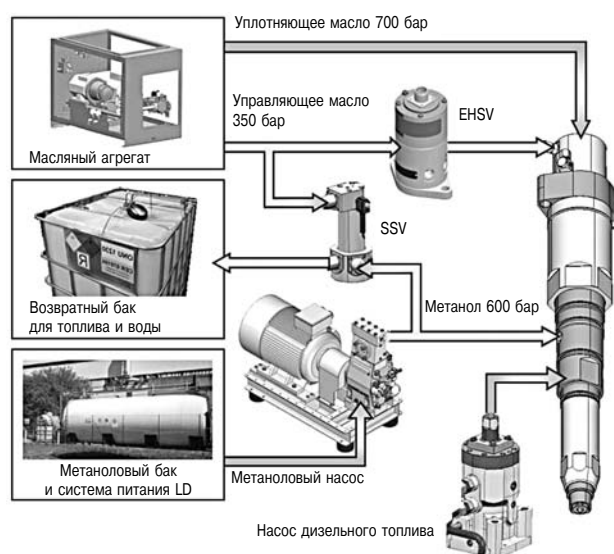


Рис. 1. Архитектура метаноловой системы — лаборатория Trieste

Система подачи метанола рассчитана на рабочее давление 600 бар. На входе системы давление составляет от 3 до 10 бар при температуре 0–25 °С. Давление уплотняющего масла следует за давлением в метаноловом коллекторе, и система его подачи рассчитана на рабочее давление до 700 бар. Давление уплотняющего масла всегда выше давления метанола.

Максимальное расчетное давление управляющего масла составляет 350 бар. Клапан управления (SSV) находится в конце коллектора управляющего масла. При работе в нормальном режиме давление управляющего масла держит SSV закрытым, и может быть сброшено при открытии клапана. Кроме того, SSV имеет в своем составе механический аварийный клапан, который срабатывает в случае превышения давления в коллекторе. Линия возврата в расходный бак также выполнена с двойными стенками.

Системы впрыска

При проектировании новых компонентов большое значение имеет конфигурация объекта модернизации (в данном случае это головки цилиндров двигателя ZA40S). В идеальном случае новая форсунка должна вписываться в гнездо существующей с минимальными (если они потребуются) изменениями последнего, но при этом ее функциональная насыщенность будет значительно выше. По сути система впрыска метанола должна быть совмещена с системой впрыска пилотного дизельного топлива, т. е. в новой форсунке должны помещаться распылители обоих видов топлива вместе с механизмами и гидравлическими элементами, необходимыми для согласованной работы обеих систем.

➤ Общее устройство

Распылитель форсунки имеет три отверстия для впрыска метанола, равномерно расположенные на периферии вокруг центрального отверстия для впрыска пилотного топлива.

Запорная игла пилотного топлива подпружинена и открывается давлением дизельного топлива, как в любой обычной системе впрыска.

Три запорные иглы метанола объединены треугольной пластиной. Они открываются давлением управляющего масла, которое поступает из внешнего электрогидравлического сервоклапана (EHSV — electro hydraulic servo valve). Как во всех системах с общим коллектором (common rail) топливо под давлением (в данном случае метанол) поступает в кольцевые каналы вокруг этих игл, подъем которых инициирует впрыск топлива в цилиндр.

Форсунка имеет встроенный топливный аккумулятор, что не только заметно повышает стабильность впрыска, но и упрощает конструкцию системы. Метанол из аккумулятора поступает

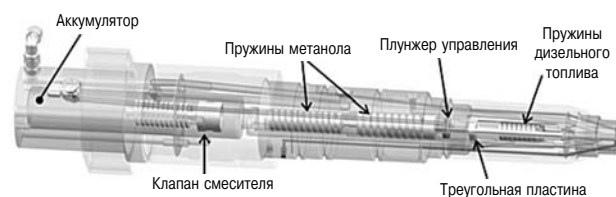


Рис. 2. Схема форсунки

в кольцевые каналы через предохранительный клапан. Если количество метанола в одном из циклов впрыска превысит заданный уровень, этот клапан моментально закроется.

Существует, однако, еще один рубеж безопасности, где происходит защита от утечек метанола. Эта защита реализуется в виде дополнительного контура, который создает в масляных камерах, окружающих каждую из точек возможных утечек метанола, давление масла более высокое, чем в топливной магистрали. Тем самым обеспечивается уплотнение за счет создания положительного перепада давлений.

➤ Корпус форсунки

Один только корпус форсунки представляет собой впечатляющее достижение инженерной мысли. Он имеет три кольцевые выточки для метанола, одну центральную выточку для дизельного топлива, четыре запорные иглы со своими седлами и направляющими, и распылитель с разными сопловыми отверстиями, являющийся наиболее сложной деталью с точки зрения технологии изготовления. Кроме того, имеется контур уплотняющего масла, имеющий ответвления в корпусе ко всем иглам подачи метанола, и система охлаждающего масла, которое охлаждает седла клапанов — самые горячие точки системы.

➤ Метаноловый аккумулятор

Условие стабильности впрыска — достаточно большой объем кольцевых выточек, в идеальном случае равный объему циклового впрыска. Если это невозможно, приходится искать компромисс между объемами аккумулятора и кольцевых выточек. В процессе разработки на гидродинамической модели проверялось влияние этих объемов на качество впрыска. Для каждой кривой впрыска оценивался объем впрыска, который сравнивался с минимально необходимым. Это позволило рассчитать минимально необходимый объем аккумулятора.

Чтобы полностью исключить вероятность утечек, или — что еще хуже — структурных разрушений (что является жизненно важным, учитывая характер жидкости, о которой идет речь) — было выполнено моделирование с помощью МКЭ. Испытания на повышенное давление обычно ведутся при давлении, не менее чем в 1,5 раза превосходящем номинальное рабочее давление.

Насосная система

На каждом двигателе устанавливается один топливный насос высокого давления (ТНВД) для подачи метанола в коллектор. Типичный ресурс непрерывной работы трущихся деталей составляет порядка 12 000 моточасов. Однако в данном случае это первый пример использования такого насоса на дизельном двигателе, хотя подобные метаноловые насосы применяются в нефтехимической промышленности, например, на нефтяных платформах. Конструкция ТНВД имеет большой запас надежности и прочности, и включает все необходимые вспомогательные компоненты. В их число входят: замкнутая система смазки с маслоохладителем, несколько датчиков давления и температуры в комплекте с пультом управления, а также так называемая система нулевых выбросов (Zero Emission system), являющаяся важным элементом безопасности. Все материалы насоса специально подобраны для обеспечения максимально надежной и долговечной работы с метанолом.

Насос приводится от электродвигателя переменной частоты вращения, которая задается регулятором частоты и зависит от сигнала датчика давления. Насос позволяет поддерживать номинальное давление в топливном коллекторе во всем диапазоне нагрузок, поскольку его привод не имеет механической связи с двигателем.

Система управления получает сигналы от всех датчиков насосного агрегата, включая датчики давления и температуры на входе, а также от датчиков аварийно-предупредительной сигнализации и защиты. Предупредительный сигнал нужен, чтобы обратить внимание оператора на отклонение величины от нормы. Аварийный сигнал переводит двигатель в дизельный режим и отключает метаноловый насос во избежание его поломки. Основные компоненты насоса высокого давления показаны на рис. 3. В их число входят: секция коленвала, промежуточная камера, камера всасывания, узел поршневого уплотнения головки насоса и система нулевых выбросов. В секции кривошипа находится редуктор, позволяющий менять передаточное отношение в широком диапазоне. В редукторе используются шевронные передачи, а в конструкции коленвала — особо прочные подшипники. КПД редуктора составляет более 95 %, а переключение передач происходит плавно и бесшумно.

Промежуточная камера предотвращает попадание метанола в секцию коленвала. Она вместе с системой нулевых выбросов предусматривает сильфонные уплотнения вокруг шатунов. Попадание сказочного масла в промежуточную камеру предотвращается также сильфонными уплотнениями.

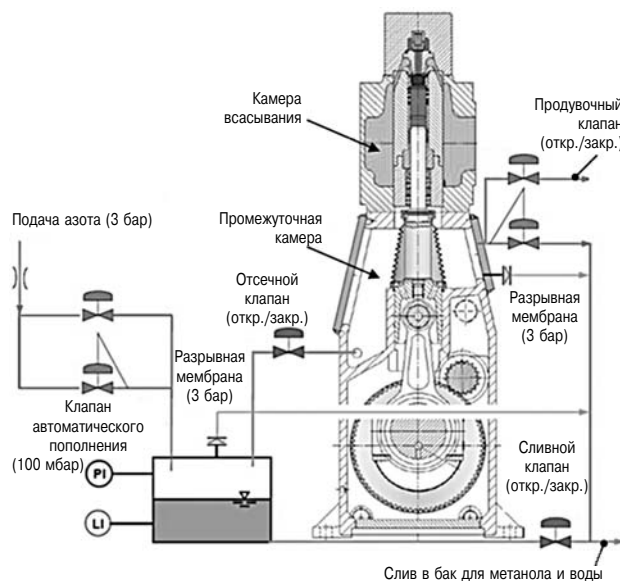


Рис. 3. Общий вид системы нулевых выбросов ТНВД

Камера всасывания, куда подается метанол, имеет достаточно большие полости вокруг плунжеров и узлов поршневых уплотнений. Эти полости могут быть использованы также для охлаждения насоса за счет подачи метанола при определенной температуре. Такое решение связано с требованием классификационных обществ, согласно которым температура подаваемого метанола всегда должна быть ниже 65 °С.

В головке насоса расположены впускной и выпускной клапаны, открываемые низким давлением, что облегчает заполнение метанолом ТНВД и насоса подкачки перед пуском.

Системы безопасности

При работе на метаноле задействовано большое количество датчиков и систем безопасности. Все трубки с метанолом и маслом под высоким давлением имеют двойные стенки. При разрыве внутренней стенки или при возникновении утечки срабатывает система сигнализации и защиты. В случае возникновения какой-либо проблемы в метаноловой или масляной системе двигатель просто переключается в дизельный режим без снижения мощности или скорости.

В SSV имеется два датчика давления в коллекторе и датчик для определения факта утечки метанола из трубок с двойными стенками в машинное отделение.

Перед началом любого техобслуживания системы необходима ее продувка азотом. Есть две отдельные системы подачи азота: одна — для продувки азотом внутренней трубки с метанолом, другая — для защиты с двойными стенками. Линия возврата из метаноловой системы ведет в резервуар с водой. Чтобы смесь метанола с водой не считалась токсичной, концентрация метанола



Рис. 4. Схема судовой силовой установки

в ней не должна превышать 1:4, однако и при такой концентрации она классифицируется как огнеопасная.

Машинное и насосное отделения оборудуются индикаторами для обнаружения утечки метанола (двигатель выключается при достижении концентрации метанола в воздухе 150 ppm).

Для предотвращения испарения метанола в топливном баке его поверхность защищена азотной газовой подушкой под давлением 0,15 бар.

Система нулевых выбросов ТНВД

По мере износа деталей насоса в процессе работы утечка метанола в промежуточную камеру возрастает. Эта камера соединена с баком организованных протечек, который установлен на раме насоса и снабжен индикатором уровня и датчиком давления. Азот подается в промежуточную камеру через этот бак с помощью нескольких электропневматических клапанов, включающихся в определенной последовательности. Система нулевых выбросов может находиться в одном из трех режимов: продувка, нормальная работа и опорожнение бака организованных протечек. Скорость роста протечек можно оценивать по количеству требуемых процедур опорожнения бака.

Устройство системы безопасности паром «Stena Germanica»

Компоненты данной системы расположены в различных отсеках судна. Маслосодержащие агрегаты расположены в машинном отделении, а метаноловый насос — в отдельном вентилируемом насосном помещении. Любая утечка метанола возвращается в метаноловый бак или в наполненный водой бак организованных протечек, откуда вода впоследствии сливается.

Классификация

При реализации любого инновационного технического решения самым ответственным этапом является разработка и внедрение мер безопасности при работе и обслуживании энергосистем. Существует ряд нормативных документов, регламентирующих мероприятия по обеспечению надежной работы, а также безопасности людей и оборудования.

На протяжении последних лет пересматривался Международный кодекс по конструкции и оборудованию судов, перевозящих сжиженные газы наливом (IGC Code — International Code for the

Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk), а Международной Морской Организацией (IMO) был принят Международный кодекс безопасности судов, использующих газы и другое топливо с низкой температурой воспламенения (IGF Code — International Code of Safety for Ships using Gases or other Low flashpoint Fuels). Первая редакция кодекса IGF не содержит указаний относительно метанола. Проект второй редакции охватывает спирты, включая метанол и этанол. Кодексы расширили возможности применения газового топлива, включая топлива с низкой температурой воспламенения для газовозов и других судов, но последнее слово здесь принадлежит классификационным обществам, которые должны сформулировать четкие стандарты, требования и методы испытаний, способные обеспечить необходимый уровень безопасности и эксплуатационной надежности.

Паром «Stena Germanica» работает под флагом Швеции в классе «Lloyd's Register» (LR).

Результаты исследований

и одобрение классификационных обществ

Метанол является новым видом топлива для судов, поэтому он не подпадает ни под какие из существующих классификационных норм. В соответствии с «требованиями LR по Оборудованию и Техническим системам Нетрадиционной Конструкции» (Machinery and Engineering Systems of Unconventional Design) Часть 7, Раздел 15 (2013), существует ряд дополнительных превентивных мероприятий, необходимых для включения в классификацию, после чего можно получить одобрение государства флага. В порядке выполнения упомянутых оценок «Stena» и «Wartsila» совместно с LR выполнили три различных исследования источников опасности (HAZID — Hazard identification study), одно исследование источников опасности и удобства использования (HAZOP Hazard and operability study), и еще два исследования, касающиеся условий хранения метанола и систем пожаротушения [3–7].

Совместно с LR были проведены типовые испытания (TAT — type approval test) переоборудованного двигателя. Испытания на переход с дизельного топлива на метанол проводились для различных нагрузок двигателя. Выполняя требования регистра, была продемонстрирована реакция систем безопасности в «новых» ситуациях, например, при переключении с метанола на дизель. Для демонстрации работоспособности систем обнаружения протечек и продувки была использована метаноловая трубка с протечкой. Все испытания прошли успешно, и в декабре 2014 г. успех типовых испытаний (TAT) был подтвержден LR.

После первого опыта переоборудования двигателя на борту «Stena Germanica» испытания были повторены на реальном двигателе, после чего было выдано разрешение на эксплуатацию судна с двигателем, работающим на метаноле.

Приняв во внимание все оценки модернизации двигателя «Stena Germanica» и другие исследования по теме, Регистр Ллойда разработал новое руководство по применению топлив с низкой температурой воспламенения (LFPF — low-flashpoint fuels), которое разрешало пользователям и судостроителям проводить демонстрации, доказывающие, что их конструктивные решения отвечают соответствующим требованиям. Это руководство вступило в силу с 1 января 2016 г. в качестве одного из разделов правил Регистра Ллойда.

Лабораторные испытания

Экспериментальный двигатель 6LZA40S был установлен на испытательный стенд (рис. 5).

Чтобы перейти от традиционного впрыска дизельного топлива к впрыску метанола, была проделана огромная работа, включающая установку следующих вспомогательных агрегатов:

- метаноловый насос высокого давления;
- агрегаты подачи управляющего и уплотняющего масла;
- метаноловые трубки высокого давления;

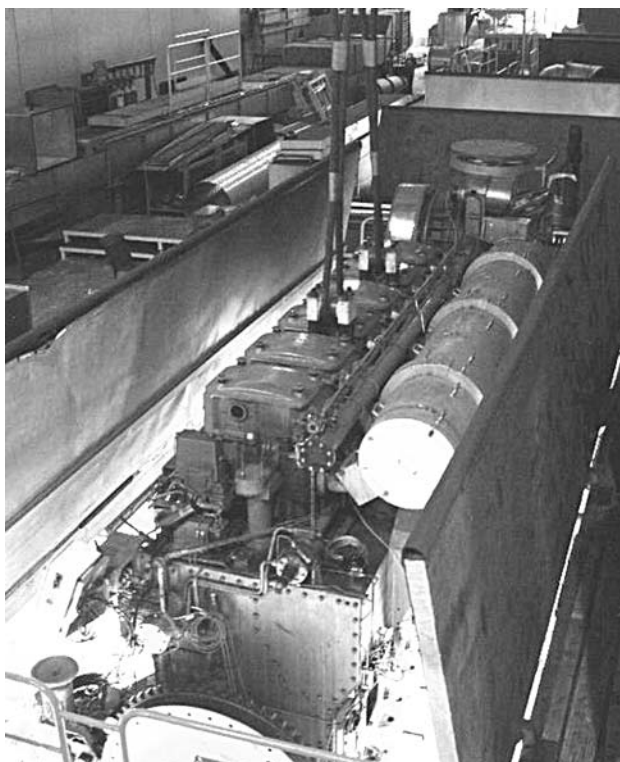


Рис. 5. Двигатель 6LZA40S на испытательном стенде № 4

Режимы нагрузки при испытаниях ТАТ.
Топливо, используемое при испытаниях: LFO и метанол

№	Время часы	Мощность (%)	МЕР кВт	МЕР бар	Скорость (%)	Скорость об/мин	Топливо	Прогр. исп. п. 4	Точка
a	1	Параметры					LFO		
b		Переключение на метанол					LFO/ MeOH		
c	0,5	35	1583	12,50	70,6	360	MeOH	10.2.1	8
d	0,5	50	2250	15,80	79,4	404,8	MeOH	10.2.1	7
e	0,5	75	3375	20,70	90,9	463,4	MeOH	10.2.1	6
f	2	100	4500	25,08	100	510	MeOH	10.2.1	1
g	0,5	95	4275	25,08	95	484,5	MeOH	10.2.1	4
h	0,5	75	3375	22,13	85	433,5	MeOH	10.2.1	5
i	0,5	110	4950	26,72	103,2	526,5	MeOH	10.2.1	3a
j	0,5	100	4500	23,37	107,3	547,2	MeOH	10.2.1	2
k	0,5	75	3375	18,81	100	510	MeOH	10.2.1	9
l	0,5	50	2250	12,54	100	510	MeOH	10.2.1	10
m	0,5	25	1125	6,27	100	510	MeOH	10.2.1	11

- трубки уплотняющего масла высокого давления;
- трубки управляющего масла высокого давления;
- трубки возврата метанола низкого давления;
- отстойник;
- внешний метаноловый агрегат низкого давления.

При этом в качестве референтного топлива использовалось легкое дистиллятное топливо (LFO — light fuel oil). Затем начались промежуточные испытания, в ходе которых двигатель переключался с LFO на МЕОН (метанол). На этом этапе были проведены некоторые дополнительные настройки автоматики для оптимизации программного обеспечения. Испытания велись на следующих режимах нагрузки (табл. 2). Все технические данные были получены с помощью ПК и специализированных измерительных приборов фирмы AVL (система сбора данных AVL). Характеристики двигателя при полной нагрузке показаны на рис. 6. Параметры системы впрыска измерялись при работе двигателя в нормальном режиме, а также при переключении с LFO на МЕОН и обратно:

- давление МЕОН в аккумуляторе, установленном на раме насоса;
- давление МЕОН в аккумуляторе форсунки и за отсечным клапаном;
- температура распылителя;
- давление в коллекторе МЕОН;
- давление управляющего и уплотняющего масла.

Измерение температуры распылителя позволило выявить заметное улучшение качества охлаждения форсунки при переходе на метанол (рис. 7).

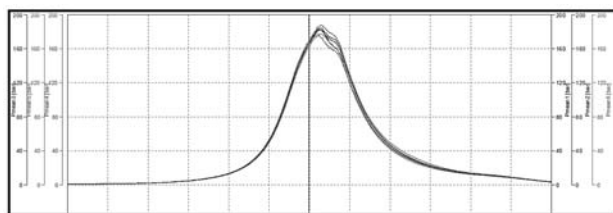


Рис. 6. Параметры двигателя (MEP), полученные с помощью аппаратуры AVL

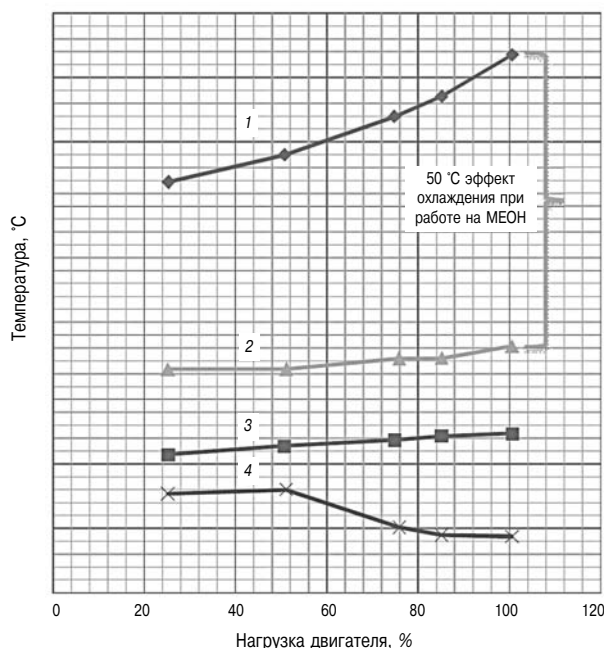


Рис. 7. Температура распылителя:

- 1 — температура распылителя, LFO;
- 2 — температура распылителя, МЕОН;
- 3 — температура в аккумуляторе, LFO;
- 4 — температура в аккумуляторе, МЕОН

Характеристики двигателя

В поисках оптимального компромисса между удельным расходом топлива (SFOC), выбросами и давлением сгорания был выполнен ряд измерений (см. ниже). Эти измерения проводились в метаноловом коллекторе common rail:

- давление в метаноловом коллекторе;
- временные характеристики впрыска метанола;
- величина циклового впрыска.

Цели проекта

➤ Обеспечение в двухтопливном варианте той же мощности и той же зоны рабочих режимов, что и в дизельном варианте, а именно:

- 750 кВт/цикл. при 510 об/мин;
- диапазон задания скорости 360–510 об/мин.

➤ Определение такого сочетания параметров в двухтопливном варианте, при котором:

- КПД двигателя не хуже, чем при работе только на дизельном топливе;

➤ выбросы NO_x не проверялись, поскольку двигатели не имеют сертификатов по выбросам NO_x , так как выпущены до 2000 г.;

➤ стабильное сгорание при работе на метаноле с минимальным расходом пилотного топлива в диапазоне нагрузок 25–100 %.

Результаты были получены при наличии следующих ограничений:

➤ давление сгорания при 100 %-ной нагрузке (в дизельном и метаноловом вариантах): 180 бар (заслонка газового перепуска настроена на давление 3,0 бар);

➤ давление сгорания при 85 %-ной нагрузке: 168 бар (как и в дизельном варианте);

➤ минимально возможный расход пилотного топлива, при котором поддерживается стабильность сгорания.

Конфигурация двигателя, поставленного на испытания, приведена в табл. 3.

Результаты испытаний показаны на следующих иллюстрациях:

- давление наддува — рис. 8;
- давление сгорания — рис. 9;
- температура до и после турбокомпрессора — рис. 10 и 11.

Как видно из рис. 10 и 11, давление наддува и давление сгорания при переходе от LFO к метанолу практически не меняется. Видно также, что температура перед турбиной при работе на метаноле снижается по сравнению с работой на LFO. Снижение температуры на полной мощности (при открытой заслонке EWG) составляет порядка 70 °C (см. рис. 10). То же самое можно сказать и о температуре отработавших газов за турбиной. В этом случае снижение температуры составило порядка 50 °C.

Уровни выбросов

Измерение вредных выбросов проводилось в течение всего цикла испытаний. Результаты сра-

Таблица 3

Параметры лабораторного двигателя

Тип и назначение двигателя	6LZA40S для работы на ВРШ
Номинальная мощность	750 кВт/цикл.
Номинальная скорость	510 об/мин
Номинальное среднее эффективное давление (BMEP)	25,1 бар
Fuel	LFO / метанол
Воздушный байпас (ABP)	Да — при работе с переменной скоростью
Заслонка газового перепуска (EWG):	Да — при нагрузке 100 % (единственная уставка открытия — при давлении 3,0 бар)
Температура форсунки	50 °C при нагрузке 100 %
Турбокомпрессор	ABB VTR 354-21 (при работе на всех видах топлива)
Выпускная труба	SPEX

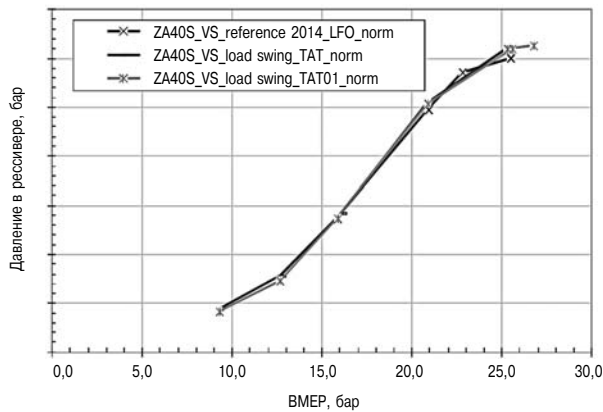


Рис. 8. Характеристики наддува

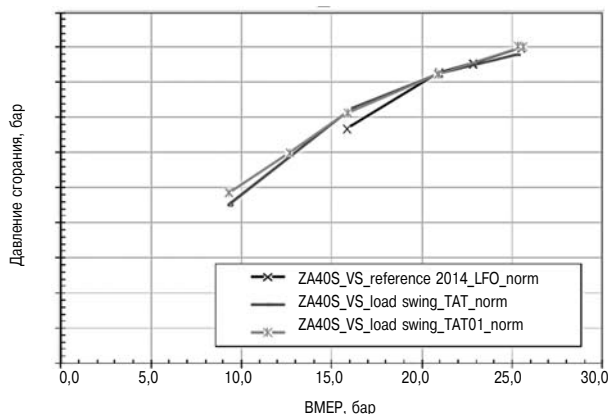


Рис. 9. Зависимости давления сгорания от ВМЕР

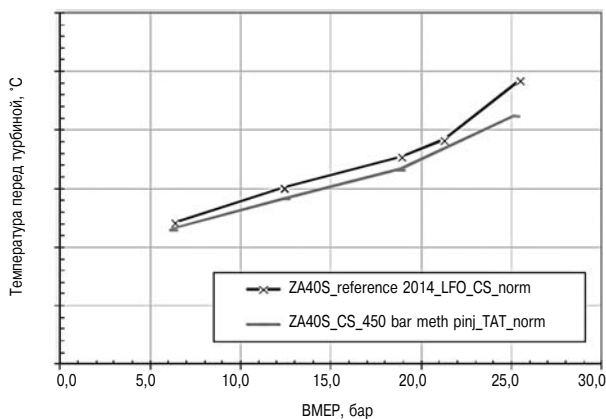


Рис. 10. Зависимости температуры перед турбиной от ВМЕР

внения выбросов при работе на LFO и метаноле представлены на рис. 12 и 13. Видно, что переход с LFO на метанол приводит к резкому снижению уровня вредных выбросов и дымления, которые при работе на метаноле снижаются в 2–3 раза.

Расход топлива

В ходе испытаний измерялся расход топлива с учетом работы внешнего метанолового насоса высокого давления.

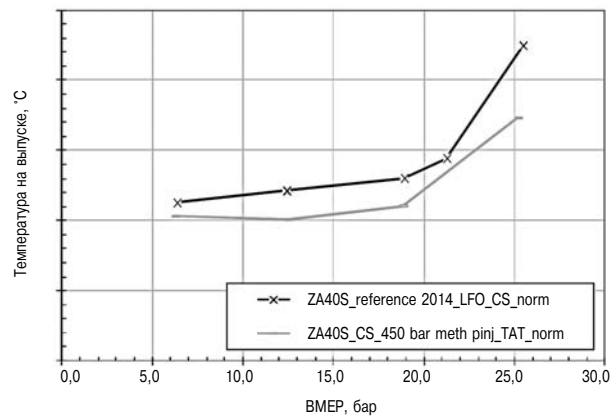


Рис. 11. Зависимости температуры за турбиной от ВМЕР

Результаты этих измерений показаны на рис. 14.

Итоги лабораторных испытаний

Анализируя результаты лабораторных испытаний, необходимо отметить следующее:

➤ выбросы NO_x не являются проблемой, поскольку двигатели не имеют сертификатов по выбросам NO_x , так как выпущены до 2000 г.:

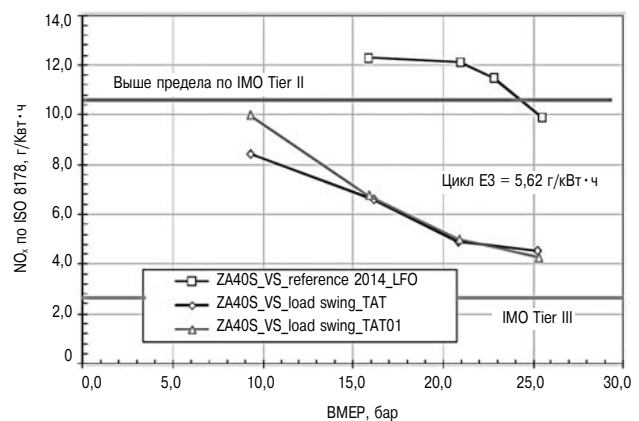


Рис. 12. Уровни выбросов NO_x при работе с переменной скоростью

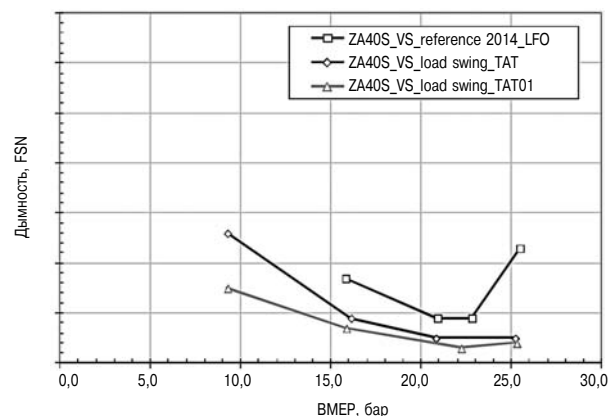


Рис. 13. Дымность

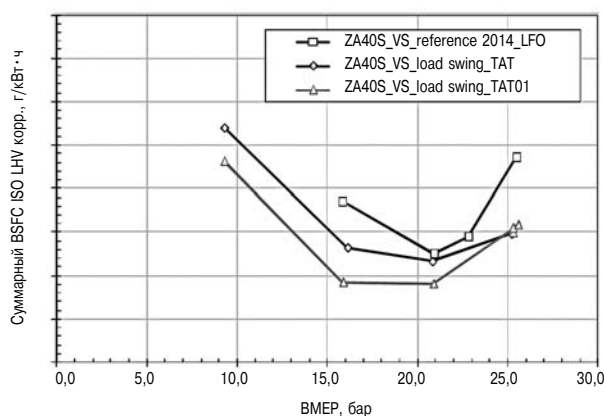


Рис. 14. Расход топлива

► при работе двигателя на метаноле как при постоянной, так и при переменной скорости, выполняются требования IMO Tier II;

► при работе двигателя на дизельном топливе значения предельно допустимых выбросов по IMO Tier II превышены;

➢ минимальная нагрузка лабораторного двигателя при работе на метаноле составляла 25 % как при постоянной, так и при переменной скорости;

➢ при работе двигателя на метаноле процесс сгорания был стабильным в диапазоне нагрузки от 25 до 100 %;

➢ тепловая нагрузка;

► температуры до и после турбины при работе на метаноле ниже, чем при работе на дизельном топливе.

Модернизация судна

Суда, работающие на коротких маршрутах, такие как паромы Ro-Ro и Ro-Pax, необходимо модернизировать с переводом двигателя на метанол, особенно, при работе в зонах ЕСА, в том числе и потому, что в этих зонах наиболее развита инфраструктура снабжения метанолом. На рис. 15 показан переоборудованный паром «Stena Germanica», технические характеристики которого приведены в табл. 4.

В начале 2015 г. паром «Stena Germanica» был поставлен в док судовой верфи Remontowa. За время докования на нем были установлены и приняты в эксплуатацию системы бункеровки и хранения топлива (в том числе топливный бак объемом 400 м³). Были также установлены и приняты в эксплуатацию все системы перекачки топлива, соответствующие трубопроводы и системы безопасности, необходимые для подачи метанола к каждому двигателю. При этом все двигатели были оборудованы системами автоматизации и необходимыми трубопроводами, а один из двигателей был переоборудован для работы на метаноле. Эти работы были совмещены с классификационной инспекцией, проводимой

Таблица 4

Паром «STENA GERMANICA» — технические характеристики [8]

Длина×Ширина, м	241×28,7
Год постройки	2001
Число перевозимых автомобилей:	300
Пассажировместимость:	1300
Брутто-тоннаж, т	51 837
Скорость, узлы	21,5
Осадка, м	6,15
Провозная способность, погонных м	3800
Мощность двигателей, кВт	24 000
Флаг	Швеция
Судоверфь	Astilleros Espanoles
Двигатели	4×Sulzer 8ZAL40S
Габаритная высота, м	5,00 м
Габаритная ширина, м	5,80 м

раз в пять лет, и другими работами по техобслуживанию, что привело в итоге к существенной экономии средств.

Учитывая коммерческий характер эксплуатации паромов, было решено, что остальные двигатели будут переоборудованы после того, как будет достигнута стабильная работа первого двигателя. Этот двигатель работает на метаноле со дня его сдачи в эксплуатацию весной 2015 г. Переоборудование остальных двигателей было выполнено в первом квартале 2016 г.

Бункеровочная станция

В настоящее время заправка «Stena Germanica» производится с помощью трейлеров береговой бункеровочной станции, подъезжающих к судну со стороны правого борта.

Емкость судового метанолового бака 400 м³ достаточна для нормальной работы паромов с грузом в течение 4–6 суток. Производительность бункеровочных насосов — около 2000 л/мин, что позволяет обеспечить достаточно быструю заправку паромов на ближайшие 4–6 дней во время его стоянки в порту Гётеборга. Возможна также бункеровка со стороны левого борта — с баржи или с танкера-заправщика.

Опыт эксплуатации

С точки зрения эксплуатации работа двухтопливного дизель-метанолового двигателя мало отличается от обычного дизеля. Все системы полностью автоматизированы, переключение между двумя видами топлива происходит плавно и никак не сказывается на рабочих параметрах. Пуск двигателя происходит в дизельном режиме, а при нагрузке выше 20 % становится возможным переход на метанол.

По словам представителей заказчика и команды, работа с метаноловым двигателем почти не отличается от работы с обычным дизелем. Обслу-



Рис. 15. Паром «Stena Germanica»

живающий персонал прошел курс обучения в учебном центре «Wartsila», основной упор при этом делался на новых функциях системы автоматки. Фирма «Stena Line», кроме того, провела курс безопасности, посвященный, главным образом, вопросам заправки и хранения топлива.

При обслуживании метаноловой системы использовались дополнительные устройства защиты, такие как перчатки и защитные очки. При доводке систем встречались и некоторые «детские болезни», связанные в основном с уплотнениями метаноловых систем и трубопроводов. Как упоминалось выше, низкая вязкость метанола, циркулирующего в системах высокого давления, создает проблемы для разработчиков уплотнений. Центровка всех узлов уплотнений должна быть выполнена очень тщательно, с минимальными погрешностями.

Были случаи неоднократно повторяющихся утечек, до тех пор, пока разработчикам не удалось прийти к правильному выбору конструктивных решений и материалов. Однако благодаря двойным стенкам метаноловых трубопроводов не произошло ни одной утечки вовне, например, на двигатель или в насосный отсек, причем все утечки немедленно обнаруживались системой мониторинга. Благодаря меньшей тепловой нагрузке и более чистому сгоранию ресурс основных компонентов двигателя, как ожидается, будет увеличен.

Поскольку рабочий процесс построен по дизельному циклу, а впрыск метанола происходит после воспламенения пилотного топлива, расход масла и срок его службы ожидается на том же уровне, что и у обычного дизеля. То же можно сказать и о приемистости двигателя, причем это относится к обоим режимам его работы — на дизеле и на метаноле. Модернизированная система автоматки обеспечивает возможность мониторинга большего числа рабочих параметров, что повышает уровень безопасности и предсказуемости в том, что касается технического состояния двигателя и межремонтных интервалов.

Существует также возможность удаленного мониторинга, позволяющего судовладельцу по-

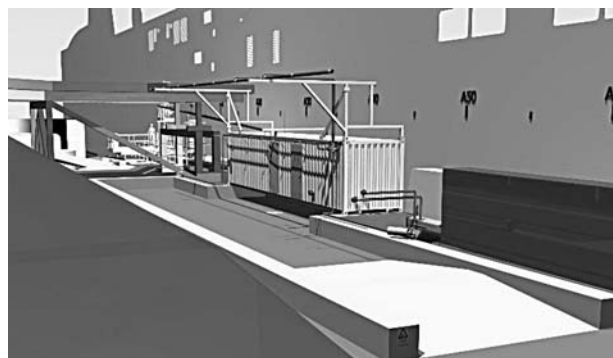


Рис. 16. Береговая бункеровочная станция — схема

лучать эксплуатационные данные непосредственно от систем двигателя. Благодаря меньшему уровню выбросов NO_x судовладелец может сэкономить на стоимости обслуживания систем SCR во время нахождения на территории порта до и после отплытия. Возможность выбора вида топлива повышает уровень резервирования, если по каким-либо причинам использование метанола недоступно или нецелесообразно.

Заключение

Идея замены традиционных топлив более чистыми видами топлива, например, LNG или метанолом, для исполнения нормативов, устанавливающих предельно допустимое содержание серы, обсуждалась давно, однако экономические стимулы для такой замены были недостаточны. До сих пор в большинстве случаев топливо, к сожалению, выбирается только по критериям быстро меняющихся цен и лишь для того, чтобы уложиться в действующие на сегодняшний день нормы. При этом упускаются из виду не только возможное ужесточение нормативов в будущем, но и социально-экономические выгоды.

Поэтому при планировании возможность производства не-ископаемых топлив не принимается во внимание. Опыт, накопленный в ходе пилотных проектов, демонстрирует возможность и целесообразность более широкого их использования, и в конце концов альтернативные топлива входят в число наиболее популярных решений. По мере накопления опыта альтернативные топлива все шире будут применяться как при постройке новых судов, так и при модернизации существующих, что приведет к значительному снижению соответствующих расходов. В ходе упомянутых пилотных проектов был реализован целый ряд усовершенствований. Наиболее сильное влияние на снижение себестоимости модернизации окажут такие факторы, как более компактная установка. Устройство насосного отсека с меньшим количеством трубопроводов, имеющих двойные стенки для перекачки метанола под высоким давлением, уже заметно скажется на снижении себестоимости работ. В последующих

проектах следует ожидать дальнейшего уменьшения себестоимости за счет переноса метанолового насоса из специального отсека в машинное отделение, если к тому времени оно будет отвечать обновленным требованиям АТЕХ (директивы ЕС, описывающие требования к оборудованию и работе в потенциально взрывоопасной среде).

Дальнейший шаг на этом пути (в том, что касается двигателя) должен заключаться в том, чтобы двигатель запускался на метаноле. При этом будет обеспечена абсолютно работа двигателя. С технической точки зрения метанол в качестве топлива прекрасно показал себя как при лабораторных, так и при эксплуатационных испытаниях. В дальнейшем потребуются более масштабные демонстрационные испытания. Кроме того, развитие судовых двигателей, оптимизированных под метанол, могло бы стать сильным стимулом для двигателестроения. Возможная разработка нового двигателя, использующего впрыск пилотного топлива с регулируемым моментом начала воспламенения (SOI — start of injection) будет способствовать экономии пилотного топлива и даст новый толчок снижению вредных выбросов, вплоть до уровня IMO TIER III, возможно, с добавлением воды в метанол.

Говоря о затратах, связанных с переходом на метанол, необходимо подчеркнуть, что такой переход является экономичным способом удовлетворить требования существующих и будущих экологических стандартов. Хотя метанол нельзя отнести к числу дефицитных материалов, рынок метанола как топлива для судовых двигателей пока что отсутствует. Никто не может предсказать дальнейшую динамику цен на нефть, но опыт показывает, что стоимость нефти и нефтепродуктов, например MGO, бывает подвержена сильным колебаниям. С учетом этого судоходные компании могут снизить риски колебания цен за счет диверсификации топлив, в том числе путем использования на некоторых судах альтернативных топлив, таких как метанол.

В документе «ZERO.8 JUP ZVT initiative» [9], анализирующем «общественные и экологические выгоды от различных проектов», экономический эффект проекта «Stena Germanica» оценивается более 600 000 Евро в год, не считая эффекта от снижения выбросов NO_x. В расчет принимались эффекты от снижения выбросов SO_x и PPM, а также от улучшения качества жизни, от снижения расходов на здравоохранение и от повышения урожайности сельскохозяйственных культур. С учетом эффектов от прироста естественного и социального капитала можно ожидать что и новые проекты, предусматривающие переход на метанол, смогут получить финансирование и

субсидии от правительственных и других организаций, повышая их экономическую целесообразность и жизнеспособность. Если будут введены в действие более жесткие ограничения на выбросы двуокиси углерода, метанол станет одним из лучших и конкурентоспособных альтернативных топлив, снижающих количество CO₂ в атмосфере.

Капитанам промышленности следовало бы организовать свой бизнес таким образом, чтобы эффект от него ощущали не только они сами, но и общество в целом, сохраняя в то же время конкурентоспособность за счет использования последних технических достижений. Поучительным примером такого подхода является конверсия двигателей парома «Stena Germanica».

Условные обозначения

DME	Диметиловый эфир
EWG	Заслонка газового перепуска (Exhaust waste gate)
FEM	Метод конечных элементов (Finite element method)
GHG	Тепличный газ (Greenhouse gas)
HAZID	Систематическая оценка для определения опасностей (Systematic assessment to identify hazards)
HAZOP	Систематическая оценка для определения опасностей при работе (Systematic assessment to identify operational hazards)
HFO	Мазут (Heavy fuel oil)
HP	Высокого давления (High Pressure)
ICE	Двигатели внутреннего сгорания (Internal Combustion Engines)
IGC	Международный кодекс по конструкции и оборудованию судов, перевозящих сжиженные газы наливом (International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk)
IGF	Международный кодекс безопасности судов использующих газы и другое топливо с низкой температурой воспламенения (International Code of Safety for Ships using Gases or other Low flashpoint Fuels)
LFO	Легкое дистиллятное топливо (Light fuel oil)
LHV	Низшая теплотворная способность (Lower heat value)
LNG	Сжиженный природный газ (Liquefied natural gas)
MEOH	Метанол (Methanol)
MGO	Морской газойль (Marine gas oil)
Ro-Pax	Roll-on/roll-off автомобильный и пассажирский паром
SECA	Зона контроля выбросов серы (Sulfur emission control area)
SFOC	Удельный расход топлива (Specific fuel oil consumption)
SOI	Начало впрыска (Start of injection)
TAT	Типовые испытания (Type approval testing)

Литература

1. EFFSHIP www.effship.com
2. SPIRETH www.spireth.com
3. Lloyd's Register Consulting (2014), Kiel Port Methanol HAZID — Stena Germanica operation Report no: 50102561 R02 Rev: 02, December 2014.
4. Lloyds Register (2014;1)Methanol bunkering, storage and transfer arrangements GOTH/06.14.01, HAZOP report, June 2014.
5. Lloyds Register (2014;2)High pressure methanol pump and engine system HAZOP report GOTH/11.14.01, November 2014.
6. Lloyds Register (2013), Methanol bunkering, storage and pump room arrangement conceptual design HAZID report, GOTH/09.13.01, September 2013.
7. Lloyds Register (2014;3) methanol bunkering high pressure pumps and engine systems HAZID report GOTH/10.01.14, October 2014.
8. Germanica facts <http://www.stenalinefreight.com/ships/Stena-Germanica>.
9. http://www.zerovisiontool.com/sites/www.zerovisiontool.com/files/attachments/peter_grundevik-jup_08_project_aim_0.pdf

СТАНДАРТЫ ЕРА США ПО ОГРАНИЧЕНИЮ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ (по материалам Power Sourcing Guide 2020–2021)

Создание и введение в действие национальных стандартов, регламентирующие выбросы вредных веществ с отработавшими газами судовых дизелей, имеет ряд существенных различий и особенностей. Так, например, такой стандарт (ГОСТ 24585–81) был впервые введен в действие в СССР в 1981 г. Впоследствии он был пересмотрен всего дважды: в 1999 (ГОСТ 51249–99) и в 2012 г. (ГОСТ 31967–2012), и в последней редакции, гармонизированной со стандартом ISO 8178/1, действует в настоящее время. К недостаткам этого стандарта следует отнести отсутствие детализации по назначению двигателей (главные или вспомогательные), а также по рабочему объему и цилиндровой или агрегатной мощности. Эти недостатки отсутствуют в национальных стандартах США, выпуском и внедрением которых занимается

Агентство по охране окружающей среды (ЕРА). В стандартах ЕРА США помимо агрегатной мощности учитывается категория судовых дизелей, их назначение, вид топлива, а также специальные условия эксплуатации (Blue Sky Series). Развитию стандартов ЕРА США по ограничению выбросов вредных веществ с ОГ в атмосферу от судовых дизелей посвящен специализированный обзор, опубликованный в сборнике «Power Sourcing Guide 2020–2021», изданном группой «Diesel Progress International». Опыт развития стандартов, выпускаемых ЕРА США, может оказаться полезным для российских специалистов при очередном пересмотре/переиздании национальных стандартов РФ.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

Типичный диапазон мощности главных судовых дизелей категорий 1 и 2 составляет от 500 до 8000 кВт (от 700 до 11 000 л. с.). Такие двигатели приводят в движение суда различного назначения, в том числе буксиры, суда снабжения, рыболовные суда и другие плавсредства, работающие как на территории порта, так и за ее пределами. Они также используются на многих судах в качестве вспомогательных дизель-генераторов.

Категория 3 судовых дизелей охватывает диапазон мощности от 2500 до 70000 кВт (от 3000 до 100000 л. с.). В нее входят главные (пропульсивные) дизели особо большой мощности для океанских судов, таких как контейнеровозы, танкеры, сухогрузы и круизные лайнеры. Возможности контроля выбросов таких двигателей технологически ограничены.

Это связано, главным образом, с тем, что работают они, как правило, на остаточном топливе.

Остаточное топливо является побочным продуктом перегонки нефти с целью получения легких нефтепродуктов. Оно отличается высокими значениями плотности и вязкости (что ухудшает

качество сгорания), и, по сравнению с морскими дистиллятными топливами, содержит значительно больше золы, серы и азота. Кроме того, параметры остаточного топлива могут колебаться в широких пределах, поскольку содержание в нем примесей не нормировано. Согласно оценкам ЕРА, использование остаточного топлива приводит к повышению выбросов NO_x на 20–50 %, а выбросов РМ — на 750–1250 % (частиц сульфатов) по сравнению с дистиллятными топливами.

Нормативные документы

Выбросы от судовых дизелей (двигателей внутреннего сгорания) регламентируются рядом документов (первый из которых был выпущен в 1999 г.), распространяющихся на различные категории плавсредств. В некоторых случаях имеет место определенное «перекрывание» категорий. В частности, это относится к нормативам для дизелей мобильной внедорожной техники, которые могут применяться к некоторым двигателям, устанавливаемым на судах. Ниже приводится список основных документов, регулирующих выбросы от судовых двигателей.

➤ Постановление для судовых двигателей — 1999–23 ноября 1999 г. ЕРА был подписан документ «Нормативы вредных выбросов от новых судовых двигателей с самовоспламенением от сжатия (CI) мощностью 37 кВт и более [40 CFR ч. 89, 92][64 FR 64 73300–73373, 29 декабря 1999] в окончательной редакции. Принятые нормативы Tier 2 для двигателей категорий 1 и 2 базируются на стандартах для дизелей мобильной внедорожной техники, тогда как более мощные двигатели категории 3, как ожидается (но не требуется нормативным документом), должны соответствовать требованиям IMO MARPOL, Annex VI.

➤ Постановление для дизельных двигателей рекреационных судов — 2002 — Дизели, исполь-

Таблица 1

Категории главных судовых двигателей

Категория	Рабочий объем цилиндра (D)		Конструктивная основа
	Tier 1–2	Tier 3–4	
1	$D < 5 \text{ дм}^3$ *	$D < 7 \text{ дм}^3$	Дизели внедорожных машин
2	$5 \text{ дм}^3 < D < 30 \text{ дм}^3$	$7 \text{ дм}^3 < D < 30 \text{ дм}^3$	Тепловозные дизели
3	$D > 30 \text{ дм}^3$		Уникальные судовые дизели

* а также мощностью >37 кВт

зуемые на рекреационных судах, попадают под «Нормативы вредных выбросов для новых дизелей — мощные промышленные двигатели с искровым зажиганием (SI), дизели для рекреационных судов и рекреационные суда», подписанное 13 сентября 2002 г. [40 CFR ч. 89 и др.] [67 FR 68241-68447, 8 ноября 2002].

➤ Постановление для двигателей категории 3 — 2003 — Решение оставить самые мощные двигатели категории 3 вне сферы действия нормативных документов вызвало протест защитников окружающей среды, опротестовавших его в суде. Суд обязал ЕРА разработать нормативные документы по вредным выбросам для двигателей категории 3. Окончательный нормативный документ «Нормативы вредных выбросов для новых судовых двигателей с самовоспламенением от сжатия с объем цилиндра 30 и более литров [40 CFR ч. 9 и 94] [68 FR 9745-9789, 28 февраля 2003 г.], подписанный в январе 2003 г., в качестве стандарта установил для главных судовых двигателей Tier 1 — фактический эквивалент уровню выбросов согласно IMO MARPOL, Annex VI.

➤ Постановление для двигателей категорий 1 и 2 — 2008 — Нормативный документ, подписанный 14 марта 2008 г., установил для судовых дизелей нормативы вредных выбросов Tier 3 и Tier 4 [73 FR 88 25098-25352, 6 мая 2008 г.]. Стандарты вредных выбросов Tier 4 составлены на основе программы 2007/2010 для дизелей шоссейного транспорта и стандарта Tier 4 для внедорожной техники, и в них предусматривалось использование средств очистки ОГ. Чтобы форсировать внедрение методов каталитической очистки, ЕРА установило предельное допустимое содержание серы в морских топливах (как часть стандарта Tier 4 для внедорожной техники). В июне 2007 г. этот предел был установлен на уровне 500 ppm, а в июне 2012 г. — на уровне 12 ppm (данные нормы не относятся к остаточным топливам).

➤ Постановление для двигателей категории 3 — 2009 — 18 декабря 2009 г. ЕРА подписало новые нормы для двигателей категории 3 (опубликованы 30 апреля 2010 г.), устанавливающие нормативы Tier 2 и Tier 3 в целях гармонизации с поправками к правилам IMO MARPOL, Annex VI.

Область применения

Постановление для судовых двигателей — 1999. Область применения нормативного документа для судовых двигателей охватывает все судовые дизели мощностью 37 кВт (50 л. с.) и выше (двигатели меньшей мощности должны соответствовать стандартам для двигателей внедорожной техники). Область применения включает главные и вспомогательные судовые дизели. Главными считаются двигатели, с помощью ко-

торых судно приводится в движение или осуществляется его маневрирование (например, носовые подруливающие устройства), вспомогательными — все остальные двигатели на судне.

Классификация буровых платформ зависит от их способности к самостоятельному перемещению. Поскольку буровые суда считаются морскими судами, то на их двигатели распространяются правила для морских судов. Также морскими судами считаются полупогружные закоренные глубоководные платформы, имеющие средства для самостоятельного позиционирования. Морскими судами не считаются буровые платформы, стоящие на вечном якорю, поэтому никакие находящиеся на них двигатели (если таковые имеются) не считаются судовыми.

В соответствии с правилами для стационарных установок, судовыми двигателями не считаются передвижные вспомогательные двигатели, находящиеся на борту морского плавсредства. С точки зрения классификации, такие двигатели считаются стационарными вспомогательными двигателями, и на них распространяются правила для стационарных внедорожных двигателей. По классификации ЕРА, различие между судовыми вспомогательными двигателями и стационарными вспомогательными двигателями состоит в том, что судовой вспомогательный двигатель — это двигатель, чья система топливоподачи, охлаждения или выпуска либо является неотъемлемой частью судна, либо требует специального оборудования для их фиксации на судне. Все остальные вспомогательные двигатели не считаются судовыми.

Исключения из нормативов 1999 г.

➤ Двигатели, используемые на рекреационных судах (стандарты для двигателей рекреационных судов установлены правилами 2002 г.).

➤ Новые стационарные двигатели, прошедшие сертификацию на соответствие нормам вредных выбросов и адаптированные для использования на плавсредствах (при выполнении определенных условий).

➤ Двигатели гоночных судов.

➤ Двигатели военных судов (за исключением судов АНБ).

➤ Некоторые другие исключения (двигатели, предоставляемые для испытаний, для демонстрации, поставляемые на экспорт, и т. д.).

Постановление 1999 г. содержит также, так называемые «внешнеторговые исключения» (для двигателей категорий 1 и 2, установленных на океанских судах с главным двигателем категории 3) — для судов США, находящиеся менее 25 % рабочего времени в пределах 320-километровой зоны вокруг территории США. Постановлением 2003 г. (категория 3) внешнеторговые

Таблица 4

Нормативы для дизелей рекреационных судов

Рабочий объем цилиндра (D), дм ³	CO г/кВт·ч	NO _x +THC г/кВт·ч	PM г/кВт·ч	Год
0,5<D<0,9	5,0	7,5	0,40	2007
0,9<D<1,2	5,0	7,2	0,30	2006
1,2<D<2,5	5,0	7,2	0,20	2006
D>2,5	5,0	7,2	0,20	2009

под флагом США. Однако, согласно правилам IMO Annex VI, соответствующие нормативы вредных выбросов распространяются на иностранные суда, находящиеся в территориальных водах США.

Постановления для двигателей категорий 1 и 2 — 2008. Этим постановлением вводятся два уровня вредных выбросов — Tier 3 и Tier 4 —

Таблица 5

Нормативы Tier 3 для судовых дизелей категории 1 с удельной мощностью <35 кВт/дм³

Мощность (P) кВт	Рабочий объем (D) цилиндра дм ³	NO _x +THC г/кВт·ч	PM г/кВт·ч	Год
P<19	D<0,9	7,5	0,40	2009
19<P<75	D<0,9 ¹	7,5	0,30	2009
		4,7 ²	0,30 ²	2014
75<P<3700	D<0,9	5,4	0,14	2012
	0,9<D<1,2	5,4	0,12	2013
	1,2<D<2,5	5,6	0,11 ³	2014
	2,5<D<3,5	5,6	0,11 ³	2013
	3,5<D<7	5,8	0,11 ³	2012

* — нормативы Tier 3 NO_x+HC не распространяются на двигатели мощностью 2000–3700 кВт.

¹ — двигатели мощностью <75 кВт с рабочим объемом цилиндра >0,9 дм³ должны соответствовать нормативам для двигателей мощностью 75–3700 кВт;

² — вариант: нормативы 0,20 г/кВт·ч PM и 5,8 г/кВт·ч NO_x+HC вступают в силу в 2014 г.;

³ — этот разрешенный уровень для двигателей мощностью <600 кВт снижается в 2018 г. до 0,10 г/кВт·ч.

Таблица 6

Нормативы Tier 3 для судовых дизелей категории 1 с удельной мощностью >35 кВт/дм³

Мощность (P) кВт	Рабочий объем (D) цилиндра дм ³	NO _x +THC г/кВт·ч	PM г/кВт·ч	Год
P<19	D<0,9	7,5	0,40	2009
19<P<75	D<0,9 ¹	7,5	0,30	2009
		4,7 ²	0,30 ²	2014
75<P<3700	D<0,9	5,8	0,15	2012
	0,9<D<1,2	5,8	0,14	2013
	1,2<D<2,5	5,8	0,12	2014
	2,5<D<3,5	5,8	0,12	2013
	3,5<D<7	5,8	0,11	2012

¹ — двигатели мощностью <75 кВт с рабочим объемом цилиндра >0,9 дм³ должны соответствовать нормативам для двигателей мощностью 75–3700 кВт;

² — вариант: нормативы 0,20 г/кВт·ч PM и 5,8 г/кВт·ч NO_x+HC вступают в силу в 2014 г.

исключения были отменены для двигателей всех категорий.

Согласно постановлению 1999 г., для двигателей, работающих на дизельном топливе и для двигателей, работающих на всех остальных видах топлива, нормативы вредных выбросов одинаковы.

Постановление для рекреационных судов — 2002. Это постановление относится к судовым дизелям для вновь построенным рекреационных судов мощностью свыше 37 кВт (50 л. с.), используемым на яхтах, круизных катерах и других видах прогулочных судов. Правило 2002 г. не распространяется на подвесные моторы и двигатели скутеров с водометами.

Для двигателей, работающих на дизельном топливе и для двигателей, работающих на всех остальных видах топлива, нормативы вредных выбросов одинаковы.

Постановления для двигателей категории 3 — 2003 и 2009. Эти стандарты распространяются на новые двигатели и вновь построенные суда, зарегистрированные в США или плавающие

Таблица 2

Стандарты вредных выбросов от морских судов Tier 2*

Кат.	Рабочий объем цилиндра (D), дм ³	CO г/кВт·ч	NO _x +THC г/кВт·ч	PM г/кВт·ч	Год
1	Мощность>37 кВт D<0,9	5,0	7,5	0,40	2005
	0,9<D<1,2	5,0	7,2	0,30	2004
	1,2<D<2,5	5,0	7,2	0,20	2004
	2,5<D<5,0	5,0	7,2	0,20	2007 ¹
	5,0<D<15	5,0	7,8	0,27	2007 ¹
2	15<D<20 Мощность<3300кВт	5,0	8,7	0,50	2007 ¹
	15<D<20 Мощность>3300 кВт	5,0	9,8	0,50	2007 ¹
	20<D<25	5,0	9,8	0,50	2007 ¹
	25<D<30	5,0	11,0	0,50	2007 ¹

* — стандарты Tier 1 эквивалентны нормативам MARPOL Annex 6 Tier 1 по NO_x

¹ — нормативы Tier 1 вступили в силу в 2004 г.

Таблица 3

Нормативы добровольной сертификации для серии «Blue Sky Series» («Чистое небо»)

Рабочий объем цилиндра (D), дм ³	NO _x +THC г/кВт·ч	PM г/кВт·ч
Мощность>37 кВт при D<0,9	4,0	0,24
0,9<D<1,2	4,0	0,18
1,2<D<2,5	4,0	0,12
2,5<D<5,0	5,0	0,12
5,0<D<15	5,0	0,16
15<D<20 при мощности <3300 кВт	5,2	0,30
15<D<20 при мощности >3300 кВт	5,9	0,30
20<D<25	5,9	0,30
25<D<30	6,6	0,30

которые распространяются на новые, так и на модернизированные судовые дизели, а именно:

1. Новые двигатели: стандарт Tier 3 распространяется на двигатели, используемые в коммерческих, рекреационных и вспомогательных судах (включая двигатели мощностью менее 37 кВт, ранее регулируемые стандартами для внедорожной техники). Стандарты Tier 4, предписывающие использование средств газоочистки, распространяются на модернизируемые двигатели мощностью свыше 600 кВт (800 л. с.), используемые на коммерческих судах.

2. Модернизируемые двигатели: стандарты распространяются на модернизируемые дизели мощностью свыше 600 кВт для коммерческих судов.

Правило 2008 г. вводит исключения для двигателей следующих категорий:

➤ Опытные двигатели, двигатели, принадлежащие производителю и демонстрационные двигатели.

➤ Судовые дизели, представляющие собой судовую модификацию сертифицированных тепловозных, автомобильных двигателей и двигателей внедорожной техники.

➤ Двигатели гоночных судов.

➤ Экспортные двигатели.

➤ Некоторые двигатели военного назначения.

➤ Двигатели, установленные на плавсредствах, принадлежащих и используемых лично их владельцами (что позволяет рыбакам и любителям самоделок устанавливать на свои суда использованные или переоборудованные двигатели, а также обновленные устаревшие двигатели — чтобы не приобретать новый несертифицированный двигатель у его производителя).

Не все исключения являются автоматическими. Производителям двигателя или судна, а также судовладельцам в некоторых случаях необходимо будет обращаться к ЕРА за разрешением на то или иное исключение.

Нормативы вредных выбросов — стандарты категории 3, уровень Tier 1. Постановлением 2003 ЕРА инкорпорировала нормативы вредных выбросов NO_x Tier 1 применительно к двигателям категории 3, что эквивалентно нормативам IMO MARPOL Annex VI. Тем самым предельно допустимое значение выброса NO_x с ОГ устанавливается на уровне от 17 до 9,8 г/кВт·ч, при этом более высокий уровень соответствует более малооборотным двигателям.

Предельно допустимые значения вредных выбросов по ЕРА Tier 1 распространяются на двигатели, построенные в 2004 г. и позже. Эти значения должны быть достигнуты за счет организации рабочего процесса двигателя, без использования устройств очистки ОГ.

Таблица 7

Стандарт Tier 3 для судовых дизелей категории 2¹

Мощность (P) кВт	Рабочий объем (D) цилиндра дм ³	NO _x +THC** г/кВт·ч	PM г/кВт·ч	Год
P<3700	7<D<15	6,2	0,14	2013
	15<D<20	7,0	0,27 ¹	2014
	20<D<25	9,8	0,27	2014
	25<D<30	11,0	0,27	2014

* — вариант Tier 3 PM/NO_x+HC на уровне 0,14/7,8 г/кВт·ч вступает в силу в 2012 г., а Tier 4 — в 2015 г.;

** — нормативы Tier 3 NO_x+HC не распространяются на двигатели мощностью 2000–3700 кВт;

¹ — 0,34 г/кВт·ч для двигателей мощностью менее 3300 кВт.

Таблица 8

Стандарт Tier 4 для судовых дизелей категорий 1/2

Мощность (P), кВт	NO _x , г/кВт·ч	HC, г/кВт·ч	PM, г/кВт·ч	Год
P>3700	1,8	0,19	0,12 ¹	2014 ³
	1,8	0,19	0,06	2016 ²³
2000<P<3700	1,8	0,19	0,04	2014 ³⁴
1400<P<2000	1,8	0,19	0,04	2016 ³
600<P<1400	1,8	0,19	0,04	2017 ⁴

¹ — 0,25 г/кВт·ч для двигателей с рабочим объемом цилиндра 15–30 дм³;

² — модельные годы, когда может начинаться срок действия факультативных нормативов;

³ — вариант для двигателей категории 2: нормативы Tier 3 PM/NO_x+HC на уровне 0,14/7,8 г/кВт·ч вступают в силу в 2012 г., а Tier 4 — в 2015 г.;

⁴ — нормативы Tier 3 по PM для этих двигателей продолжают действовать только в модельные годы 2014 и 2015.

Другие выбросы, кроме NO_x, не нормируются.

Стандарты Tier 2–3. Согласно постановлению ЕРА 2009 г., для вновь строящихся двигателей категории 3 были введены стандарты Tier 2 и Tier 3.

➤ Стандарт Tier 2 вступил в силу с начала 2011 г. Он подразумевает необходимость выполнения соответствующих требований за счет организации рабочего процесса двигателя, с помощью правильного фазирования впрыска и газораспределения, охлаждения двигателя и современных электронных систем управления. Стандарт Tier 2 устанавливает предельно допустимые значения выбросов NO_x на 15–25 % меньше, чем Tier 1.

➤ Стандарт Tier 3 вступил в силу с начала 2016 г. Его требования могут быть выполнены с помощью высокоэффективных технологий управления выбросами, как, например, селективная каталитическая очистка (SCR), позволяющая снизить выбросы NO_x на 80 % по сравнению с уровнем Tier 1.

Нормативы ЕРА Tier 2–3 по выбросам NO_x полностью соответствуют нормативам IMO Tier 2–3. В зависимости от частоты вращения двигателя, предельно допустимые значения выбросов NO_x с отработавшими газами находятся в диа-

пазоне от 14,4 до 7,7 г/кВт·ч, а по нормативам Tier 3 — в диапазоне от 3,4 до 1,96 г/кВт·ч.

Зоны контролируемых выбросов IMO (ECA). Организация IMO определила территориальные воды вокруг побережья США и Канады как североамериканские зоны контролируемых выбросов NO_x и SO_x (с августа 2012 г.), а территориальные воды вокруг Пуэрто-Рико и Виргинских островов США — как карибские зоны контролируемых выбросов NO_x и SO_x (с начала 2014 г.).

Статус ECA означает, что, находясь в территориальных водах США, суда под иностранным флагом обязаны соблюдать требования нормативов IMO Tier 3 по выбросам NO_x (эти нормативы действуют только в пределах зон ECA). Кроме того, необходимо соблюдать требование использования только малосернистых топлив (в зонах ECA, определенных IMO, а в зонах ECA США — в зонах ECA, определенных U.S. EPA).

Нормативы вредных выбросов — категории 1 и 2

Нормативы вредных выбросов Tier 1–2. Нормативы выбросов для дизелей категорий 1 и 2 основаны на аналогичных документах для тепловозных дизелей и двигателей внедорожной техники. В табл. 2 приведены нормативы вредных выбросов EPA, определяемые как нормативы Tier 2 и даты их ввода в действие. Нормативы Tier 1 по выбросам NO_x эквивалентны нормативам MARPOL Annex VI, согласно постановлению EPA 1999 г. были факультативными, но согласно постановлению 2003 г. (разработанному для дизелей категории 3) стали обязательными также для дизелей категорий 2 и 1 с рабочим объемом цилиндра более 2,5 л, начиная с 2004 г.

Законодательством ограничиваются выбросы NO_x+THC, PM, и CO. Для судовых дизелей законодательных ограничений дымности ОГ пока нет. По мнению регуляторов, существенный вклад в ограничение дымности ОГ внесут новые нормативные документы по выбросам PM.

Ранее EPA предлагало ввести в действие более жесткие нормативы Tier 3 в период с 2008 по 2010 гг. В окончательную редакцию постановления 1999 г. нормативы Tier 3 не вошли.

Программа Blue Sky Series

Рекреационные суда (постановление EPA 2002 г.). Нормативы вредных выбросов для рекреационных судов, постепенно вводившиеся в действие, начиная с 2006 г., в зависимости от мощности двигателей, приведены в табл. 4. Они аналогичны нормативам Tier 2 для двигателей коммерческих судов категории 1.

Рекреационные суда подпадают также под ограничения, связанные с допустимой зоной рабочих режимов (NTE — «not-to-exceed»). К двигателям рекреационных судов не предъ-

является требование нулевой дымности ОГ. Для этих судов, как и для коммерческого флота, добровольно принимаемое ограничение «Blue Sky Series» («Чистое небо»), которое предусматривает верхнюю границу выбросов на 45 % ниже обязательного максимума.

Нормативы Tier 3–4. В табл. 5–8 представлены нормативы Tier 3–4 и сроки их ввода в действие. Нормативы Tier 3, предполагающие снижение вредных выбросов за счет совершенствования рабочего процесса, вводятся в действие постепенно, с 2009 по 2014 гг. Нормативы Tier 4, предполагающие снижение вредных выбросов судовых двигателей мощностью свыше 600 кВт за счет внешних средств газоочистки, вводятся в период с 2014 по 2017 гг. Для двигателей, которые по своей номинальной мощности не вошли в таблицы, относящиеся к спецификациям Tier 3 и Tier 4, продолжают действовать предыдущие нормативы (соответственно Tier 2 или Tier 3).

Вводится различие между двигателями с высокой удельной мощностью, устанавливаемыми на глиссирующих судах, и двигателями с обычной удельной мощностью. Границей между обеими упомянутыми категориями считается удельная мощность 35 кВт/дм³ (47 л. с./дм³).

Для всех двигателей категорий 1–2, начиная с соответствующих модельных лет, в дополнение к упоминаемым выше нормативам по выбросам NO_x+HC и PM вводятся следующие предельно допустимые значения выбросов CO:

- 8,0 г/кВт·ч для двигателей мощностью менее 8 кВт;
- 6,6 г/кВт·ч для двигателей мощностью более 8 кВт и менее 19 кВт;
- 5,5 для двигателей мощностью более 19 кВт; и менее 37 кВт.
- 5,0 для двигателей мощностью более 37 кВт.

Таблица 9

Испытательные циклы для сертификации судовых дизелей категорий 1/2

Область применения	Испытательный цикл
Главный судовой двигатель общего назначения	ISO 8178 E3
Главный судовой двигатель, работающий с постоянной скоростью	ISO 8178 E2
Главные судовые двигатели, работающие с переменной скоростью не по винтовой характеристике, и вспомогательные судовые двигатели, работающие с переменной скоростью	ISO 8178 C1
Вспомогательные судовые двигатели, работающие с постоянной скоростью	ISO 8178 D2
Судовые двигатели рекреационных судов	ISO 8178 E5

Испытания на вредные выбросы

Двигатели категорий 1–2. Испытания двигателей категории 1 выполняются по методике 40 CFR 89, используемой для испытаний внедорожной техники (Tier 1–3), а испытания двигателей категории 2 выполняются по методике 40 CFR 92 (для тепловозных двигателей). Существуют некоторые исключения, предусматривающие другие испытательные циклы, другое топливо для испытаний, и испытания NTE. Двигатели категорий 1–2 испытываются по различным испытательным циклам ISO 8178 (табл. 9).

В дополнение к испытательным циклам, где определяется среднее значение для нескольких испытательных режимов, Правило устанавливает проверку на ограничения, связанные с допустимой зоной рабочих режимов (NTE — «not-to-exceed»). Ее цель — убедиться в том, что в любой точке допустимой зоны режимов рабочие условия достаточно близки к усредненному контролируемому уровню. Зоны NTE определяются как области на карте рабочих режимов двигателя. Предельно допустимые значения выбросов внутри зон NTE суть множители, указывающие, во сколько раз предельно допустимое значение больше средневзвешенного значения всех нормируемых выбросов ($\text{NO}_x + \text{THC}$, CO и PM). Значения этого множителя: для Tier 1–2 — от 1,2 до 1,5; для Tier 3–4 — от 1,2 до 1,9.

Топливо для испытаний судовых дизелей должно иметь весовое содержание серы в пределах от 0,03 до 0,80, что характерно для большинства сортов топлива, используемых на практике.

Двигатели категории 3. Двигатели категории 3 испытываются методами, аналогичными тем, что установлены IMO MARPOL Annex VI (испытательные циклы E2 и E3 по ISO 8178). Основные различия между требованиями EPA и MARPOL:

(1) согласно требованиям EPA, ответственность за соблюдение установленных нормативов для двигателя, находящегося в эксплуатации, лежит на его производителе (согласно требованиям MARPOL, она лежит на операторе судна);

(2) согласно требованиям EPA, необходимо продемонстрировать устойчивость результатов (согласно требованиям MARPOL, это необходимо только для двигателей, установленных на судне;

(3) между требованиями EPA и MARPOL существуют некоторые различия в определенных условиях испытаний и параметрах (значения температур воздуха и воды, некоторые настройки двигателя, и т. п.).

Пределы выбросов NTE и требования к испытаниям для двигателей категории 3 не нормированы.

Допускается проводить испытания двигателей категории 3 на дистиллятных топливах, даже если на судах, где они установлены, используются преимущественно остаточные топлива (такая возможность не противоречит MARPOL Annex VI).

Литература

Emission Reference Guide and Standards. Emission Standards USA, Marine Diesel // Power Sourcing Guide 2020–2021. 2020, volume 85. Pp. 39–44.

УДК 621.436

Марков В.А., Кулешов А.С., Неверов В.А. Бовэнь Са, Зенкин А.Н. Совершенствование процессов распыливания и смесеобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах // Двигателестроение. — 2021. — № 1. — С. 3–12.

Ключевые слова: дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, рапсовое масло, смесевое биотопливо, процессы распыливания и смесеобразования.

Альтернативные топлива для дизелей, получаемые с использованием растительных масел, отличаются от нефтяного дизельного топлива повышенными плотностью, вязкостью, поверхностным натяжением и пониженной сжимаемостью, что вызывает ухудшение качества распыливания топлива и процесса смесеобразования. Исследования процессов распыливания топлива и смесеобразования на дизеле типа Д-245.12С показали, что приемлемое качество этих процессов, а также возможность снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами достигается при работе дизеля не на чистых растительных маслах, а на нефтяном дизельном топливе с добавкой рапсового масла в количестве до 10 % по объему.

Табл. 9. Ил. 6. Библ. 22 назв.

УДК 623.1/.7

Иванов В.В., Шабалин Д.В., Проговоров А.П. Математическая модель расчета внутрицилиндровых процессов дизельного двигателя с учетом температуры охлаждающей жидкости // Двигателестроение. — 2021. — № 1. — С. 13–19.

Ключевые слова: дизельный двигатель, камера сгорания, математическая модель, рабочий процесс, температура охлаждающей жидкости, теплообмен.

Предложена математическая модель для описания процессов в камере сгорания дизельного двигателя на основе уравнения теплового баланса рабочего тела. Указанная модель позволяет решать сопряженные задачи расчета процессов наполнения и сжатия, а также, теплообмена со стенками камеры сгорания. Расчет параметров рабочих процессов в камере сгорания позволяет выполнить детальный анализ показателей топливной экономичности двигателя и тепломеханической нагруженности деталей, образующих камеру сгорания, в зависимости от температуры охлаждающей жидкости.

Табл. 4. Ил. 11. Библ. 19 назв.

УДК 621.436

Кочев Н.С., Плотноков Л.В., Григорьев Н.И. Совершенствование процесса топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера // Двигателестроение. — 2021. — № 1. — С. 20–25.

Ключевые слова: тепловозный дизель, процесс топливоподачи, угол опережения впрыска топлива, цикл Миллера, моторные испытания, эксплуатационные и экологические показатели.

Представлены результаты доводочных работ по совершенствованию процесса топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера на режимах тепловозной характеристики. Установлены оптимальные углы опережения впрыска топлива для различных нагрузочных режимов в целях снижения удельного эффективного расхода топлива и улучшения экологических показателей дизеля. Предложены технические решения, позволяющие улучшить процесс топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН 21/21.

Табл. 3. Ил. 6. Библ. 22 назв.

УДК 621.43.3

Путинцев С.В., Чирский С.П., Стрельникова С.С. Влияние вязкости минерального моторного масла и присутствие в нем антифрикционной присадки на механические потери малоразмерного дизеля // Двигателестроение. — 2021. — № 1. — С. 26–31.

Ключевые слова: дизель, механические потери, трение, моторное масло, вязкость, антифрикционная присадка.

Представлены результаты сравнительных испытаний трех видов смазочных материалов с целью определения влияния вязкости масла и наличия в нем антифрикционной присадки на общие механические потери в двигателе. Механические потери определялись на экспериментальной макетной установке электродинамическим и калориметрическим методами. Результаты тестирования показали, что снижение высокотемпературной

вязкости моторного масла на 62 % обеспечивает снижение потерь трения в среднем на 22 %. При этом введение в вязкое моторное масло антифрикционной присадки снижает потери трения на 6 %. В ходе исследования установлено, что характер изменения механических потерь в дизеле от времени и скоростного режима работы соответствует известным научным представлениям о процессах трения смазываемых деталей машин.

Табл. 1. Ил. 3. Библ. 8 назв.

УДК 629.113.6

Алиев С.А., Салатова Д.А., Гаджиев А.В. Улучшение пусковых качеств тракторного дизеля на основе применения обратимой электрической машины // Двигателестроение. — 2021. — № 1. — С. 32–36.

Ключевые слова: тракторный дизель, стартер-генераторное устройство, обратимая электрическая машина, демпфер крутильных колебаний.

Показано, что решение задачи увеличения мощности электропотребителей современных тракторов обеспечивается применением интегрированного стартер-генератора (на базе обратимой электрической машины), размещенного между блоком цилиндров ДВС и сцеплением трактора. Принятая компоновка позволяет передавать значительную мощность в обоих направлениях, улучшает пусковые качества дизельных двигателей тракторов, а также реализует функции гашения крутильных колебаний коленчатого вала, что снижает уровень шума и вибрации. Преимущество предлагаемой конструкции состоит в использовании электрической машины для пуска двигателя, которая затем переключается в генераторный режим, обеспечивая питание бортовой сети электрической энергией, заменяя стартер и генератор, а на некоторых тракторах пусковой поршневой двигатель. Ил. 5. Библ. 7 назв.

УДК 621.43

Двигатели, работающие на метаноле (по материалам конгресса CIMAC) // Двигателестроение. — 2021. — № 1. — С. 37–48.

Ключевые слова: судовые двигатели, альтернативные топлива, метанол, отработавшие газы, вредные выбросы

В последние годы во всем мире наблюдается поиск альтернативных топлив с очень низким (<0,1 %) или нулевым содержанием серы. По запросу компании «Stena Line», фирма «Wartsila» приступила к работе над проектом, в ходе которого в качестве бессернистого топлива был выбран метанол. Метанол способствует снижению выбросов не только серы, но также окислов азота и твердых частиц, его способность к биodeградации уменьшает риски загрязнения окружающей среды из-за аварийных разливов топлива. Физические и химические свойства метанола делают его перспективным топливом для двигателей с искровым зажиганием (октановое число 106), а его способность гореть без образования сажи делает метанол перспективным и для дизелей. В настоящем докладе описаны принципы построения (запатентованной) системы топливоподачи, основные проблемы, которые пришлось решить в ходе ее создания, а также результаты эксплуатационных испытаний на пароме «Stena Germanica» — первом судне, оборудованном инновационной системой, работающей на метаноле. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником.

Табл. 4. Ил. 16. Библ. 9 назв.

УДК 621.43

Стандарты ЕРА США по ограничению вредных выбросов судовых дизелей (по материалам Power Sourcing Guide 2020–2021) // Двигателестроение. — 2021. — № 1. — С. 49–54.

Ключевые слова: Судовые дизели, нормирование вредных выбросов, развитие стандартов ЕРА США.

Создание и введение в действие национальных стандартов, регламентирующих выбросы вредных веществ с отработавшими газами судовых дизелей, имеет ряд существенных различий и особенностей. Так, например, в стандартах ЕРА США при назначении нормы выбросов помимо агрегатной мощности учитывается категория судовых дизелей, их назначение, вид топлива, а также специальные условия эксплуатации (Blue Sky Series). Опыт развития стандартов, выпускаемых ЕРА США, может оказаться полезным для российских специалистов при очередном пересмотре/переиздании национальных стандартов РФ. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником. Табл. 9. Библ. 1 назв.

UDC 621.436

Markov V.A., Kuleshov A.S., Neverov V.A., Sa Boven, Zenkin A.N. Improvement of fuel atomization and mixing processes in engines firing mixed biofuels // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 1. — Pp. 3–12.

Keywords: diesel engine, petroleum diesel fuel, rapeseed oil, mixed biofuel, atomization and mixing processes.

Alternative diesel fuels based on vegetable oils differ from petroleum diesel fuel in many respects, such as higher density, viscosity and surface tension, as well as lower compressibility, which results in poorer fuel atomization and mixing ability. These authors tested operation of type D-245.12C diesel engine on various fuels. It was shown that engine efficiency and environmental performance may be improved when its fires regular petroleum diesel fuel added with 10 % vol. rapeseed oil, rather than pure biofuel. 9 tables, 6 ill., 22 ref.

UDC 623.1/.7

Ivanov V.V., Shabalin D.V. and Progovorov A.P. Simulation of in-cylinder heat exchange processes taking account of coolant temperature // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 1. — Pp. 13–19.

Keywords: diesel engine, combustion chamber, mathematical model, combustion process, coolant temperature, heat exchange

The authors discuss their mathematical model of in-cylinder heat exchange processes, based on actuating medium heat calculation. The model simulates processes during suction and compression strokes, as well as heat exchange through combustion chamber walls. This contributes into the analyses of engine fuel economy and mechanocaloric load on combustion chamber components vs. coolant temperature.

4 tables, 11 ill., 19 ref.

UDC 621.436

Kochev N.S., Plotnikov L.V. and Grigoryev N.I. Improvement of fuel injection characteristics of type 8CHN21/21 locomotive engine featuring Miller cycle // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 1. — Pp. 20–25.

Keywords: locomotive engine, fuel injection, injection advance angle, Miller cycle, stand tests, operating parameters, environmental performance.

The authors present the results of their investigation into the improvement of fuel injection characteristics of type 8CHN21/21 locomotive engine featuring Miller cycle. Optimum injection advance angles have been determined for varying load, so as to improve engine operating parameters and environmental performance. 3 tables, 6 ill., 22 ref.

UDC 621.43.3

Putintsev S.V., Chirsky S.P. and Strelnikova S.S. Influence of mineral oil viscosity and anti-friction additive therein on mechanical losses in a small diesel engine // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 1. — Pp. 26–31.

Keywords: diesel engine, mechanical losses, friction, motor oil, viscosity, anti-friction additive.

Three kinds of lubricants have been tested with a view to evaluate influence of mineral oil viscosity and anti-friction additive therein on mechanical losses in a diesel engine. The mechanical losses have been evaluated using electrodynamic and colorimetric methods. According to the test results, lowering motor oil high-temperature viscosity by 62 % results in lowering average friction losses by 22 %. Use of anti-friction additive results in further lowering average friction losses by 6 %. Friction losses vs. time and engine speed curves were found to comply with known concepts of lubricated friction pair performance. 1 table, 3 ill., 8 ref.

UDC 629.113.6

Aliev S.A., Salatova D.A. and Gajiev A.V. Reversible electrical machine as a means to improve start performance of a tractor diesel engine // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 1. — Pp. 32–36.

Keywords: tractor diesel engine, starter-generator, reversible electrical machine, torsional damper.

Built-in starter-generator (based on a reversible electrical machine) placed between engine flywheel and tractor coupling is shown as a means to contribute into enhance the capacity of energy consumers driven by the tractor engine. The concept in question enables considerable power transfer in both directions, improves start performance of a tractor diesel engine and facilitates damping of torsional oscillations, thus reducing noise and vibration level. The advantage of an offered power unit layout is that the electrical machine is initially used as engine starter, whereupon it switches into generator mode. Then it is used as an power supply for the vehicle network. Therefore, it operates both as engine starter and generator, thus making needless conventional electric or reciprocating engine starter. 5 ill., 7 ref.

UDC 621.43

Methanol as engine fuel (based on CIMAC papers) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 1. — Pp. 37–48.

Keywords: marine engines, alternative fuels, methanol, exhaust gases, noxious emissions.

The regulations as well as expectations on shipping concerning the environmental impact have been growing in recent years. This has led to a search for very low sulphur (<0,1 %) or sulphur-free alternative fuels. Consequently and on request from Stena Line, Wartsila initiated a project to select a sulphur-free fuel to be used initially on Stena ships. The fuel chosen is a liquid state methanol. Besides the total sulphur reduction, methanol is also contributing to emission reduction, in terms of nitrogen oxides and particulates, and provides a fuel that is biodegradable, decreasing environmental impact from accidental spills. The physical and chemical properties of methanol make it very well suited for use in spark-ignited engines. It has excellent ignition properties with an Octane number of 106. But its ability to combust without forming soot (due to the lack of carbon-to-carbon bonds) has attracted diesel engine designers to find ways of using it as well. This paper describes the patented injection system working principles and its key design challenges, the first laboratory engine results, as well as the results from the application on the first ever ship operated on methanol, the passenger ferry Stena Germanica, leading the technology development and leaving a positive trace on the society.

The CIMAC paper is translated into Russian by G. Melnik, PhD. 4 tables, 16 ill., 9 ref.

UDC 621.43

US EPA Exhaust Emission Standards for Marine Diesel Engines (based on Power Sourcing Guide 2020–2021) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2021. — № 1. — Pp. 49–54.

Keywords: marine diesel engines, emission regulations, evolution of US EPA standards.

Development and implementation of national standards regulating noxious emissions from ships involves many peculiarities. E.g., US EPA standards, apart from rated power, takes account of engine category, service class, type of fuel and special duty features (Blue Sky Series). Experience of US EPA standard evolution may be of particular interest for Russian specialists involved in revision of relevant national standards. The original paper is translated into Russian by G. Melnik, PhD. 9 tables, 1 ref.

Уважаемые читатели журнала!

На журнал «Двигателестроение»

можно подписаться:

в почтовых отделениях связи

по каталогу агентства:

«ПРЕССА РОССИИ»

**Подписной индекс
журнала**

**«Двигателестроение» —
70259**

Подписаться на журнал можно и в редакции.

Срок подписки на журнал

«Двигателестроение»

в редакции не ограничен.

Для оформления подписки

в редакции необходимо

отправить заявку

по e-mail: ecology@rdiesel.ru

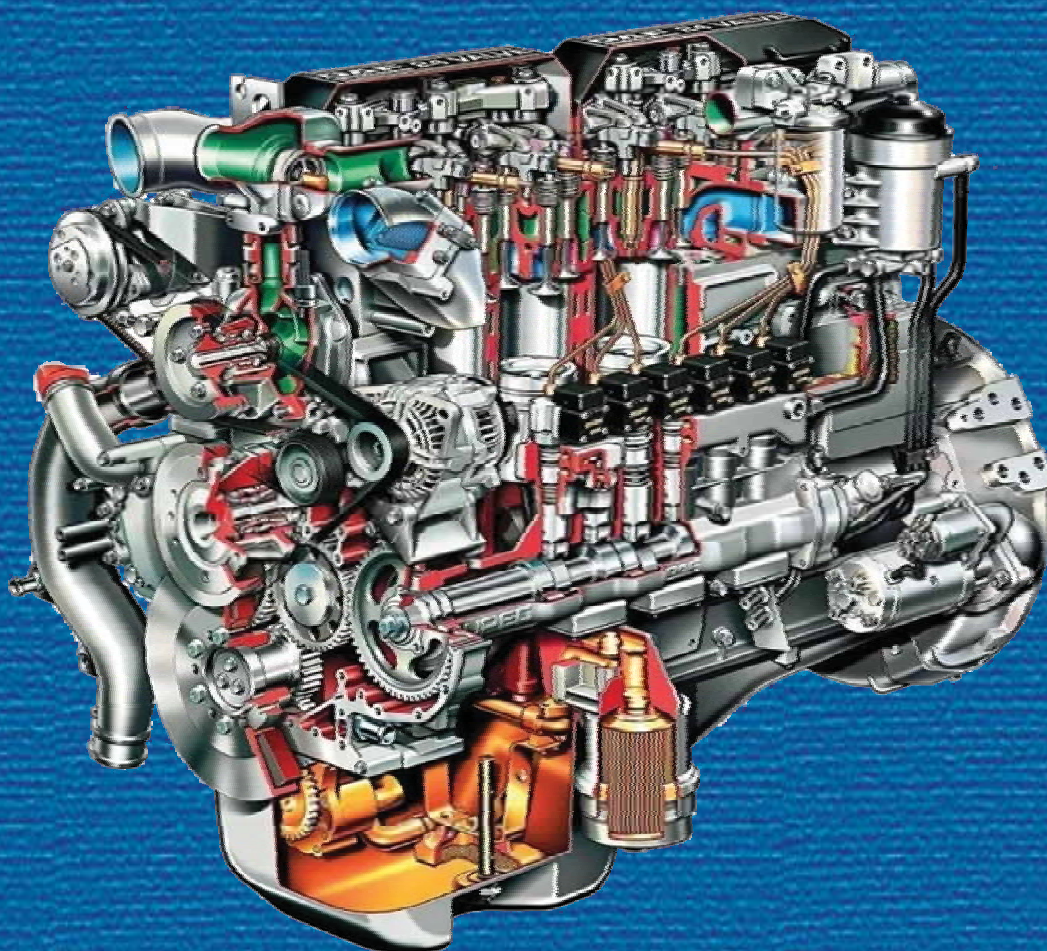
Почтовый адрес редакции:

190020, Санкт-Петербург, а/я 9

Телефон редакции: +7 (812) 719-73-30

В редакции можно заказать ранее вышедшие номера журнала

www.rdiesel.ru



Экология НПФ

ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ

190020
Санкт-Петербург, а/я 9
Тел.: +7(812)719-73-30
e-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru