

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 3 (281)
июль–сентябрь 2020

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
<i>Новиков Л.А., Кострыгин А.Н.</i> Реализация программы импортозамещения при постройке судовых двигателей типа Д49 на АО «Коломенский завод»	<i>Novikov L.A. and Kostrygin A.N.</i> 3 Import replacement program as applied to construction of type D49 marine diesel engines at JSC «Kolomna Works»
<i>Обозов А.А., Новиков Р.А.</i> Параметрическая оптимизация закона тепловыделения судового малооборотного дизеля	<i>Obozov A.A. and Novikov R.A.</i> 10 Parameters optimization of heat release curve in marine low-speed diesel engine
АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ	AUTOMATION AND DIAGNOSTICS
<i>Волков Ю.В.</i> Цифровизация диагностических выбросигналов дизеля	<i>Volkov Yu.V.</i> 13 Digitization of vibration signals in engine diagnostics
ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ	FUEL. LUBRICANTS
<i>Алимов В.А., Захаров Е.А., Сафаров Э.Г., Федянов Е.А.</i> Влияние добавок синтез-газа к пропан-бутану на процесс сгорания в автомобильном двигателе	<i>Alimov V.A., Zakharov Ye.A., Safarov E.G. and Fedyanov E.A.</i> 17 Addition of synthetic gas to propane-butane as a means to improve combustion in motor vehicle engine
<i>Прокopcова М.Д., Шаталов К.В., Уханов Д.А.</i> Методы оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений	<i>Prokoptsova M.D., Shatalov K.V. and Ukhanov D.A.</i> 21 Motor oil tendency to low-temperature sedimentation: evaluation methods
<i>Ватолин Д.С.</i> Особенности применения СПГ в качестве топлива для судовых ДВС	<i>Vatolin D.S.</i> 28 LNG as a fuel for marine reciprocating engines
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса CIMAC)	35 Development of gas engine design (based on the CIMAC proceedings)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	54 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 (2005–2020 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 02.09.2020
Подписано в печать 23.09.2020
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 136. 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». 2020. № 3 (281)

РЕАЛИЗАЦИЯ ПРОГРАММЫ ИМПОРТОЗАМЕЩЕНИЯ ПРИ ПОСТРОЙКЕ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА Д49 НА АО «КОЛОМЕНСКИЙ ЗАВОД»

Л.А. Новиков, к.т.н., с.н.с., ген. директор
ООО НПФ «Экология», Санкт-Петербург
А.Н. Кострыгин, гл. конструктор
ООО ИЦД ТМХ, г. Коломна

На судовом дизеле типа Д49 модели 4-10Д49 исполнения V-16 выполнена программа экспериментальных исследований по определению оптимальных регулировок дизелей при их комплектации турбокомпрессорами отечественного производства типа ТК 35В-31 согласно программе импортозамещения. Установлено, что двигатели модели 4-10Д49 в оптимальном состоянии полностью соответствуют международным нормативам по выбросам NO_x (IMO Tier-II) и требованиям российского стандарта по ограничению выбросов вредных веществ в атмосферный воздух (ГОСТ 31967–2012). При этом обеспечивается конкурентоспособный уровень технико-экономических характеристик и потребительских свойств. По результатам испытаний показана целесообразность формирования нового семейства судовых двигателей «Family 22Д49RU», представленного базовым двигателем мощностью 3630 кВт при 1000 об/мин. Приведены результаты сравнительных измерений выбросов NO_x , выполненных альтернативными электрохимическими и эталонными хемилюминесцентными газоанализаторами, сформулированы условия обеспечения эквивалентных результатов измерений.

Введение

В феврале 2018 г. на АО «Коломенский завод» была выполнена процедура сертификации на соответствие требованиям Правила 13.4 Приложения VI к Международной конвенции МАРПОЛ 73/78 (IMO Tier-II) [1] семейства судовых двигателей универсального применения «Family 22Д49», представленного базовым двигателем типа Д49 (типоразмер ЧН26/26, модель 22Д49, мощность 1700 кВт при 1000 об/мин). В состав семейства были включены двигатели исполнения V-8 (модель 22Д49) и V-16 (модель 2-10Д49 мощностью 3600 кВт при 1000 об/мин), предназначенные для работы в составе дизель-генераторов в качестве бортовых электростанций (вспомогательные двигатели), или для привода винта регулируемого шага



(ВРШ) судов с электродвижением (главные двигатели). Цилиндровая мощность двигателей семейства «Family 22Д49» находится в диапазоне от 200 до 230 кВт при 1000 об/мин.

Комплектация двигателей семейства на момент сертификации базового двигателя (февраль 2018 г.) планировалась агрегатами наддува фирмы АВВ типа TPS48-F33 (для модели 22Д49 исполнения V-8) и типа TPS57-F33 (для модели 2-10Д49 исполнения V-16). Технические характеристики турбокомпрессоров фирмы АВВ обеспечивали оптимальное соотношение воздух–топливо на всех режимах эксплуатационной характеристики (в том числе на малых нагрузках), что позволяло достигать приемлемых характеристик по топливной экономичности и невысоких значений выбросов NO_x при малых углах опережения впрыска топлива $\varphi_{\text{впр}}$ [2]. Так, например, при установленном производителем (АО «Коломенский завод») для двигателей семейства «Family 22Д49» предельном значении $\varphi_{\text{впр}} = 13$ град ПКВ до ВМТ, удельный эффективный расход топлива базового двигателя модели 22Д49 исполнения V-8 на режиме максимальной длительной мощности ($P_{\text{МДМ}}$) составил $b_e = 211$ г/кВт·ч (средневзвешенный удельный расход топлива при испытаниях по циклу D2 составил $b_s = 225,4$ г/кВт·ч). При этом удельный средневзвешенный выброс NO_x 6,6–6,9 г/кВт·ч, что на 30–35 % ниже предельно-допустимого по нормативу IMO Tier-II выброса $\text{NO}_x = 8,98$ г/кВт·ч.

Однако введение секторальных экономических санкций со стороны стран ЕС и прекращение поставок в РФ турбокомпрессоров фирмой АВВ привело к необходимости заменить комплектацию двигателей семейства «Family 22Д49» турбокомпрессорами отечественного производства. Импортозамещение для двигателей 22Д49 исполнения V-8 было реализовано достаточно успешно за счет их комплектации турбокомпрессорами типа ТКР 180.05.06 производства АО «Турботехника» (г. Протвино, Московской обл.). При испытаниях на стенде турбокомпрессоры ТКР 180.05.06 обеспечивали идентичные с агрегатами наддува АВВ характеристики по давлению наддува и производительности (рис. 1, а).

В отношении двигателей 2-10Д49 исполнения V-16 реализация импортозамещения оказалась более проблемной. Турбокомпрессоры с осевой турбиной типа ТК 35В-31 (рис. 1, б), были разработаны для тепловозных дизелей, выпускаемых ООО СКБТ (г. Пенза). В принципе они могут обеспечить приемлемые по производительности и давлению наддува характеристики при работе двигателя по нагрузочной характеристике. Однако различие в регулировках тепловозных и судовых дизелей, а также в составе и продолжительности

характерных режимов эксплуатационных характеристик привело к возникновению технических проблем, требующих решения. Так, например, вследствие более низкого КПД турбокомпрессора ТК 35В-31, при предельном значении угла опережения подачи топлива $\varphi_{впр} = 13$ град ПКВ до ВМТ для двигателей 2-10Д49 (условие принадлежности к семейству «Family 22Д49»), температура отработавших газов перед турбиной на номинальном режиме превышала заявленное изготовителем и одобренное Российским морским регистром судоходства (РС) предельное значение $T_{exh} = 650$ °С (при условиях по ISO 3046–1). Для обеспечения надежности судового двигателя превышение предельного значения T_{exh} недопустимо в соответствии с требованиями правил РС. Рабочие параметры двигателя, относящиеся к его потребительским свойствам, также ухудшились. Удельный эффективный расход топлива двигателя 2-10Д49 исполнения V-16 на режиме максимальной длительной мощности ($P_{МДМ}$) составил $b_e = 227$ г/кВт·ч (рост на 7,6 %), а удельный средневзвешенный расход топлива (эквивалент эксплуатационного расхода) при работе на режимах цикла D2 составил $b_z = 244,5$ г/кВт·ч (рост на 8,5 %). Понятно, что для двигателя типоразмера ЧН26/26 полученные в результате испытаний рабочие параметры не могут быть признаны удовлетворительными, поскольку в пределах ограничений, установленных концепцией семейства «Family 22Д49», двигатель имеет низкую топливную экономичность, работает с предельными значениями критериев, определяющих надежность, что может негативно отразиться на его конкурентоспособности [3].

1. Формирование нового семейства двигателей типа Д49 «Family 22Д49RU»

1.1. Необходимые конструктивные изменения и регулировки

Приведенные выше результаты испытаний первого построенного судового двигателя модели 2-10Д49 исполнения V-16, мощностью 3600 кВт при 1000 об/мин, укомплектованного турбокомпрессорами российского производства типа ТК 35В-31 (с конструкцией элементов проточной части, соответствующей тепловозной характеристике), углом опережения подачи топлива $\varphi_{впр} = 13$ град ПКВ до ВМТ, показали необходимость внесения следующих изменений:

- принимая во внимание значительный запас (в 30–35 %) по выбросам NO_x , по отношению к действующему нормативу IMO Tier-II, изменить регулировку двигателя для улучшения топливной экономичности и повышения надежности за счет более раннего впрыска топлива;
- конструкцию проточной части турбокомпрессора российского производства ТК 35В-31,

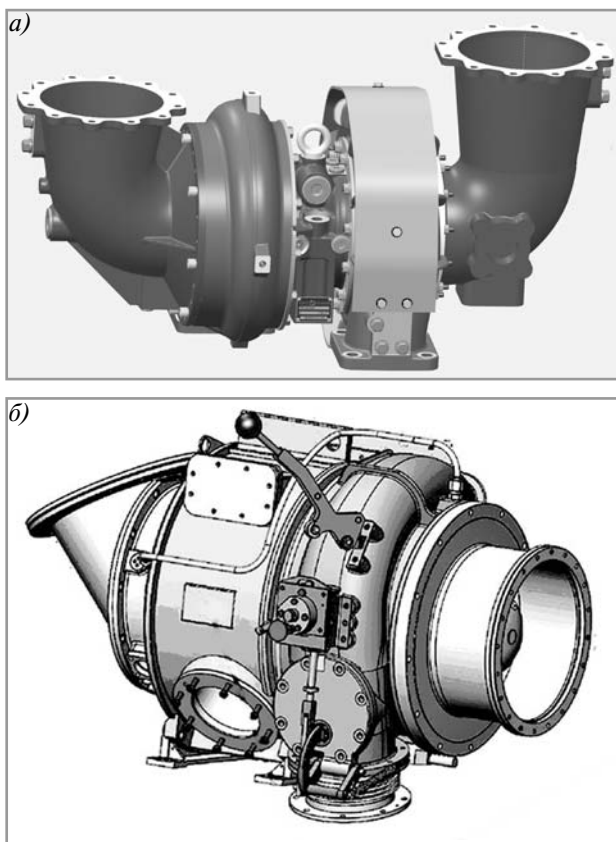


Рис. 1. Российские турбокомпрессоры, созданные по программе импортозамещения:
а — ТКР 180.05.06; б — ТК 35В-31

разработанного для тепловозных двигателей, доработать с учетом режимов работы, характерных для судовых двигателей типа Д49 исполнения V-16.

Концепцией семейства судовых двигателей предусмотрено, что изменение регулировок и внесение конструктивных изменений, влияющих на выбросы NO_x , требует формирования нового семейства судовых двигателей, построенных по программе импортозамещения, с проведением сертификационных испытаний базового двигателя нового семейства, поскольку ограничения, принятые для сертифицированного семейства «*Family 22Д49*», являются препятствием для реализации потенциала модернизации и улучшения потребительских свойств судовых двигателей типа Д49 исполнения V-16.

1.2. Конструктивные особенности двигателей нового семейства «*Family 22Д49RU*»

В 2020 г. АО «Коломенский завод» начал строительство новой серии судовых дизелей типа Д49 исполнения V-16 (модели 3-10Д49 и 4-10Д49), которые по компонентам и рабочим параметрам, влияющим на выбросы NO_x , идентичны двигателям 2-10Д49. Необходимые для улучшения топливной экономичности и надежности конструктивные изменения изготовитель (АО «Коломенский завод») принял решение реализовать на первом построенном двигателе модели 4-10Д49, при условии обеспечения его соответствия требованиям нормативу IMO Tier-II, с последующей сертификацией в качестве базового двигателя нового семейства «*Family 22Д49RU*».

Двигатель модели 4-10Д49 как объект для предстоящих сертификационных испытаний представляет собой четырехтактный, тронковый дизель исполнения V-16 (с прицепным шатуном), водяным охлаждением, турбонаддувом и охлаждением наддувочного воздуха, прямым впрыском топлива в камеру сгорания открытого типа. Двигатель развивает максимальную длительную мощность ($P_{\text{МДМ}}$), равную 3630 кВт при 1000 об/мин.

Рабочий процесс двигателя реализован в осесимметричной камере сгорания открытого типа при значениях среднего эффективного давления $p_{\text{ме}} = 19,7$ бар и максимальном давлении в цилиндре $p_z \leq 130$ бар на номинальном режиме работы. Впрыск топлива в камеру сгорания осуществляется гидромеханической форсункой, расположенной наклонно к оси цилиндра, через многодырчатый сопловой наконечник (9 отв. $\varnothing 0,39$ мм, угол конуса 150°) индивидуальным для каждого цилиндра ТНВД механического типа. Оптимальное значение угла опережения подачи топлива должно быть найдено по результатам предварительных исследовательских испытаний. Зарядка цилиндров осуществляется односту-

пенчатой системой турбонаддува, с двумя турбокомпрессорами типа ТК 35В-31 (по одному на каждый блок цилиндров) с осевой турбиной постоянного давления и охлаждением наддувочного воздуха. Для оптимизации конструкции элементов проточной части турбокомпрессора ТК 35В-31 были привлечены специалисты ООО СКБТ, участвующие в процессе проведения исследовательских испытаний.

Газообмен в цилиндре двигателя происходит через два впускных и два выпускных порта четырехклапанной крышки цилиндров. Продувка цилиндра и охлаждение днища поршня обеспечиваются за счет одновременного открытия впускного и выпускного клапанов при угловом перемещении коленчатого вала на 64° . Изменение степени сжатия ($\epsilon = 13,5$) на данном этапе модернизации двигателя не было предусмотрено.

1.3. Программа испытаний и методика измерений выбросов NO_x

Испытания по определению оптимального значения угла опережения впрыска топлива для двигателей типа Д49 исполнения V-16 были выполнены на моторном стенде АО «Коломенский завод» в июле 2020 г. Моторный стенд оборудован комплексом измерительных приборов, необходимых для контроля рабочих параметров с погрешностью, требуемой правилами Регистра.

Программа испытаний двигателя модели 4-10Д49, укомплектованного турбокомпрессорами типа ТК 35В-31, предусматривала измерение рабочих параметров и выбросов NO_x при последовательном (с шагом в 1–2 град ПКВ) увеличении угла опережения подачи топлива от $\varphi_{\text{впр}} = 13$ град ПКВ до ВМТ (максимальное значение, установленное ограничением для семейства «*Family 22Д49*») до тех пор, пока измеренное значение удельного средневзвешенного выброса NO_x не превысит предельно допустимое значение по требованиям норматива IMO Tier-II.

При проведении исследовательских испытаний измерение состава отработавших газов в целях экономии затрат на их проведение выполнялось с использованием портативного универсального газоанализатора, принадлежащего АО «Коломенский завод» с электрохимическим детектором измерения концентрации NO_x . Этот тип газоанализаторов по классификации «Технического кодекса по ограничению выбросов окислов азота от судовых дизельных двигателей» [3] (далее «Технический кодекс по NO_x ») относится к альтернативным средствам измерений и допускается к применению только при условии обеспечения результатов измерений, эквивалентных по точности и селективности, по отношению к определяемому компоненту, показаниям эталонных (хемилюминесцентных) газоанализаторов, реко-

мендованных «Техническим кодексом по NO_x ». Эти ограничения установлены в связи с тем, что на погрешность измерений, выполненных альтернативным газоанализатором, влияют такие факторы, как конструкция самого прибора, тип и качество электрохимических ячеек, наличие и эффективность системы пробоподготовки, наличие и количество в составе пробы анализируемых отработавших газов «мешающих» компонентов, таких как CO_2 , SO_2 , пары H_2O .

При проведении сертификационных испытаний двигателя типа 22Д49 как базового двигателя семейства «Family 22Д49», состоявших на АО «Коломенский завод», измерения состава отработавших газов и выбросов NO_x были выполнены одновременно двумя комплектами газоанализаторов: альтернативным универсальным электрохимическим газоанализатором и хемилюминесцентным газоанализатором с системой пробоподготовки, полностью соответствующим требованиям «Технического кодекса по NO_x ». Для исключения информации рекламного характера изготовители и модели газоанализаторов в настоящей статье не приводятся.

Корреляция показаний альтернативного и эталонного приборов в форме экспериментальных точек и аппроксимирующего полинома приведена на рис. 2.

Как видно из приведенных данных, среднеквадратичное отклонение (коэффициент надежности корреляции) экспериментальных точек от аппроксимирующей зависимости составляет 98 %, при этом результат измерения концентрации NO_x альтернативным прибором занижен (в среднем примерно на 7,4 %).

При обработке результатов измерений выбросов NO_x , выполненных на моторном стенде АО «Коломенский завод» при проведении исследовательских испытаний двигателя типа Д49 исполнения V-16 модели 4-10Д49, показания альтернативного прибора умножались на поправочный коэффициент 1,074 для получения результата, равноценного измерению эталонным хемилюминесцентным газоанализатором. Расчеты удельных средневзвешенных выбросов NO_x выполнялись по откорректированным результатам измерений с использованием компьютерных кодов, одобренных РС. В соответствии с положениями действующей редакции «Технического кодекса по NO_x » приведенная методика обработки результатов исследовательских испытаний позволяет их использовать для выпуска официальных протоколов сертификационных испытаний.

В качестве комментария к приведенным данным следует отметить, что аналогичные сравнительные испытания были выполнены признанной РС организацией ООО НПФ «Экология» для трех

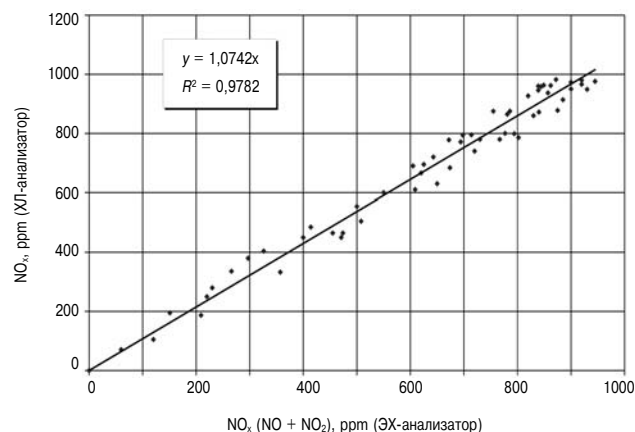


Рис. 2. Корреляция показаний эталонного (ХЛ) и альтернативного (ЭХ) газоанализаторов по результатам измерений выбросов NO_x на АО «Коломенский завод»

типов альтернативных газоанализаторов российского и зарубежного производства на малооборотных двухтактных, среднеоборотных и высокооборотных четырехтактных двигателях различного класса мощности. Результаты выполненных испытаний показали, что ошибка при измерении концентрации NO_x альтернативными газоанализаторами может составлять от +7 до –10 % в пределах эксплуатационной (винтовой или нагрузочной) характеристики дизеля.

Из анализа результатов выполненных сравнительных испытаний следует, что корреляционные зависимости показаний эталонного (ХЛ) и альтернативных (ЭХ) газоанализаторов не имеют универсального (постоянного) характера и требуют подтверждения эквивалентности результатов измерений при работе двигателя на различных сортах топлива в зависимости от наличия и эффективности системы пробоподготовки, определяющей количество «мешающих» компонентов в анализируемой пробе газов, а также после каждой замены выработавших ресурс электрохимических детекторов.

2. Результаты исследовательских испытаний

Основная цель проведения исследовательских испытаний двигателя типа Д49 исполнения V-16 модели 4-10Д49 состояла в определении оптимального значения угла опережения впрыска топлива, при котором обеспечивается максимально возможное повышение топливной экономичности при условии соблюдения действующего норматива IMO Tier-II по выбросам NO_x . В процессе проведения испытаний задача оптимизации элементов проточной части турбокомпрессора ТК 35В-31 была решена специалистами ООО СКБТ.

Результаты испытаний в наиболее общем виде, позволяющем проследить изменение основных целевых показателей двигателя в зависимости от угла опережения впрыска топлива сведены в

Изменение рабочих параметров и выбросов NO_x двигателя 4-10Д49 (3630 кВт при 1000 об/мин) в зависимости от $\varphi_{\text{впр}}$ при $P_{\text{мдм}}$ и работе по нагрузочной характеристике (цикл испытаний D2)

№ п/п	Наименование, размерность	Угол опережения впрыска, град ПКВ до ВМТ				
		14	16	17	18	20
		Значения параметров при $P_{\text{мдм}} = 3630$ кВт				
1	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	226,12	221,00	217,76	217,57	212,59
2	Удельный эффективный расход воздуха, г/кВт·ч	7,5	7,3	7,0	6,8	6,7
3	Давление наддува (избыточное), кПа	243	242	236	225	212
5	Температура ОГ перед турбиной, °С	623	612	604	606	604
5	Удельный выброс NO_x , г/кВт·ч	8,26	8,27	8,47	8,61	10,97
6	Максимальное давление в цилиндре, бар	125	127	129	130	132
		Средневзвешенные значения параметров (цикл D2)				
7	Удельный средневзвешенный расход топлива, г/кВт·ч	243,1	239,1	236,1	236,4	231,8
8	Удельный средневзвешенный выброс NO_x , г/кВт·ч	7,04	7,35	7,86	8,23	10,26

табл. 1 и представлены в графической форме на рис. 3–8.

При анализе данных, приведенных в табл. 1, следует принять во внимание, что значения рабочих параметров и выбросов NO_x при изменении $\varphi_{\text{впр}}$ от 13 до 17 град ПКВ до ВМТ) получены при различных вариантах конфигурации проточной части турбокомпрессора ТК 35В-31 до того, как она была окончательно оптимизирована.

Результаты испытаний, обработанные по методике, изложенной в разделе 1.3, показали, что условие соответствия двигателя 4-10Д49 нормативу IMO Tier-II ($\text{NO}_x = 8,98$ г/кВт·ч) обеспечивается при значении $\varphi_{\text{впр}} \leq 18$ град ПКВ до ВМТ (рис. 3).

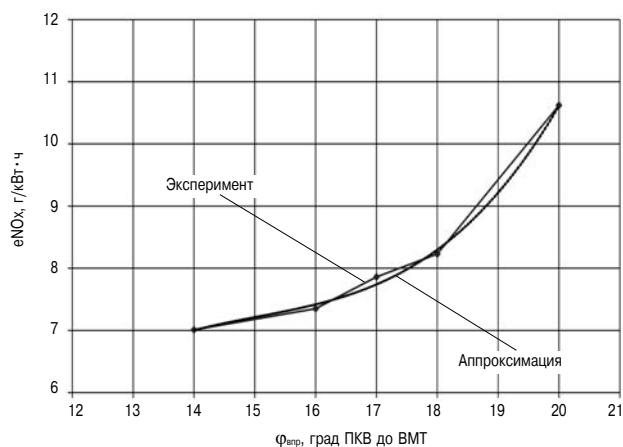


Рис. 3. Изменение удельного средневзвешенного выброса NO_x двигателя модели 4-10Д49 с ТК 35В-31 в зависимости от $\varphi_{\text{впр}}$ (нагрузочная характеристика, цикл испытаний D2)

Таблица 1

При значении $\varphi_{\text{впр}} = 18$ град ПКВ до ВМТ удельный средневзвешенный выброс NO_x составил 8,23 г/кВт·ч, что предусматривает минимальный запас до предельного значения норматива IMO Tier-II в количестве $\text{NO}_x = 0,75$ г/кВт·ч, необходимый для учета погрешностей при сборке и регулировках построенных двигателей членов семейства. Удельный средневзвешенный расход топлива (эквивалент эксплуатационного расхода) по режимам цикла D2 составил $b_z = 236,4$ г/кВт·ч (снижен на 4,5 % по сравнению с расходом топлива двигателя в исходном состоянии при ограничениях, вносимых концепцией семейства «Family 22Д49»), однако уровень экономичности базового двигателя модели 22Д49 семейства «Family 22Д49» ($b_z = 225,4$ г/кВт·ч) не был достигнут (рис. 4). Достигнутый удельный эффективный расход топлива на режиме $P_{\text{мдм}}$ (рис. 5), где $b_e = 217,57$ г/кВт·ч, также остался выше на 3,1 % по сравнению с удельным расходом топлива базовым двигателем ($b_e = 211,23$ г/кВт·ч). Уровень экономичности, соответствующий базовому двигателю семейства «Family 22Д49» (модель 22Д49), может быть достигнут на двигателе модели 4-10Д49, уком-

ходном состоянии при ограничениях, вносимых концепцией семейства «Family 22Д49»), однако уровень экономичности базового двигателя модели 22Д49 семейства «Family 22Д49» ($b_z = 225,4$ г/кВт·ч) не был достигнут (рис. 4). Достигнутый удельный эффективный расход топлива на режиме $P_{\text{мдм}}$ (рис. 5), где $b_e = 217,57$ г/кВт·ч, также остался выше на 3,1 % по сравнению с удельным расходом топлива базовым двигателем ($b_e = 211,23$ г/кВт·ч). Уровень экономичности, соответствующий базовому двигателю семейства «Family 22Д49» (модель 22Д49), может быть достигнут на двигателе модели 4-10Д49, уком-

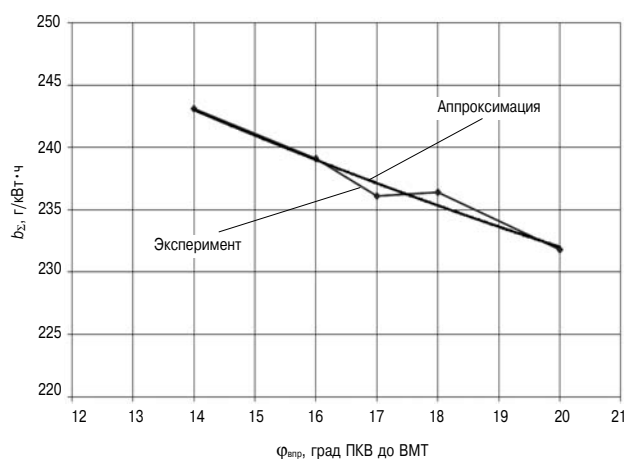


Рис. 4. Изменение удельного средневзвешенного расхода топлива (b_z) двигателя модели 4-10Д49 с ТК 35В-31 в зависимости от $\varphi_{\text{впр}}$ (нагрузочная характеристика, цикл испытаний D2)

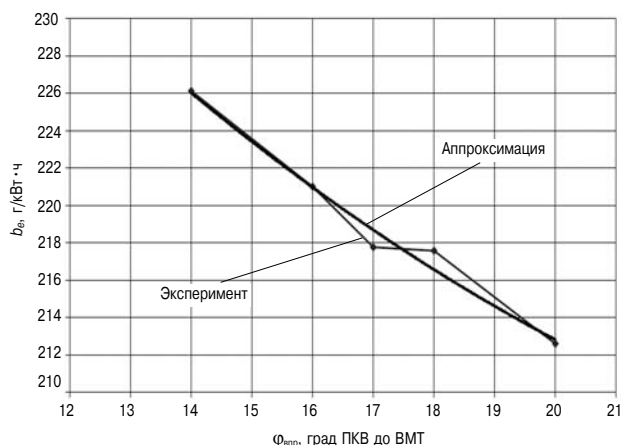


Рис. 5. Изменение удельного эффективного расхода топлива (b_e) двигателя модели 4-10Д49 с ТК 35В-31 на режиме $P_{мдм}$ в зависимости от значения $\varphi_{впр}$

плектованным агрегатом наддува отечественного производства ТК 35В-31, только при значении $\varphi_{впр} \geq 20$ град ПКВ до ВМТ.

Однако при этом не соблюдается требование соответствия нормативу IMO Tier-II (превышение нормы выбросов NO_x на 14 %). Следует отметить, что двигатели типа Д49 исполнения V-16, построенные по программе импортозамещения и предназначенные для установки на спецобъектах, для которых ограничения на выбросы вредных веществ отсутствуют, могут быть отрегулированы на режим наилучшей экономичности (см. рис. 5).

Условия надежности и безопасности эксплуатации установленного судового двигателя, в соответствии с требованиями правил Регистра, определяются двумя параметрами — максимальной температурой газов перед турбиной (T_{exh}) и максимальным давлением в цилиндре (p_z). Для двигателя типа Д49 исполнения V-16 модели 4-10Д49 предельные значения этих параметров

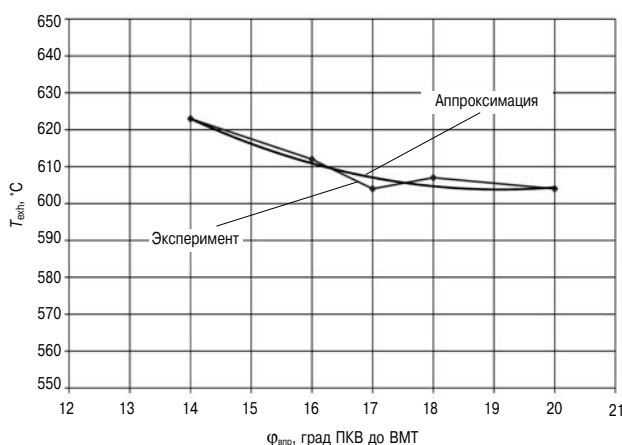


Рис. 6. Изменение температуры газов перед турбиной двигателя модели 4-10Д49 с ТК 35В-31 на режиме $P_{мдм}$ при различных значениях $\varphi_{впр}$

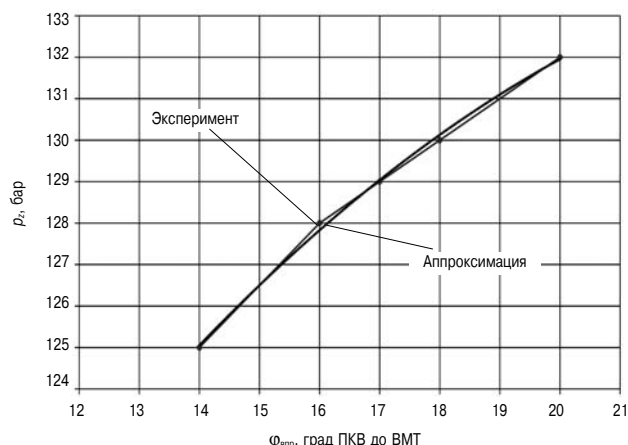


Рис. 7. Изменение максимального давления в цилиндре двигателя модели 4-10Д49 с ТК 35В-31 на режиме $P_{мдм}$ при различных значениях $\varphi_{впр}$

установлены на уровне: $T_{exh} \leq 650$ °C; $p_z \leq 150$ бар. При выбранном в качестве оптимального угла опережения впрыска топлива $\varphi_{впр} = 18$ град ПКВ до ВМТ значения указанных параметров безопасности находятся в комфортной зоне в пределах всех режимов эксплуатационной характеристики дизеля 4-10Д49 (см. табл. 1 и рис. 6 и 7).

Так, например, при соблюдении условия $\varphi_{впр} \leq 18$ град ПКВ до ВМТ, температура газов перед турбиной не превышает 610 °C (при максимально допустимом значении, установленном изготовителем турбокомпрессора $T_{exh} \leq 650$ °C), а максимальное давление в цилиндре $p_z \leq 130$ бар.

При выбранном в качестве оптимального значения $\varphi_{впр} = 18$ град ПКВ до ВМТ турбокомпрессор отечественного производства ТК 35В-31 с проточной частью, оптимизированной под условия работы судового дизеля 4-10Д49, обеспечивает приемлемые характеристики по производительности и давлению наддува (рис. 8) с со-

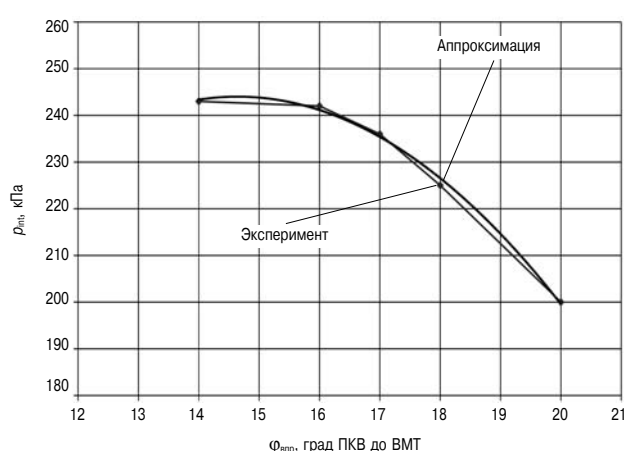


Рис. 8. Изменение давления наддува агрегатом ТК 35В-31 при работе двигателя модели 4-10Д49 на режиме $P_{мдм}$ при различных значениях $\varphi_{впр}$

Таблица 2

**Результаты испытаний двигателя 4-10Д49
(3630 кВт при 1000 об/мин)
на выбросы вредных веществ**

Цикл испытаний	D2				
Параметр	NO _x	CO	CH	PM	b _Σ
Удельные средневзвешенные значения, г/кВт·ч	8,23	1,20	0,13	0,21	236,4
Норма выброса NO _x (IMO Tier-II), г/кВт·ч	8,98	—	—	—	—
Нормы выбросов по ГОСТ 31967–2012	8,98	1,50	0,40	—	—

блюдением требований безопасности, предписанных правилами РС.

Результаты испытаний двигателя модели 4-10Д49 в оптимальном состоянии на соответствие международным (IMO Tier-II) и российским нормативам выбросов вредных веществ в атмосферный воздух (ГОСТ 31967–2012) представлены в табл. 2. Они показывают, что двигатели типа Д49 исполнения V-16, построенные по программе импортозамещения, укомплектованные турбокомпрессорами отечественного производства ТК 35В-31, полностью соответствуют требованиям охраны окружающей среды, обладают современным уровнем потребительских свойств, конкурентоспособны и далеко не исчерпали заложенный в их конструкции потенциал модернизации.

Выводы и предложения

Основные выводы, следующие из результатов исследовательских испытаний, выполненных в целях повышения экономичности и надежности судовых двигателей типа Д49 исполнения V-16, построенных на АО «Коломенский завод» по программе импортозамещения, при ограничениях, установленных требованиями IMO Tier-II по выбросам NO_x, можно сформулировать следующим образом.

1. Для дизеля модели 4-10Д49 экспериментально определены оптимальные регулировки и комплектация, при которых обеспечивается конкурентоспособный уровень технико-экономических характеристик и соответствие действующим международным нормам выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

2. Экспериментально подтверждено, что агрегаты наддува фирмы АВВ, поставки которых в

РФ были прекращены с введением секторальных экономических санкций, могут быть успешно заменены при комплектации двигателей типа Д49 турбокомпрессорами отечественного производства, выпуск которых освоен отечественными специализированными предприятиями.

3. С учетом того, что комплектация дизелей типа Д49 исполнения V-16 компонентами, влияющим на выбросы NO_x, изменена, а оптимальное значение $\varphi_{впр}$ выходит за пределы ограничений, установленных концепцией сертифицированного семейства «Family 22Д49», целесообразно сформировать новое семейство судовых двигателей «Family 22Д49RU», представленное базовым двигателем модели 4-10Д49 мощностью 3630 кВт при 1000 об/мин.

4. Положения действующей редакции «Технического кодекса по NO_x» допускают применение для целей сертификационных испытаний альтернативные газоанализаторы при условии подтверждения эквивалентности результатов измерений с эталонными хемилюминесцентными газоанализаторами. При этом достижение эквивалентности результатов измерений возможно только при наличии корреляционных зависимостей, полученных экспериментально, с учетом свойств объекта испытаний (имеется ввиду вид топлива и способ его воспламенения), конструкции системы пробоподготовки, определяющей количество в составе анализируемой пробы «мешающих» компонентов, а также при подтверждении корреляции после каждой замены выработавших ресурс электрохимических детекторов.

Литература

1. Revised MARPOL 73/78 ANNEX VI. Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships. Resolution MEPC 176(58). IMO, London, October 10, year 2008.
2. Милев С.Б. Оптимизация фазовых показателей сгорания в дизельных и газовых двигателях для снижения выбросов оксидов азота // Двигателестроение. 2019. № 1. С. 14–19.
3. Новиков Л.А. Показатели вредных выбросов как средство конкурентной борьбы за рынок судовых и тепловозных дизелей // Двигателестроение. 2010. № 3. С. 18–21.
4. Revised NO_x TECHNICAL CODE (2008). Technical Code on Control of Emission of Nitrogen Ox-ides from Marine Diesel Engines. Resolution MEPC 176(58). IMO, London, October 10, year 2008.

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЗАКОНА ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

А.А. Обозов, д.т.н., профессор,
Р.А. Новиков, аспирант
Брянский государственный технический университет

Рассматривается решение задачи оптимизации закона тепловыделения в цилиндре судового малооборотного дизеля БДКРН 60/229 для достижения наиболее экономичного режима работы при условии ограничения максимального давления сгорания. Показано, что итерационный (пошаговый) алгоритм поиска оптимального решения носит универсальный характер и может быть использован для решения других многокритериальных оптимизационных задач.



Известно, что от характера процесса тепловыделения в цилиндре двигателя зависят все его основные параметры: мощность, экономичность, механическая прочность, тепловая напряженность деталей камеры сгорания, экологичность, ресурс и пр. Кроме того, процесс тепловыделения определяется характером процесса топливоподачи (законом подачи топлива, динамикой и геометрией топливного факела, дисперсностью распыливания топлива), параметрами в камере сгорания (давлением, температурой, коэффициентом избытка воздуха и пр.). Эмпирическая формула для описания связи законов тепловыделения и топливоподачи была предложена Н.Ф. Разлейцевым в 1980 г. [1]. Таким образом, кинетика процесса сгорания (тепловыделения) носит сложный характер, зависящий от многих факторов.

При выполнении численного математического моделирования рабочего процесса для описания процесса тепловыделения в цилиндрах двухтактных малооборотных дизелей (МОД) используют односложную функцию Вибе [2], которая в дифференциальной форме имеет следующий вид:

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

где c — постоянная ($c = -6,908$); m — показатель характера сгорания; φ_z — продолжительность

сгорания; θ — угол поворота коленчатого вала (угол ПКВ), соответствующий началу сгорания (тепловыделения).

При таком задании закона тепловыделения удается получить достаточно хорошие по точности результаты математического моделирования рабочего процесса МОД. Следует отметить, что при моделировании процессов среднеоборотных и особенно высокооборотных дизелей начинает проявляться эффект задержки самовоспламенения топлива (τ_i) и закон тепловыделения поэтому задают двухсложной функцией Вибе.

Форма закона тепловыделения в зависимости от задаваемых при моделировании значений параметров формулы (1) видоизменяется. Так, с уменьшением параметров m и φ_z скорость тепловыделения возрастает, а сам процесс заканчивается раньше. В соответствии с теорией рабочего процесса ДВС уменьшение m и φ_z будет приводить к повышению эффективности цикла и снижению расхода топлива. Однако при этом возрастают максимальное давление цикла ($p_{\max}$) и максимальная температура цикла ($T_{\max}$). Существенное влияние на рабочий процесс оказывает угол опережения подачи топлива ($\varphi_{\text{оп}}$), и, как следствие, — момент (угол θ) начала процесса тепловыделения. Обработка индикаторных диаграмм показала, что длительность процесса тепловыделения (φ_z) для двухтактных МОД на

номинальном режиме работы может быть принята равной, приблизительно, 60 град ПКВ.

Сокращение продолжительности подвода тепла в цикле, как правило, приводит к повышению индикаторного КПД и к улучшению экономических параметров двигателя, однако это вызывает рост механической напряженности двигателя. Возникает типовая задача оптимизационного характера: найти наиболее экономический режим работы двигателя ($g_e \min$), но при этом не допустить превышения предельно допустимого значения максимального давления сгорания т. е. должно выполняться условие $p_{\max} \leq [p_{\max}]_{\text{доп}}$.

Приведем графическую иллюстрацию данной оптимизационной задачи для двигателя 6ДКРН60/229.

На рис. 1 а, б показан характер изменения параметров g_e и $p_{\max}$ в области вариации закона тепловыделения, задаваемой параметрами θ и m .

Приведенные графики построены по результатам численного математического моделирования

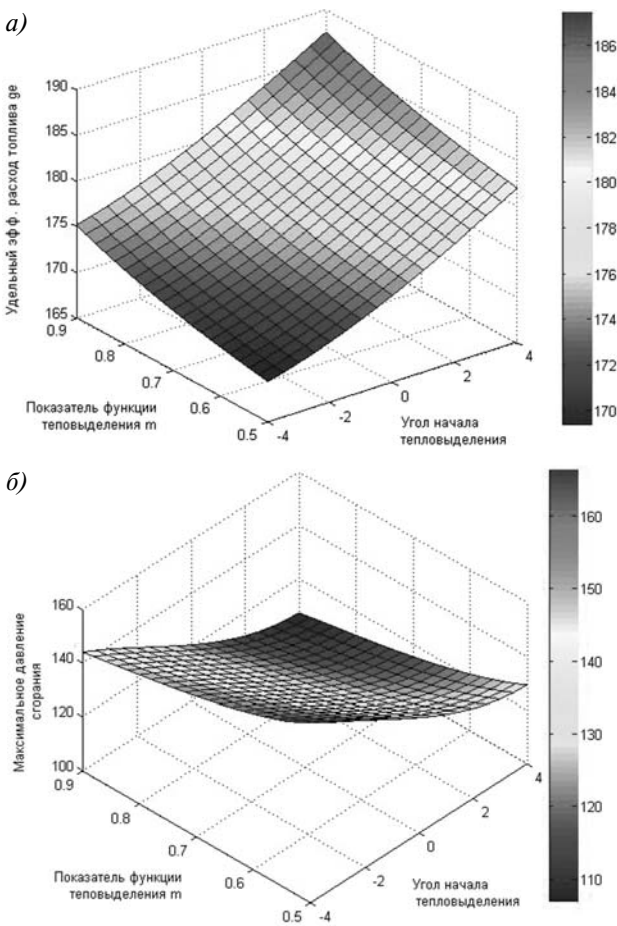


Рис. 1. Изменение параметров g_e (а) и $p_{\max}$ (б) в области вариации параметров закона тепловыделения θ и m (дизель 6ДКРН60/229:

$\varphi_c = 60$ град ПКВ, режим номинальной мощности $P_e = 11\,600$ кВт, $g_u = 52$ г, $n = 109$ об/мин)

рабочего процесса дизеля на ЭВМ. Поверхности описываются полиномиальными зависимостями. Вариация параметров, описывающих закон тепловыделения, задана следующей: $\theta = -4 \dots +4$ град ПКВ, $m = 0,5 \dots 0,9$.

На рис. 2 а, б показаны область поиска $g_e \min$, которая образуется «отсечением» поверхности $p_{\max} = f(\theta, m)$ горизонтальной плоскостью допустимых значений $[p_{\max}]_{\text{доп}} = 140$ бар, а также изолинии параметров g_e и $p_{\max}$ (рис. 2, б).

На рис. 2, б показана локальная область, в которой будет находиться $g_e \min$ (выделена окружностью). Численные методы условной оптимизации широко освещены в научной литературе [3, 4]. Формальное решение изложенной выше оптимизационной задачи следующее:

1. Выбор алгоритма последовательного поиска.

В качестве алгоритма выбран последовательный (пошаговый) поиск $g_e \min$ с обследованием 4-х

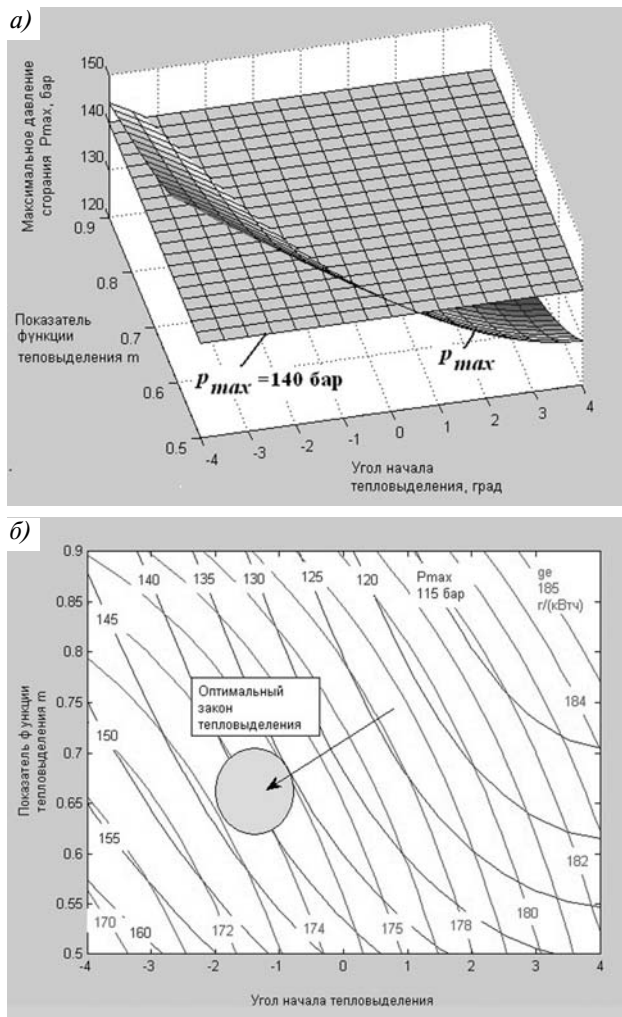


Рис. 2. Иллюстрация условия, накладываемого на область поиска минимальных параметров $g_e \min$ (условие $p_{\max} \leq 140$ бар) (а); линии уровня параметров g_e и $p_{\max}$ в области изменения параметров θ и m (б)

точек, лежащих в окрестности текущей основной точки.

Координаты точек:

основная точка	— $\theta_{\text{осн}}$,	$m_{\text{осн}}$
точка 1	— $\theta_{\text{осн}}$,	$m_{\text{осн}} - \Delta m$
точка 2	— $\theta_{\text{осн}} - \Delta\theta$,	$m_{\text{осн}}$
точка 3	— $\theta_{\text{осн}}$,	$m_{\text{осн}} + \Delta m$
точка 4	— $\theta_{\text{осн}} + \Delta\theta$,	$m_{\text{осн}}$

При обследовании точек (включая основную точку) в качестве основной точки для последующего шага выбирается та, у которой минимален параметр g_e . Если для какой-либо из обследуемых точек не выполняется условие $p_{\text{max}} \leq [p_{\text{max}}]_{\text{доп}}$, то на нее «накладывается штраф» (прибавляется к вычисленному значению g_e величина «штрафа», например, $\Delta g_e = 1000 \text{ г/(кВт·ч)}$; значение Δg_e не критично, но должно быть достаточно большим).

При выборе величин $\Delta\theta$ и Δm следует ориентироваться на размер исследуемой области вариации параметров θ и m . При решении поставленной задачи принято $\Delta\theta = 0,05$ град ПКВ, $\Delta m = 0,005$.

2. Выбирается «стартовая» точка поиска (для рассматриваемой задачи выбрано $\theta_{\text{осн}} = +3,5$; $m_{\text{осн}} = 0,85$).

3. Запускается итерационный (пошаговый) процесс поиска.

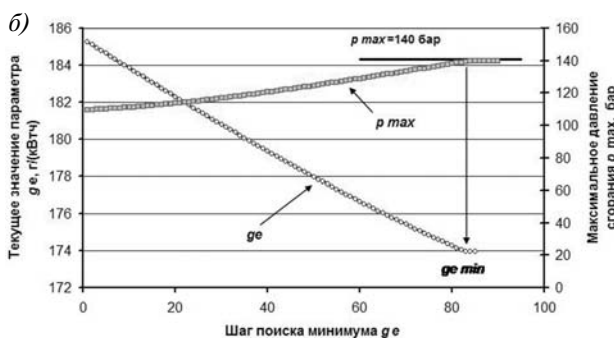
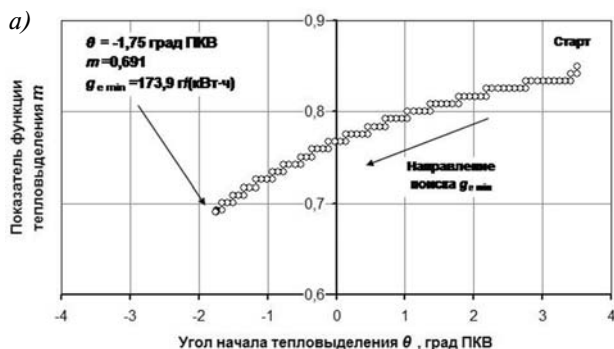


Рис. 3. Иллюстрация условного оптимизационного поиска $g_{e \text{ min}}$

Иллюстрация условного оптимизационного поиска $g_{e \text{ min}}$ приведена на рис. 3.

В заключение следует отметить, что приведенную в статье процедуру оптимизации закона тепловыделения следует рассматривать только как частную задачу поиска $g_{e \text{ min}}$ (при условии $p_{\text{max}} < 140$ бар). Найденные оптимальные параметры $\theta_{\text{опт}}$ и $m_{\text{опт}}$ удовлетворяют условию ограничения $p_{\text{max}} < 140$ бар, однако существуют и другие параметры двигателя, которые также следует рассматривать в качестве накладываемых ограничений. Такими немаловажными параметрами являются экологические параметры (в частности — выбросы окислов азота NO_x , оксида углерода CO , несгоревших углеводородов, частиц и пр.). Как представляется, становится актуальной задача условного оптимизационного поиска закона тепловыделения при накладываемом многофакторном ограничении, включающем экологические ограничения. Возможна также другая постановка, задачи, когда именно экологические параметры принимаются в качестве минимизируемых целевых функций.

Выводы

1. Разработан алгоритм условной оптимизации закона тепловыделения судового МОД (алгоритм реализован в среде программирования Excel).

2. Методом численного моделирования рабочего процесса судового МОД БДКРН60/229 получены двухпараметрические регрессионные зависимости вида $g_e = f(\theta, m)$, $p_{\text{max}} = f(\theta, m)$.

3. Решена задача условной оптимизации закона тепловыделения. Получено: $g_{e \text{ min}} = 173,9 \text{ г/(кВт·ч)}$ при $\theta = -1,75$ град ПКВ, $m = 0,691$, $p_{\text{max}} = 140$ бар.

4. Рассмотренный в статье алгоритм универсален и может быть применен для решения других многокритериальных оптимизационных задач.

Литература

1. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Изд-во при Харьковском гос. ун-те «Вища школа», 1980. 168 с.
2. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя. Государственное научно-техническое изд-во машиностроительной литературы. Москва, Свердловск, 1962. 271 с.
3. Бирюков А.Г. Методы оптимизации. Условия оптимальности в экстремальных задачах: учеб. пособие для вузов (направ. «Прикладные мат. и физика»). Москва: МФТИ, 2010. 226 с.
4. Лесин В.В., Лисовец Ю.П. Основы методов оптимизации: учебное пособие для вузов 3-е изд., испр. Санкт-Петербург: Лань, 2011. 352 с.

ЦИФРОВИЗАЦИЯ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ВИБРОСИГНАЛОВ ДИЗЕЛЯ

Ю.В. Волков, к.т.н., доц.,

Санкт-Петербургский Государственный университет промышленных технологий и дизайна
Высшая школа технологий и энергетики

Рассмотрены проблемы, возникающие при определении диагностических параметров вибросигналов дизеля в процессе их подготовки к цифровой обработке. Даны рекомендации по выбору диагностических параметров вибросигналов дизеля и расчету характеристик измерительной аппаратуры для проведения цифровой записи вибросигналов.

Введение

Совершенствование технической эксплуатации дизельных энергетических установок возможно при новой организации стратегии технического обслуживания и ремонта. При такой организации объем и периодичность выполнения операций определяются фактическим техническим состоянием (ФТС) каждого элемента установки. Наибольший экономический эффект достигается за счет полного использования ресурса дизеля [1].

Определение ФТС дизеля при сохранении им работоспособного состояния основано на применении современных средств и методов безразборного функционального технического диагностирования. К перспективным методам диагностирования дизелей относится виброакустический. Его суть заключается в том, что изменение структурных параметров элементов дизеля приводит к изменению параметров вибросигналов [2]. Поскольку вибросигнал обладает определенным множеством параметров, возникает вопрос — какие из них могут быть диагностическими.

1. Выбор диагностических параметров вибросигналов дизеля

Известно, что любые данные, полученные в результате наблюдения реального физического явления, относят к детерминированному или случайному процессу. Отнесение вибрации дизеля к конкретному типу (детерминированному или случайному) не бесспорно. Так, предполагая, что процессы вибрации дизеля в период рабочего цикла точно повторяют свои значения в течение некоторого времени, то их можно отнести к периодическим полигармоническим процессам [3]. Однако при работе дизеля обязательно происходят события, которые влияют на вибрацию иногда самым непредсказуемым образом (изме-



нение внешних условий, нарушения в работе топливной аппаратуры, масляной системы, системы охлаждения и т. д., включая также человеческий фактор). Поэтому процессы вибрации дизеля принято считать случайными.

Случайные процессы разделяют на стационарные и нестационарные. Нестационарными процессами являются все те, которые не удовлетворяют свойству стационарности. Свойство стационарности — если все статистические моменты и смешанные моменты инвариантны (независимы) во времени. Иначе говоря, нестационарность предполагает наличие тренда (линейного или более сложной формы). Очевидно, что развивающаяся вибрация, сопровождающая деградационные процессы в дизеле на достаточно длительном временном интервале (например, между проведением переборки поршней), носит нестационарный характер.

Также очевидно, что оценка параметров вибрации дизеля производится по отдельным реализациям (записям вибрации) периодов рабочего цикла на коротких временных интервалах, на которых наличие тренда наблюдаться не может, т. е. предполагается что на этих интервалах процесс носит локально-стационарный характер.

Принятие гипотезы о стационарности вибросигнала в ограниченном временном интервале имеет важнейшее значение для выбора дальнейшего пути исследования. Поскольку реализацию случайного процесса нельзя задать явной математической моделью, для оценки свойств

таких данных используют методы оценки их статистических характеристик [4].

Основными статистическими характеристиками являются математическое ожидание и дисперсия, полученные по некоторому множеству реализаций. При случайном стационарном процессе они обладают свойством инвариантности относительно произвольного момента времени.

Для подтверждения предположения о локальной стационарности случайного процесса вибрации были рассчитаны математические ожидания и дисперсии абсолютных значений 10 реализаций виброускорений дизеля 2Ч8,5/11. Для записи виброакустических сигналов использовался измерительно-вычислительный комплекс (ИВК), в состав которого вошли:

- датчики виброускорений 4328 фирмы Briel & Kjaer с рабочим диапазоном до 20 кГц;

- измеритель шума и вибрации ВШВ-003 (ООО «Измеритель») — в качестве предварительного усилителя, фильтра высоких частот с частотой среза 7 Гц и фильтра низких частот с частотой среза 20 кГц;

- аналого-цифровой преобразователь (АЦП) L-154 (ЗАО «Л-КАРД») с разрешением по частоте 250 кГц, что обеспечило точность оценки СПМ 0,5 %.

Для формирования ансамбля все реализации брали случайным образом (момент начала записи реализаций не был фиксирован относительно угла поворота коленвала) с интервалом около 3 минут. Двигатель работал на полной нагрузке при скорости вращения 1500 об/мин.

Проверка гипотезы была проведена по критерию инверсий. Статистика критерия, определяемая формулой

$$\gamma_i = 1 - \frac{4 \cdot I}{l \cdot (l - 1)}, \quad (1)$$

Таблица

Данные для расчета критерия инверсий реализаций вибросигналов дизеля

Реализация i	Мат. ожидание M_i	Число инверсий $I_i(M)$	Дисперсия $\sigma_i^2 \cdot 10^4$	Число инверсий $I_i(\sigma^2)$
1	62,0298	3	0,7570	3
2	69,2130	7	1,3512	8
3	64,1229	4	0,7387	2
4	58,7435	0	0,6779	0
5	76,4964	5	1,2658	5
6	59,6367	0	0,8099	1
7	66,8167	2	0,8134	1
8	67,2447	2	0,9218	1
9	63,0158	1	0,9569	1
10	60,5434	—	0,6814	—

где I — число инверсий; l — число реализаций, имеет нулевое среднее значение и дисперсию

$$\sigma_I^2 = \frac{2 \cdot (2 \cdot l - 5)}{9 \cdot l \cdot (l - 1)}. \quad (2)$$

Величина γ_i , начиная с $l \geq 10$, имеет распределение, близкое к нормальному. Поэтому для проверки гипотезы стационарности было использовано неравенство

$$|\gamma_i / \sigma_I| < Z_\Phi, \quad (3)$$

где Z_Φ — критическое значение нормального распределения при доверительной вероятности $(1 - \alpha)$.

Рассчитанные математические ожидания, дисперсии и число инверсий приведены в таблице.

Анализ полученных значений показывает:

- число инверсий для математических ожиданий составляет 24, теоретическое значение дисперсии инверсий $\sigma_I^2 = 0,037$, а статистика критерия $\gamma_i = -0,0667$. Проверка неравенства

$$|-0,0667 / \sqrt{0,037}| = 0,347 < 1,96$$

позволяет принять гипотезу о неизменности математических ожиданий абсолютных значений реализаций при доверительной вероятности 0,95;

- число инверсий для дисперсий составляет 22, теоретическое значение дисперсии инверсий $\sigma_I^2 = 0,037$, а статистика критерия $\gamma_i = -0,0222$. Проверка неравенства

$$|-0,0222 / \sqrt{0,037}| = 0,115 < 1,96$$

позволяет принять гипотезу о неизменности дисперсий абсолютных значений реализаций при доверительной вероятности 0,95.

Таким образом, случайные вибросигналы дизеля 2Ч8,5/11 являются локально-стационарными. Следовательно, оценка виброакустических сигналов возможна по их статистическим характеристикам.

Из всех статистических характеристик вибросигнала наибольшее количество диагностической информации содержится в функции односторонней спектральной плотности мощности (СПМ) колебательного процесса, поскольку она позволяет исследовать в том числе и частотный спектр. Вычисление СПМ относится к методам спектрального анализа и основано на применении методов цифровой обработки сигналов (ЦОС), требующих учета особенностей объекта диагностирования, в нашем случае дизеля. Итак, сформулированы две задачи — какие особенности дизеля необходимо учесть, чтобы записать вибросигнал в цифровом виде, и какие требования необходимо предъявить к измерительной аппаратуре.

2. Подготовка вибросигналов дизеля к цифровой записи и обоснование требований к характеристикам измерительной аппаратуры

Цифровые методы спектрального анализа основаны на использовании ряда последовательных выборок аналогового сигнала вибрации с преобразованием их в цифровую форму и последующим компьютерным анализом [5]. Получение СПМ в цифровых методах спектрального анализа основано на алгоритме быстрого преобразования Фурье (БПФ) дискретного временного ряда (ДВР). Обычно его записывают в виде [6]

$$X(f) = \int_0^T x(t) \cdot e^{-i2\pi ft} dt, \quad (4)$$

где T — длина реализации, с.

Согласно формуле (4), снимая дискретные значения функции $X(f)$ в точках, разделенных на шкале частот интервалом $\Delta f = 1/T$ (интервал Найквиста) в промежутке от минус B до плюс B Гц, можно найти число дискретных значений, необходимое для описания функции $x(t)$:

$$N = \frac{2 \cdot B}{\frac{1}{T}} = 2 \cdot B \cdot T. \quad (5)$$

Поэтому при переводе аналогового сигнала в дискретную форму необходимо правильно выбрать величину интервала дискретности Δt .

Минимальное число отсчетов, необходимое для описания реализаций длиной T при ширине спектра B , определяется формулой (5).

При постоянном шаге во времени максимальный интервал дискретности

$$\Delta t = \frac{1}{2 \cdot B}. \quad (6)$$

Для того чтобы дискретная реализация содержала все те же частоты, что и исходный непрерывный сигнал, на каждый период соответствующего колебания должно приходиться по меньшей мере два отсчета (согласно теореме Котельникова). Поэтому наиболее высокая частота (частота Найквиста), которая может быть выделена при дискретизации со скоростью $1/\Delta t$ отсчетов в секунду, равна

$$f_N = \frac{1}{2 \cdot \Delta t}. \quad (7)$$

Содержащиеся в исходном сигнале более высокие частоты будут свернуты в диапазон $0-1/(2 \cdot \Delta t)$ Гц и будут неотличимы от более низких частот этого диапазона (маскировка частот). Единственный способ избавиться от этого заключается в том, чтобы еще до аналогово-цифрового преобразования информации подавить в исходном аналоговом сигнале частоты, превышающие частоту Найквиста.

Для этого необходимо перед АЦП установить аналоговый низкочастотный фильтр. Верхнюю частоту пропускания (вырезающую частоту) фильтра задают обычно равной $0,8$ частоты дискретизации:

$$f_H = 0,8 \cdot f_N. \quad (8)$$

Необходимо также иметь в виду, что длина реализации T должна быть существенно больше периода самой низкочастотной составляющей процесса.

Это условие необходимо, чтобы можно было выделить низкочастотные колебания. Иначе эти колебания могут быть приняты за нестационарный тренд. Следовательно, перед переводом сигнала в цифровой вид необходимо убедиться, что период самой низкочастотной составляющей не превышает длины реализации. В противном случае перед преобразованием сигнала его необходимо пропустить через высокочастотный фильтр.

Большой интерес при диагностировании дизелей представляет не весь кинематический цикл, а участки, соответствующие источникам вибрации (например, перекладка поршней). Поэтому длина реализации предполагается соответствующей фазе проявления такого источника:

$$T_{P_i} = \frac{\varphi_{P_i}}{n \cdot \varphi_{\Pi}}, \quad (9)$$

где n — скорость вращения, об/с; φ_{P_i} — угол, соответствующий фазе источника вибрации, град; φ_{Π} — угол кинематического цикла, град.

Исходя из этого можно определить нижнюю частоту пропускания высокочастотного аналогового фильтра. С учетом крутизны спада

$$f_B = 1,2 \frac{1}{T_{P_i}} = 1,2 \frac{n \cdot \varphi_{\Pi}}{\varphi_{P_i}}. \quad (10)$$

Таким образом, отфильтровав исходный вибросигнал, его можно подвергать оцифровке и записи на магнитный носитель. Оцифровка производится АЦП, выбор которого выполняется с учетом формулы (6). Запись оцифрованного сигнала выполняет специальная программа-утилита. В этой программе необходимо решить задачу точности оценки СПМ.

Согласно [7], сглаженная оценка имеет ошибку

$$\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{k}}, \quad (11)$$

где k — количество участков реализации, а решение спектральной оценки по частоте задается равенством

$$B_k = \frac{1}{T_k}, \quad (12)$$

где T_k — длина участка реализации.

Очевидно, что минимальная длина реализации должна быть

$$T^{\min} = k \cdot T_k. \quad (13)$$

Следовательно, ошибка оценки спектра будет определяться как

$$\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{B_k \cdot T^{\min}}}. \quad (14)$$

Из формулы (14) следует, что если B_k — известный параметр, определяемый, например, характеристиками измерительного канала, то длина минимальной реализации может быть определена из соотношения

$$T^{\min} = \frac{1}{B_k \cdot \varepsilon^2}. \quad (15)$$

Таким образом, задаваясь значением ошибки оценки СПМ, можно рассчитывать длину необходимой реализации и необходимое число усреднений n_k .

Заключение

Информативные диагностические параметры вибросигналов дизеля могут быть получены при оценке характеристики СПМ вибросигнала.

Для достижения наибольшей разрешающей способности по частоте и учитывая циклический характер работы дизелей, длина исследуемой реализации должна соответствовать кинематическому циклу.

Рассчитывать параметры измерительной аппаратуры необходимо с учетом продолжительно-

сти участков кинематического цикла и допустимой ошибки оценки СПМ вибросигнала.

Для обеспечения условия устойчивости спектральных оценок частота вращения на всех этапах диагностирования должна быть одинаковой.

Разрешающая способность по частоте с наблюдением одинаковых условий диагностирования будет тем больше, чем меньше частота вращения двигателя.

Литература

1. Сугак Е.В., Кучкин А.Г., Бельская Е.Н. Надежность технических систем и техногенный риск: учеб. пособие. В 3 ч. Красноярск: Сиб. гос. аэрокосм. ун-т, 2013. Ч. 2. 436 с.
2. Азовцев Ю.А., Баркова Н.А., Гаузе А.А. Вибрационная диагностика роторных машин и оборудования целлюлозно-бумажных комбинатов: учеб. пособие. СПб. : СПбГУРП, 2014. 127 с.
3. Явленский К.В., Явленский А.К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. Л. : Машиностроение, 1983. 237 с.
4. Жовинский А.Н., Жовинский В.Н. Инженерный экспресс-анализ случайных процессов. М. : Энергия, 1979. 112 с.
5. Марпл.-мл. С.Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения пер. с англ. М.: Мир, 1990. 584 с.
6. Дженкинс Г., Ваттс Д. Спектральный анализ и его приложения пер. с англ. М. : Мир. Вып. 1, 1971; вып. 2, 1972. 288 с.
7. Бендат Дж., Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных / пер. с англ. М., Мир, 1989. 540 с.

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК СИНТЕЗ-ГАЗА К ПРОПАН-БУТАНУ НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В АВТОМОБИЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

*В.А. Алимов, аспирант, Е.А. Захаров, к.т.н., доцент, зав. кафедрой
Э.Г. Сафаров, аспирант, Е.А. Федянов, д.т.н., проф., зав кафедрой,
Волгоградский государственный технический университет*

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния добавок синтез-газа на процесс сгорания сжиженного углеводородного газа в автомобильных ДВС. Синтез-газ может быть получен по технологии каталитической конверсии части основного углеводородного топлива. Выполнен анализ влияния добавок синтез-газа, состоящего из водорода и диоксида углерода, на динамику тепловыделения и работу цикла газового ДВС. Показано, что добавка синтез-газа в количестве 5 % обеспечивает снижение выбросов окиси углерода и несгоревших углеводородов при одновременном увеличении работы цикла ДВС.

Преимуществом пропан-бутановых смесей как газового топлива для автомобильных двигателей является возможность их хранения на борту транспортного средства при температуре окружающей среды и относительно невысоком давлении в капельно-жидком состоянии. Энергоемкость топливной системы на сжиженном углеводородном газе (СУГ) в расчете на килограмм массы топливной аппаратуры примерно в 8 раз превосходит аналогичный показатель для компримированного природного газа и лишь в 4 раза уступает топливным системам при использовании бензина. В России сжиженный углеводородный газ остается распространенным видом топлива для легковых автомобилей, микроавтобусов и малотоннажных грузовых автомобилей.

Для двигателей, работающих на пропан-бутане, как и для двигателей, работающих на других видах топлива, актуальны проблемы улучшения топливной экономичности и снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Как показывает опыт [1, 2], положительное влияние на процесс сгорания в автомобильном бензиновом двигателе с искровым зажиганием оказывают добавки к основной бензовоздушной смеси свободного водорода. Высокая химическая активность свободного водорода способствует ускорению процесса сгорания и повышению его полноты. Содержание в отработавших газах несгоревших углеводородов и оксида углерода существенно уменьшается. Представляет интерес

оценить влияние добавок свободного водорода на процесс сгорания в двигателях, работающих на пропан-бутане.

Практическое применение для улучшения процесса сгорания добавок чистого водорода сдерживается, в том числе, трудно разрешимыми проблемами получения и хранения водорода на борту транспортного средства. Однако, как известно [3, 4], свободный водород можно получать из основного углеводородного топлива в составе синтез-газов, представляющих смесь водорода и оксидов углерода.

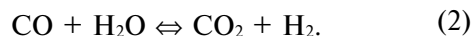
Первый опыт применения добавок синтез-газов в бензиновых двигателях [5] подтвердил положительное их влияние на расход топлива и особенно на экологические характеристики. Для оценки влияния добавок синтез-газов на процесс сгорания пропан-бутановых композиций, проведены стендовые испытания двигателя ВАЗ-11194, в ходе которых изменялась величина добавок синтез-газа к основному топливу (автомобильный пропан). Двигатель был оборудован комплектом газобаллонной аппаратуры 4-го поколения с распределенной подачей газа по ветвям впускного коллектора. Значения углов опережения зажигания в ходе испытаний соответствовали заложенным в блок управления двигателя при работе на СУГ.

Эксперименты были проведены с добавками синтез-газа, состоящего из водорода (11,5 % по массе) и диоксида углерода. Синтез-газ такого состава получается в результате двухстадийной конверсии углеводородного топлива. Например, для пропана на первой стадии осуществляется эндотермическая реакция парового риформинга:



Указанная реакция идет на никелевом катализаторе при температуре 750–900 °С.

На второй стадии после охлаждения продуктов реакции первой стадии до 350 °С осуществляется экзотермическая реакция водяного сдвига:



Реакция (2) идет на медно-цинковом катализаторе при падающем температурном профиле 350–250 °С.

Суммарная брутто реакция имеет вид:



При осуществлении указанного типа конверсии воду добавляют только на первой стадии, но берут ее с избытком — отношение H_2O/C_3H_8 принимают от 9 до 12. Указанный химизм получения синтез-газа позволяет осуществить термохимическую регенерацию теплоты в цикле двигателя, используя для проведения реакции (1) теплоту отработавших газов.

В рассматриваемых экспериментах синтез-газ был приготовлен искусственно смешением водорода и диоксида углерода. Для того чтобы при испытаниях обеспечить стабильные значения добавок синтез-газа к основному топливу, смеси пропан-бутана с различными по величине добавками синтез-газа готовили заранее. Вакуумированный баллон заполнялся пропан-бутаном до атмосферного давления. Затем в соответствии с расчетными значениями парциальных давлений в баллон добавляли водород и диоксид углерода. При этом водород марки «А» по ГОСТ 3022–80 получали с помощью водородного генератора ГВ-ВЧ-12. На завершающем этапе приготовления топливной смеси вновь подавали пропан-бутан, поднимая давление в баллоне до 600 кПа.

Баллоны с приготовленными топливными смесями подключали до штатного понижающего редуктора ГБО.

В ходе испытаний измеряли эффективные показатели двигателя и содержание в отработавших газах несгоревших углеводородов и оксида углерода. Отбор газовых проб производили до штатного нейтрализатора двигателя и после него. Кроме того, с помощью датчика-свечи 2614СК1 фирмы «Kistler» осуществляли индицирование одного из цилиндров двигателя. Сигнал, полученный от датчика-свечи, обрабатывался с помощью программного комплекса PowerGraph. На двигателе был смонтирован дополнительный датчик поворота коленчатого вала, сигнал от которого поступал в аналого-цифровой преобразователь и далее передавался в программный комплекс PowerGraph для построения индикаторной диаграммы.

Испытания были проведены на бензине, пропан-бутане без добавок синтез-газа и на пропан-бутане с добавками синтез-газа в количестве 5, 7 и 10 % от массы топливной смеси. Двигатель работал с частой вращения коленчатого вала 2800 об/мин при постоянном положении дроссельной заслонки. Степень открытия заслонки составляла 73 % от полного, что соответствовало значению расхода воздуха 124 кг/ч. Угол опережения зажигания был равен 16 град ПКВ до ВМТ. Состав топливоздушная смеси в ходе всех испытания задавался стехиометрическим. Температура в испытательном боксе поддерживалась в пределах 24 ± 1 °C.

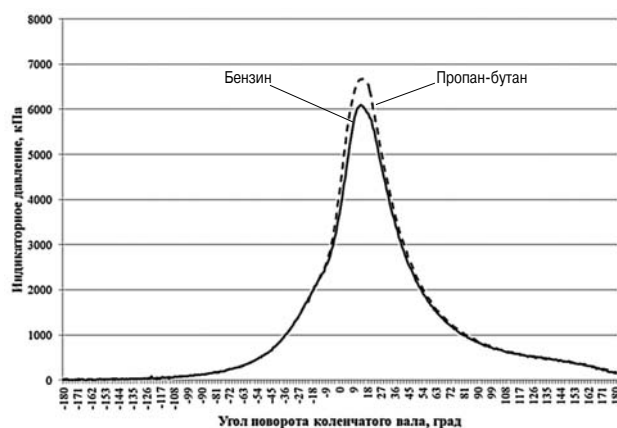


Рис. 1. Индикаторные диаграммы двигателя ВАЗ 11174 на бензине и пропан-бутане

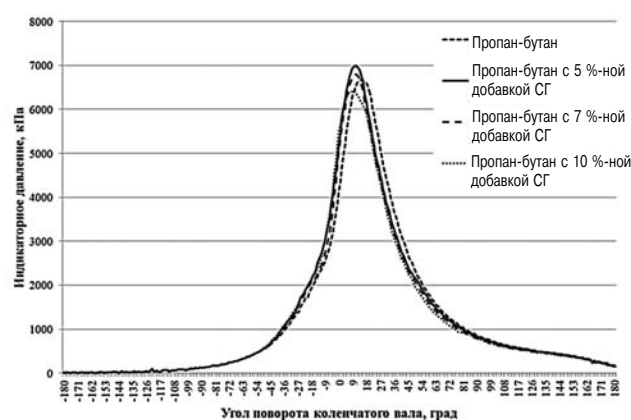


Рис. 2. Индикаторные диаграммы двигателя ВАЗ 11174 на пропан-бутане и пропан-бутане с добавками синтез-газа

На рис. 1 приведены наложенные друг на друга индикаторные диаграммы при работе двигателя на бензине и пропан-бутане, а на рис. 2 — на пропан-бутане с различными по величине добавками синтез-газа. На этом же рисунке показана диаграмма, полученная при работе на пропан-бутане без добавок синтез-газа.

Как видно из рис. 1, в условиях стендовых испытаний двигателя на указанном выше режиме индикаторная работа цикла на пропан-бутане больше, чем на бензине. Измеренная мощность на пропан-бутане составила 30,5 кВт, в то время как на бензине — 29,9 кВт. При работе на пропан-бутане, как видно из того же рис. 1, выше скорость нарастания давления, что согласуется с соотношением нормальных скоростей распространения пламени в пропановоздушных, бутановоздушных и бензовоздушных смесях [6].

Добавка содержащего свободный водород синтез-газа к пропан-бутану дополнительно ускоряет процесс сгорания (рис. 2), сокращая, в

том числе, длительность образования начального очага горения. Однако к некоторому небольшому приросту мощности (около 1,0 %) это приводит при добавках, не превышающих 5 %. В случае добавки 7 % синтез-газа работа цикла остается практически такой же, как при работе на пропан-бутане без добавок. При добавке синтез-газа в количестве 10 % работа цикла, как видно из индикаторных диаграмм на рис. 2, снижается.

Отмеченный характер влияния добавок синтез-газа, состоящего из водорода и диоксида углерода, на динамику тепловыделения и работу цикла обусловлен, по нашему мнению, совместным действием трех факторов. Фактором, действие которого в условиях экспериментов привело при малых добавках синтез-газа к некоторому увеличению работы цикла, является промотирующее действие свободного водорода. Известно, что на динамику тепловыделения в двигателях с принудительным искровым зажиганием значительное влияние оказывает длительность образования начального очага горения. Добавки свободного водорода к углеводородовоздушным смесям приводят к заметному сокращению длительной этой фазы сгорания [7, 8].

Другим фактором, оказывающим положительное влияние, служит некоторое повышение теплоты сгорания топливовоздушной смеси по мере увеличения в ней массовой доли синтез-газа. Несмотря на то что рассматриваемая разновидность синтез-газа содержит 88,5 % негорючего балласта — диоксида углерода, высокая теплота сгорания водорода компенсирует увеличение содержания CO_2 . Негативным действующим фактором оказывается снижение массы топливовоздушной смеси в цилиндре при увеличении доли синтез-газа. Снижение массы является следствием уменьшения плотности топливовоздушной смеси по мере повышения в ней доли водорода. При добавках синтез-газа, не превышающих 5 %, преобладающую роль играют первые два фактора, а при больших добавках — последний.

Особенно заметное влияние оказывают добавки синтез-газа на содержание в отработавших газах продуктов неполного сгорания топлива. Выбросы с отработавшими газами как несгоревших углеводородов, так и оксида углерода снижаются (рис. 3 и 4).

Обращает на себя внимание то обстоятельство, что при добавках, превышающих 5 %, выбросы CO и CH остаются практически постоянными. То, что после каталитического нейтрализатора содержание несгоревших углеводородов продолжает снижаться при добавках, превышающих 5 %, можно объяснить некоторым повышением температуры отработавших газов.

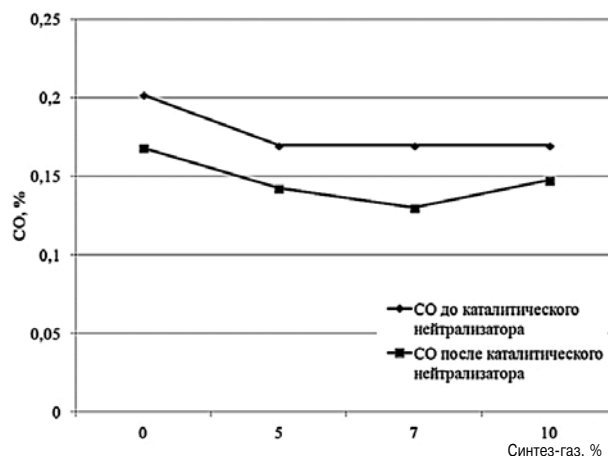


Рис. 3. Влияние добавок синтез-газа на содержание оксида углерода CO

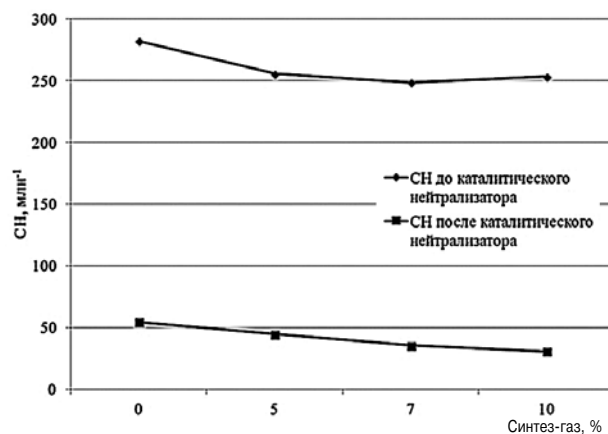


Рис. 4. Влияние добавок синтез-газа на содержание несгоревших углеводородов

В целом результаты испытаний двигателя ВАЗ-11194 на пропан-бутане с добавками синтез-газа позволяют сделать вывод о том, что эти добавки влияют, главным образом, на выбросы продуктов неполного сгорания топлива с отработавшими газами. При этом в условиях сохранения регулировок по углу опережения зажигания и сохранении стехиометрического состава смеси содержание в отработавших газах несгоревших углеводородов и оксида углерода при достижении некоторого порогового значения добавки (в экспериментах 5 % от общей массы топлива) достигает наименьших значений и при больших добавках остается практически неизменным.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ 19-48-340014.

Литература

1. Корнеев Н.В., Смоленская Н.М. Экспериментальное исследование процесса сгорания бензовоздушной смеси с добавками водорода // Машиностроитель. 2015. № 6. С. 2–7.

2. Фомин В.М., Каменев В.Ф., Хрипач Н.А. Автомобильный двигатель, работающий на смесевом топливе бензин-водород // АГЗК + Альтернативные топлива. 2006. № 1. С. 72–77.

3. Бризицкий О.Ф., Терентьев В.Я., Христолюбов А.П. и др. Разработка компактных устройств для получения синтез-газа из углеводородного топлива на борту автомобиля в целях повышения топливной экономичности и улучшения экологических характеристик автомобилей // Альтернативная энергетика и экология. 2004. № 11. С. 17–23.

4. Певнев Н.Г., Кириллов В.А., Бризицкий О.Ф., Бурцев В.А. Перспективы использования газобаллонных автомобилей с бортовым генератором синтез-газа // Транспорт на альтернативном топливе. 2010. № 3 (15). С. 40–45.

5. Хрипач Н.А. Синтез-газ — новое альтернативное топливо для транспортных двигателей // АГЗК + Альтернативное топливо. 2003. № 5. С. 54–56.

6. Газовые топлива и их компоненты. Свойства, получение, применение, экология: справочник / В.Н. Бакулин, Е.М. Брешенко, Н.Ф. Дубовкин, О.Н. Фаворский. М. : Издательский дом МЭИ, 2009. 614 с.

7. Злотин Г.Н. Федянов Е.А. Начальный очаг горения при искровом зажигании гомогенных топливовоздушных смесей в замкнутых объемах Волгоград : ВолгГТУ, 2008. 152 с.

8. Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателей роторного двигателя Ванкеля // Двигателестроение. 2020. № 2. С. 9–12.

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

НА КОЛОМЕНСКОМ ЗАВОДЕ НАЧАЛАСЬ АТТЕСТАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ НА НОВОМ ИСПЫТАТЕЛЬНОМ УЧАСТКЕ ЦЕХА ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

08.09.2020

На Коломенском заводе на реконструированном участке в цехе топливных систем (ЦТС) установлен комплекс из девяти новых стендов для испытаний компонентов топливной аппаратуры дизельных двигателей. Внедрение современного оборудования на испытательном участке в цехе топливных систем проводится в соответствии с планом технического развития предприятия. В настоящее время проводятся пуско-наладочные работы и аттестация стендов.

Комплекс испытательных стендов предназначен для обкаточных, регулировочных операций, позволяет проверять пропускную способность форсунок, герметичность нагнетательных клапанов, гидроплотность распылителей, проводить испытания плунжерных пар. В эксплуатацию уже введен стенд для обкатки топливных насосов и форсунок.

Топливная аппаратура является ключевым компонентом дизеля, от которого зависят расход топлива, экологичность и работоспособность. Это наиболее подверженная воздействию внешней среды система двигателя. Каждый узел топливной аппаратуры перед установкой на дизельный двигатель проходит комплекс определенных технической документацией испытаний. Новые стенды позволяют решить сразу несколько важных для производства



задач: исключить человеческий фактор и возможные неточности при проведении замеров, повысить качество измерений. При работе на новых стендах все данные проверяемой на них продукции сохраняются в памяти компьютера, что позволяет контролировать все этапы испытаний детали.

Трансмашхолдинг уделяет большое внимание инвестициям в техническое перевооружение своих предприятий, научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы. Реализация перспективного плана технического развития Коломенского завода рассчитана на период с 2018 по 2022 год. Общий объем инвестпрограммы составляет около 12 млрд рублей, на исполнение платежей для осуществления намеченных в 2020 году мероприятий заложено более 3 млрд рублей.

www.kolomnadiesel.com

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ СКЛОННОСТИ МОТОРНЫХ МАСЕЛ К ОБРАЗОВАНИЮ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ОТЛОЖЕНИЙ

М.Д. Прокопцова, м.н.с., К.В. Шаталов, к.т.н., Д.А. Уханов, с.н.с., д.т.н., проф.,
ФАУ «25 ГосНИИ химмотологии Минобороны России»

Показано, что качество современных моторных масел для бензиновых и дизельных двигателей оценивается их склонностью к образованию низкотемпературных отложений на определенных нагрузочно-скоростных и температурных режимах работы. При этом в РФ моторные масла для дизелей по этому показателю не оцениваются. Выполнен анализ отечественных и зарубежных методов оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений в целях разработки требований для создания отечественного моторного метода оценки качества моторных масел, предназначенных для дизельных двигателей.

Надежная и длительная эксплуатация современных автомобильных двигателей во многом зависит от качества применяемых смазочных масел. При этом масло в двигателе подвергается действию высоких температур и давлений при контакте с отработавшими газами, вступает в контакт с различными металлами. В результате происходит образование различного рода отложений на деталях двигателя, которые могут стать причиной снижения эксплуатационной надежности и долговечности двигателей [1].

Из литературных источников известно, что максимальное количество отложений в двигателе внутреннего сгорания образуется на режимах полной мощности, так как именно на этих режимах детали цилиндропоршневой группы и двигателя в целом имеют максимальную температуру [2].

В условиях эксплуатации двигателя работают на переменных режимах. В работе [3] показано, что при движении грузового автомобиля по загородной автомобильной трассе в течение 46,5 % от всего времени работы двигатель развивает мощность ($P_e > 0,5 P_{\max}$), что соответствует движению в гору и набору скорости после торможений и движения накатом, 40,5 % времени двигатель работает на режиме малой нагрузки ($P_e < 0,3 P_{\max}$) и 13 % времени в режиме частичной нагрузки ($0,3 P_{\max} < P_e < 0,5 P_{\max}$).

На режимах частичной нагрузки детали двигателя имеют более низкие температуры, однако на этих режимах также активно протекают про-

цессы образования углеродистых отложений, именуемые низкотемпературными, в картере, в клапанной крышке, в каналах системы смазки, на сетке маслоприемника, на фильтрах и других деталях и узлах двигателя [4].

Из данных, полученных в Санкт-Петербургском политехническом университете, следует, что количество низкотемпературных отложений, образованных на режимах частичных и полных нагрузок, сопоставимо. Данные получены при испытаниях 8 различных образцов моторных масел продолжительностью 120 моточасов на следующих режимах: частичные нагрузки — частота вращения коленчатого вала 800 об/мин, полная нагрузка — 3500 об/мин. Низкотемпературные отложения оценивали количественно, взвесив до и после испытаний: шестерню привода масляного насоса, сетку маслоотделителя из клапанной крышки (рис. 1) [5].

Традиционно склонность моторных масел к образованию отложений оценивается по количеству отложений на деталях цилиндропоршневой группы при работе двигателя на режиме полной нагрузки. Но не менее важным является оценка склонности моторных масел к образованию отложений на деталях, находящихся в картере двигателя, образованных при работе двигателя на режиме частичных нагрузок.

Низкотемпературные отложения, образуемые в картере двигателя, способствуют забивке отверстия маслозаборника и закупорке масляных ка-

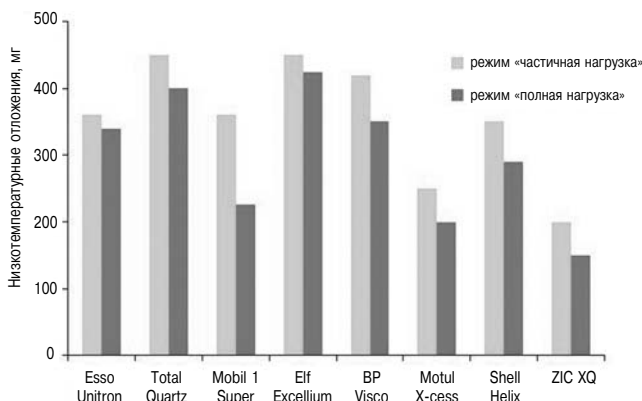


Рис. 1. Зависимость количества низкотемпературных отложений от различных режимов испытания

налов, что приводит к прекращению подачи масла к трущимся деталям двигателя. Отложения в клапанной коробке и на деталях газораспределительного механизма также могут спровоцировать прекращение подачи свежего масла на трущиеся поверхности деталей. Образование низкотемпературных отложений в фильтрах способствует их забивке, что приводит к повышенному загрязнению масла продуктами износа и прочими нерастворимыми веществами. Ухудшение условий смазки вызывает повышенный износ, а в некоторых случаях и задир деталей двигателя, в первую очередь, вкладышей подшипников и шеек коленчатого вала. Другим отрицательным последствием образования низкотемпературных отложений может стать загрязнение дренажных отверстий маслосъемных колец и поршня и, как следствие, увеличение расхода масла на угар. По данным НАМИ, на новом двигателе с забитыми прорезями маслосъемных колец расход масла на угар увеличился в 4,6 раза, а на изношенном — более чем в 6 раз [6].

Таким образом, потенциальная склонность моторных масел к образованию низкотемпературных отложений имеет большую эксплуатационную значимость. Данное свойство моторного масла оценивается только на этапе разработки его состава и технологии производства. При производстве и применении моторного масла склонность к образованию низкотемпературных отложений не оценивается [7]. В настоящее время известны следующие методы, которые используются в РФ и за рубежом для оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений.

1. ГОСТ 17479.1-2015 «Масла моторные. Классификация и обозначение» предусмотрен

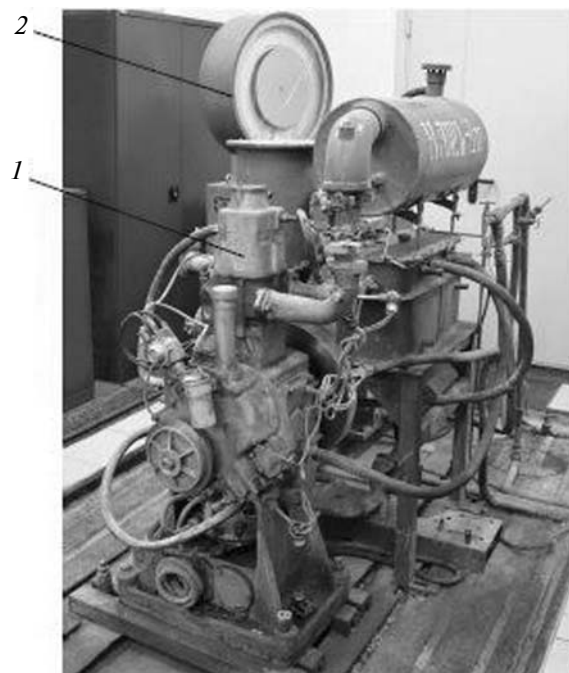


Рис. 2. Установка НАМИ-1М:

1 — одноцилиндровый карбюраторный бензиновый двигатель; 2 — электробалансирная машина типа DS-742-4/N

метод определения склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений на установке НАМИ-1М (ГОСТ 20994-75) [8].

Установка НАМИ-1М представляет собой одноцилиндровый стационарный бензиновый карбюраторный ДВС, который является отсеком двигателя ЗИЛ-130, тормозного устройства (электробалансирная машина), агрегатов систем охлаждения и топливоподачи, вспомогательного оборудования (рис. 2). Испытания на этой установке проводят в течение 120 часов 8-часовыми

Таблица 1

Режимы испытаний масла на стенде НАМИ-1М

Параметры	Режим испытания		
	«холодный»	«холодный»	«горячий»
Продолжительность испытания, ч	2	3	2
Мощность двигателя, кВт	холостой ход	$6,987 \pm 0,15$	$11,32 \pm 0,15$
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1110 ± 25	1900 ± 25	3000 ± 25
Часовой расход топлива, кг/ч	$0,98 \pm 0,1$	$2,7 \pm 0,1$	$4,3 \pm 0,1$
Угол опережения зажигания, град	22 ± 2	31 ± 1	40 ± 1
Давление в масляной магистрали, МПа	$0,3 \pm 0,01$	$0,3 \pm 0,01$	$0,3 \pm 0,01$
Температура, °С:			
· охлаждающей жидкости	20–25	$25 \pm 0,2$	90 ± 2
· моторного масла	20–25	$35 \pm 0,2$	80 ± 2
· воздуха	20–25	30–35	50 ± 2

Примечание. Прорыв картерных газов не должен превышать на всех режимах 25 л/мин.

Режимы испытания на двигателе ВАЗ-11183

Показатели	Этап		
	1	2	3
Продолжительность, мин	120	75	45
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	3000±20	3000±20	1000±20
Нагрузка, Н·м	68±1	68±1	х.х.
Разряжение во впускном коллекторе, кПа (кг/см ²)	26,3–33,8 (0,25–0,35)	26,3–33,8 (0,25–0,35)	х.х.
Температура, °С			
· охлаждающей жидкости на выходе из двигателя	40±2	80±2	30±2
· масла в поддоне двигателя	62±2	92±2	42±2

циклами без долива моторного масла на режимах, приведенных в табл. 1 [8].

Оценочный показатель метода: общее количество отложений в роторе центрифуги.

2. Ассоциация автомобильных инженеров для оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений применяет метод на бензиновом двигателе ВАЗ-11183 [9]. Сущность метода — испытания моторных масел на специально подготовленном бензиновом двигателе ВАЗ-11183 при работе на пониженных тепловых режимах. Режимы испытаний масел на бензиновом двигателе ВАЗ-11183 приведены в табл. 2.

Методы испытаний, существующие в РФ, не могут в полной мере воспроизвести особенности условий работы моторного масла в современных дизелях. Так, например, условия работы моторного масла и образования отложений отличны в бензиновых и дизельных двигателях, а именно

степень сжатия в дизелях почти в два раза выше, чем в бензиновых двигателях, это напрямую сказывается на процессах окисления масел: они протекают значительно быстрее в дизельном двигателе. Кроме того, топливо в цилиндрах дизеля сгорает не полностью, поэтому в дизельных двигателях всегда образуется большое количество продуктов неполного сгорания, воздействующих на масла. За счет высокой степени сжатия в картер из цилиндров прорывается больше газов, которые также окисляют масло.

Методы оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений существующие за рубежом представлены в табл. 4.

3. Метод испытаний Sequence-VG (ASTM D6593) используется для контроля образования низкотемпературных отложений на деталях двигателя в условиях ускоренного проведения испытаний. Метод реализуется на бензиновом четырехтактном V-образном восьмицилиндровом двигателе Ford 4,6 л (рис. 3, 4).

Таблица 3

Оцениваемые параметры метода на двигателе ВАЗ-11183

Оцениваемые параметры	Ед. изм.	Значения параметров для масел групп		
		Б5	Б6	Б7
Продолжительность испытания	ч	180	180	224
Средняя оценка отложений (на пяти деталях), не более	балл	0,5	0,5	0,7
Отложения на корпусе распределительного вала, не более	балл	1,0	1,0	1,0
Отложения на корпусе маслоприемника, не более	балл	1,0	1,0	1,0
Забивка отверстий маслосъемных колец, не более	%	10,0	10,0	10,0
Подвижность поршневых колец, не более	балл	1,0	1,0	1,0
Суммарная оценка поршня, не более	балл	4,0	4,0	5,0
Отложения на юбке поршня, не более	балл	0,5	0,5	0,7
Средний износ кулачков р/вала, не более	мкм	10,0	10,0	10,0
Средний износ поршневых колец, не более:				
· потеря массы (на один поршень)	мг	35	35	35
· увеличение зазора в замке	мкм	55	55	55

**Зарубежные методы оценки склонности моторных масел к образованию
низкотемпературных отложений [10, 11]**

Система классификации моторных масел	Название метода	Тип двигателя, на котором реализован метод
API-ILSAC (Американский Институт Нефти) Классы API для бензиновых двигателей: SN, SM, SJ, SL	Стандартный метод испытаний автомобильных моторных масел для оценки образования отложений в двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием при низких температурах в условиях малой нагрузки ASTM D6593 (Sequence-VG)	Четырехтактный V-образный восьмицилиндровый бензиновый двигатель Ford 4,6 л
Классы API для дизельных двигателей: CJ-4, CI-4, CI-4 plus, CH-4	ASTM D6838-04 (2010) Процедура испытания двигателя Cummins M11 HST	Шестицилиндровый дизельный двигатель со специальным запрограммированным электронным контроллером образования сажи в картере двигателя Cummins M11HST
ACAE (Ассоциация Европейских Производителей Автомобилей) Класс ACAE для нагруженных дизельных двигателей: E4, E6, E7, E9	Метод CEC-L-99-08: «Оценка смазочных материалов в картере двигателя в отношении низкотемпературных превращений и износа в тяжелых условиях эксплуатации»	2,2-литровый, четырехцилиндровый двигатель OM646 DE22LA с непосредственным впрыском Common Rail
JASO (Японская организация по стандартизации в области автомобилестроения)	Не предусмотрен метод для оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений	—

Испытания проводят на различных скоростных режимах с переменной нагрузкой. Продолжительность испытаний составляет 240 ч. (табл. 5). Перед каждым испытанием осуществляется 90-минутная обкатка, так как каждый раз используется сборка-разборка двигателя. Оценочные по-

казатели метода: общее количество осадков и лаковых отложений.

4. Метод ASTM D6838-04 (2010), с помощью которого можно также оценивать склонность моторных масел для дизельных двигателей к образованию низкотемпературных отложений.

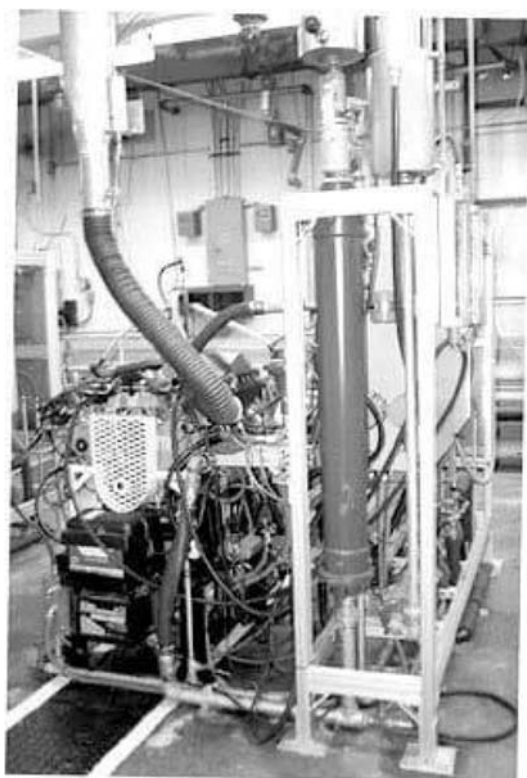


Рис. 3. Общий вид стенда с двигателем Ford



Рис. 4. Система охлаждения стенда с двигателем Ford

Режимы испытаний по методу Sequence – VG (ASTM D6593)

Показатели	Этап		
	1	2	3
Продолжительность, мин	120	75	45
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1200±5	2900±5	700±15
Мощность двигателя, кВт	Не нормируется		1,30±0,2
Разряжение во впускном коллекторе, кПа	69±0,2	66±0,2	Не нормируется
Температура, °C: · охлаждающей жидкости на выходе из двигателя · масла в поддоне двигателя	57±0,5 68±0,5	85±0,5 100±0,5	45±1 45±1
Расход охлаждающей жидкости, л/мин	48±2	Не нормируется	
Давление охлаждающей жидкости, кПа	70±10	70±10	70±10
Температура всасываемого воздуха, °C	30±5	30±5	30±5
Давление всасываемого воздуха, кПа	0,05±0,02	0,05±0,02	0,05±0,02
Прорыв картерных газов, л/мин	Не нормируется	60-70	—
Влажность всасываемого воздуха, г/кг	11,4±0,8	11,4±0,8	11,4±0,8
Противодавление на выпуске, кПа	104±2	107±2	Не нормируется
Расход топлива, кг/мин	Не нормируется		

Сущность метода заключается в испытаниях моторных масел на шестицилиндровом дизельном двигателе Cummins M11HST со специальным запрограммированным электронным контроллером образования сажи. Продолжительность испытаний составляет 200 ч. Режимы испытания приведены в табл. 6.

Испытания проводят на различных скоростных режимах переменной нагрузкой:

- 50 часов сажеобразования при 1800 об/мин;
- 50 часов генерации износа при 1600 об/мин;
- 50 часов сажеобразования при 1800 об/мин;
- 50 часов генерации износа при 1600 об/мин.

Оценочные показатели метода: общее количество отложений, загрязнение поршня, загрязнение масляного фильтра.

5. Метод CEC-L-99-08 предназначен для оценки характеристик моторного масла в отношении износа, чистоты поршней и отложений в двигателе. Испытания проводят на 4-цилиндровом двигателе OM646 DE22LA объемом 2,2 литра с непосредственным впрыском топлива системой common rail мощностью 110 кВт. Это один из самых современных дизельных двигателей (рис. 5). Обкатка двигателя включает проверку работоспособности двигателя с использованием эталонного масла. Испытания длятся 300 часов, состоят из 300 циклов, включают режим частичной, полной нагрузки и холостого хода. На протяжении испытания отбираются небольшие пробы масла для контроля его качества.

По окончании цикла испытаний проводится визуальная оценка состояния двигателя, после чего — тестовые измерения всех соответствующих деталей.

Оценочные показатели метода: износ цилиндра, загрязнение поршня, отложения в двигателе, залипание колец, износ толкателя, износ подшипника, износ поршневого кольца, износ цепи ГРМ.

Отечественные машиностроительные заводы, такие как ПАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод), ПАО «КамАЗ» в своих программах



Рис. 5. Двигатель OM646 DE22LA для метода CEC-L-99-08

Режимы испытания метода ASTM D6838-04 на двигателе Cummins M11HST

Параметры	Единицы измерения	Этап			
		A	B	C	D
Продолжительность этапа	часы	50	120	75	45
Частота вращения коленчатого вала	об/мин	1800±5	1600±5	1800±5	1600±5
Мощность	кВт	Не нормируется			
Крутящий момент	Н·м	1340–1360	1640–1660	1340–1360	1640–1660
Расход топлива	кг/ч	53±1	53±1	53±1	53±1
Прорыв газов	л/мин	Не нормируется			
Температура охлаждающей жидкости на выходе	°C	88±2	88±2	88±2	88±2
Температура охлаждающей жидкости на входе	°C	Не нормируется			
Разница температур охлаждающей жидкости	°C	макс 7	макс 7	макс 7	макс 7
Температура топлива	°C	40±2	40±2	40±2	40±2
Температура масла в картере	°C	115±2	115±2	115±2	115±2
Температура воздуха на впуске	°C	Не нормируется			
Температура впускного коллектора	°C	46±2	46±2	46±2	46±2
Температура выхлопных газов	°C	Не нормируется			
Давление топлива	кПа	Не нормируется			
Давление масла в картере	кПа	Не нормируется			
Перепад давления в масляном фильтре	кПа	Не нормируется			
Давление в системе охлаждения	кПа	от 99 до 107	от 99 до 107	от 99 до 107	от 99 до 107
Давление во впускном коллекторе	кПа·абс	Не нормируется			
Давление выхлопных газов	кПа·абс	107±1	107±1	107±1	107±1
Давление в картере	кПа	Не нормируется			
Давление воздуха на впуске	кПа·абс	Не нормируется			

оценки качества моторного масла не предусматривают оценку склонности масел к образованию низкотемпературных отложений на деталях дизельных двигателей. Машиностроительный завод АО «АвтоВАЗ» оценивает склонность моторных масел к образованию низкотемпературных отложений на бензиновом двигателе ВАЗ-11183 методом, описанным выше.

Таким образом, в настоящее время существуют два отечественных метода оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений — ГОСТ 20994 и метод испытаний на двигателе ВАЗ-11183. Однако эти методы предусмотрены только для бензиновых двигателей. В отличие от российских производителей, за рубежом осуществляется комплексная оценка

склонности моторных масел к образованию высоко- и низкотемпературных отложений.

В результате проведенного анализа существующих методов оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений выявлены общие характерные особенности этих методов: длительная продолжительность испытаний от 120 до 300 часов, проведение испытаний на различных скоростных режимах работы двигателя с переменной нагрузкой, при этом режимы изменяются циклично. Оценочные показатели методов варьируются в зависимости от типа двигателя и места, где отложения накапливаются более интенсивно. Оценочными показателями методов являются: общее количество низкотемпературных отложений, образованных

в центрифуге, на масляном фильтре, на поверхности распределительного вала и на корпусе маслоприемника.

Анализ существующих методов испытаний позволяет сформулировать исходные требования к разработке нового отечественного метода испытаний моторных масел:

➤ проведение испытаний на полноразмерном дизельном двигателе;

➤ проведение испытаний на различных скоростных режимах с переменной нагрузкой в течение длительного времени >120 ч;

➤ оценочный показатель метода: количество отложений на масляном фильтре.

На основании этих требований в ФАУ «25 ГосНИИ химмотологии Минобороны России» в 2020–2021 гг. планируется разработка метода оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений для дизельных двигателей.

Литература

1. Венцель С.В. Применение смазочных масел в автомобильных и тракторных двигателях. М. : Химия, 1969. 228 с.
2. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. 472 с.
3. Экспериментально-теоретические исследования по обоснованию направлений создания топлив и масел, а также методов оценки и прогнозирования их эксплуатационных свойств для обеспечения надежности современных и перспективных силовых установок ВВТ в условиях Арктики и Крайнего Севера: отчет о научно-исследовательской работ (промежуточ.), шифр «Морок-А» / Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана; рук. Онищенко Д.О. М., 2020. 119 с.
4. Гришин Н.Н., Середа В.В. Энциклопедия химмотологии. М. : Изд-во «Перо», 2016. 960 с.
5. Шабанов А.Ю. Очерки современной автохимии. Мифы или реальность. СПб. : Иван Федоров, 2004. 216 с.
6. Разработка метода оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений: отчет о научно-исследовательской работе (заключительный). Инв. № 0284.0028677 / Центральный научно-исследовательский дизельный институт. Л., 1983. 119 с.
7. Обоснование режимов испытаний дизеля для оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений / Д.А. Уханов, И.Ф. Адгамов, К.В. Шаталов, М.Д. Прокопцова // Эксплуатация автотракторной и сельскохозяйственной техники: опыт, проблемы, инновации, перспективы: сборник статей IV Международной НПК. Пенза: РИО ПГАУ, 2019. С. 132–137.
8. ГОСТ 20994–75. Масла моторные. Метод оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений. Введ. 1976-07-01. М. : Изд-во стандартов, 1975. 19 с.
9. СТО 31697153-ААИ005–2019 Метод оценки склонности масел к образованию низкотемпературных отложений и противоизносных свойств, соответствие классам Б5, Б6, Б7.
10. ASTM 6593-2018 Standard Test Method for Evaluation of Automotive Engine Oils for Inhibition of Deposit Formation in a Spark-Ignition Internal Combustion Engine Fueled with Gasoline and Operated Under Low-Temperature, Light-Duty Conditions (Стандартный метод испытаний автомобильных моторных масел для оценки образования отложений в двигателе внутреннего сгорания с искровым зажиганием при низких температурах в условиях малой нагрузки).
11. ASTM D6838-04 (2010). Cummins M11 HST Test Procedure (Процедура испытания двигателя Cummins M11 HST).

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ СПГ В КАЧЕСТВЕ ТОПЛИВА ДЛЯ СУДОВЫХ ДВС

Д.С. Ватолин, аспирант

Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова

Рассматривается актуальность применения сжиженного природного газа в качестве топлива для судовых энергетических установок. Показаны экономические и экологические преимущества сжиженного природного газа (СПГ) в сравнении с жидким углеводородным топливом. Выполнен краткий обзор конструкции современных судовых двухтопливных двигателей, сформулированы требования к ним Российского Морского Регистра Судоходства. Приводятся основные химико-физические характеристики природного газа, добываемого на различных месторождениях, дана оценка влияния состава композиции СПГ на метановое число и устойчивость двигателя к возникновению детонации.

двигатель. Примером судна, использующего систему LNGPac, является танкер-афрамекс «Gagarin Prospect» (рис. 1) принадлежащий ПАО «Совкомфлот», с запасом хода на СПГ 14 суток [2].

Известны также системы хранения LNG для транспортных судов, которые предлагает компания Gaztransport & Technigaz (GTT), созданные на основе мембранной грузовой системы Mark III (рис. 2). Предлагаемый объем системы хранения газа может варьироваться от 1000 до 20 000 м³ [3]. Избыточное давление в бункерной емкости превышает атмосферное не более чем на 250 мбар при температуре СПГ, равной –160 °С.

➤ Во-вторых, цена на СПГ значительно ниже, чем на тяжелые сорта топлива (Heavy Fuel Oil — HFO) и на дизельное топливо (Marine Diesel

Введение

В последние годы все больше судов проектируется и строится с возможностью использования сжиженного природного газа (СПГ или LNG — Liquefied Natural Gas) в качестве основного топлива. Руководствуясь этой тенденцией Международная морская организация (International Maritime Organization— IMO) разработала специальный кодекс с правилами постройки и эксплуатации судов, использующих топливо с низкой температурой вспышки — IGF Code (International Code of Safety for Ship Using Gases or Other Low-flashpoint Fuels) [1]. Переход на газовое топливо обусловлен тремя факторами.

➤ Во-первых, развитие научно-технического прогресса в области криогенных технологий достигло результатов, позволяющих компактно и безопасно хранить запас СПГ на борту судна с возможностью его эффективного использования в энергетической установке. (например технология LNGPac компании «Wartsila»). Концепция системы LNGPac состоит в том, что СПГ хранится в криогенной емкости напорного типа с рабочим давлением 6–9 бар при температуре СПГ, соответствующей рабочему давлению. Установка оснащена испарителем и подогревателем в целях возможности регулирования количества и температуры газа подаваемого в

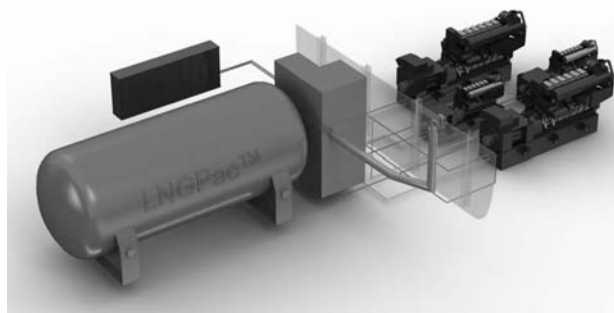


Рис. 1. Общий вид установки LNGPac и судно «Gagarin Prospect», на котором установлена установка LNGPac

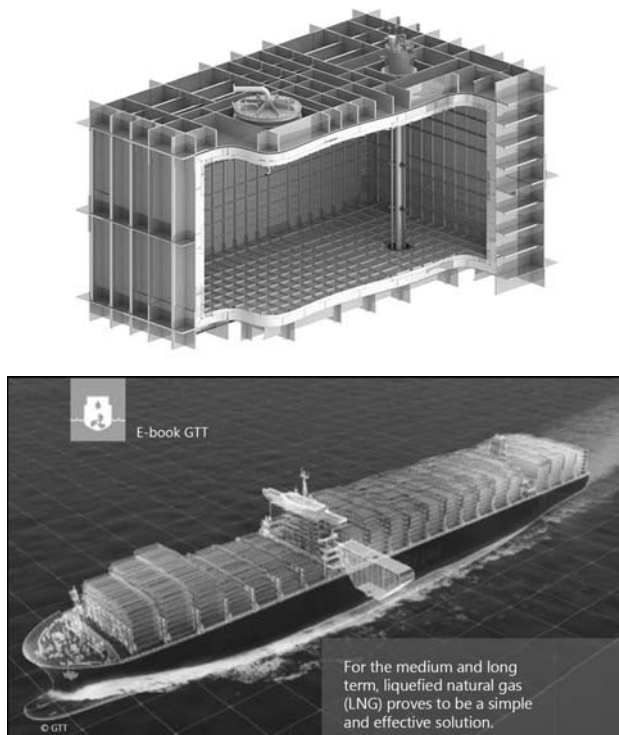


Рис. 2. Мембранный танк для хранения LNG, разработанный компанией GTT (сверху) и предлагаемый вариант его размещения на судне (снизу)

Oil — MDO). Согласно статистике Det Norske Veritas & Germanischer Lloyd (DNV GL) за последние несколько лет [3], количество тепловой энергии, полученной от СПГ, обойдется почти в 2 раза дешевле, чем аналогичное количество тепловой энергии, полученное от MGO.

➤ В-третьих, ужесточаются экологические требования к судовым двигателям внутреннего сгорания. С 1 января 2020 г. содержание серы в топливе не должно превышать 0,5 % во всем мировом океане, кроме зон контролируемых выбросов (Emission Control Area — ECA), что означает необходимость либо перехода на низкосернистые виды топлива, либо установки систем очистки отработавших газов (ОГ) от оксидов серы. В зонах ECA действуют требования IMO Tier-III, которые регламентируют значительное снижение эмиссии оксидов азота (рис. 3).

Выполнение столь жестких требований возможно лишь за счет установки дорогостоящих крупногабаритных систем очистки отработавших газов, способных восстановить оксиды азота до элементарного азота, например систем каталитической очистки (Selective Catalyst Reactor — SCR), либо за счет применения альтернативных видов топлива, таких как СПГ.

Как показывает практика, установка систем очистки ОГ от оксидов серы (типа open-loop [5])

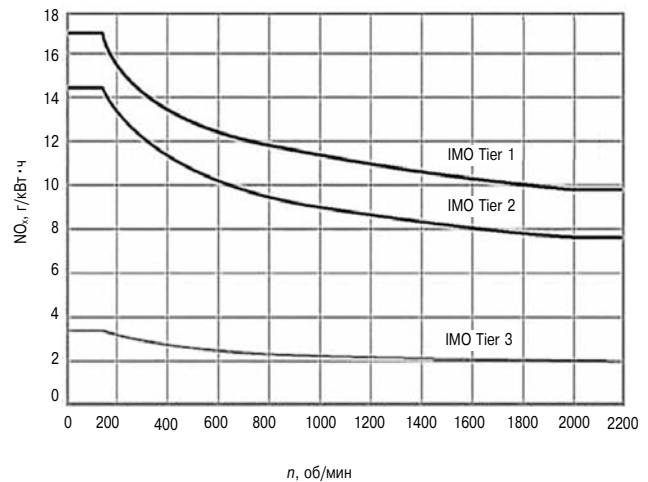


Рис. 3. Предельные значения выбросов NO_x по требованиям IMO

является экономически оправданной только для крупных судов типа VLCC (Very Large Crude Carrier), которые не будут работать в зонах ECA. Торговые суда, которые планируется эксплуатировать с заходами в ECA-зоны, в любом случае придется оборудовать установками снижения выбросов оксидов азота. Поскольку SCR-системы являются крупногабаритными (сопоставимы по размерам с двигателем), их технологически сложно устанавливать совместно с системами open-loop, не говоря о значительных затратах на модернизацию.

Использование низкосернистых сортов топлива совместно с системой очистки ОГ от оксидов азота повлечет за собой высокие эксплуатационные расходы, во-первых, из-за высокой стоимости «чистых» видов дизельного топлива, во-вторых, из-за дополнительных расходов на закупку технологических жидкостей (раствора мочевины) [6] и выдачу отработавших растворов на береговой терминал. При этом возможные дополнительные расходы на преждевременную замену катализатора. Более подробный анализ этой проблемы выполнен в работах [7, 8].

Конвертация двигателя для работы на природном газе и установка SCR-системы для выполнения требований IMO Tier-III даже при отсутствии запаса LNG на борту судна потребуют значительных финансовых вложений. Но относительно низкая стоимость СПГ и низкие операционные затраты на систему SCR ввиду очень низкого уровня выбросов оксидов азота в ОГ позволят окупить понесенные затраты в течение первых 10 лет после модернизации [9].

Как видно из вышеперечисленного, применение СПГ в качестве топлива является экономически и технически оправданным. Наиболее показателен факт значительного увеличения

флота, работающего на СПГ (на 2020 г. свыше 200 судов) [10]. В связи с тем что тенденция дальнейшего увеличения количества судов, которые будут использовать СПГ в качестве топлива сохранится, требуется оценить эффективность как самих двухтопливных дизелей, так и систем подготовки газа в целях определения перспектив их развития.

1. Особенности конструкции ДВС

В соответствии с требованиями Регистра [11], двухтопливные дизельные двигатели при работе на топливе двух видов должны оборудоваться устройствами подачи запального топлива. Реализация данного требования осуществляется производителями судовых ДВС по-разному.

Компания «MAN Diesel & Turbo SE» производит двухтактные двигатели, работающие на винт фиксированного шага (ВФШ) серии ME-GI, в которых запальное топливо подается основной форсункой. Цикловая подача топлива задается электронной системой управления. Газовое топливо подается в цилиндр под высоким давлением (~300 бар) [12] через специальную газовую форсунку (рис. 4).

Данная конструкция имеет ряд недостатков. Во-первых, газ подается в машинное отделение под высоким давлением, что увеличивает вероятность утечки газа. Во-вторых, доля запального топлива не может быть меньше 3 % от общего объема тепловыделения, что исключает возможность работы судна в зонах ЕСА. Однако стоит отметить, что при такой организации топли-

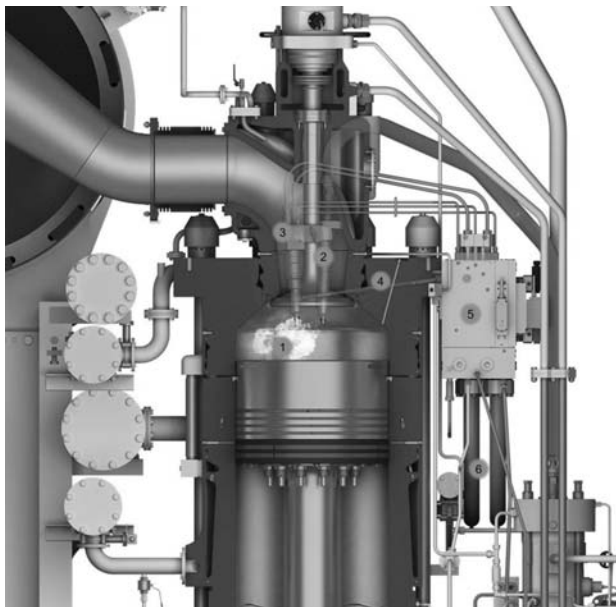


Рис. 4. Конструкция двигателя серии ME-GI:

1 — воспламенение газа от топлива; 2 — газовая форсунка; 3 — топливная форсунка; 4 — канал подачи газа; 5 — газораспределительный блок; 6 — линия подачи газа типа «труба в трубе»

водачи двигатель устойчиво работает на газе во всем диапазоне нагрузок.

Компания «Winterthur Gas & Diesel Ltd.» производит двухтактные двигатели, работающие на ВФШ серии X-DF с системой подачи газа низкого давления (~10–13 бар). В этих двигателях клапаны подачи газа в цилиндр находятся чуть выше продувочных окон, и метан подается в цилиндр в процессе сжатия, что делает смесь более гомогенизированной (рис. 5). Воспламенение газа происходит от запальных форсунок, цикловая подача которых составляет 1 % от общего тепловыделения. И хотя, согласно заявлениям производителя, двигатель способен устойчиво работать на газе в диапазоне нагрузок от 20 до 100 % [13], Регистр ограничивает мощность перехода на газ на уровне 50 % от номинальной.

Широкое распространение на флоте получили четырехтактные двигатели, работающие на генератор переменного тока в составе системы электродвижения. Они работают при постоянной частоте вращения в широком диапазоне нагрузок, что способствует устойчивому сгоранию газа в рабочих цилиндрах. При этом имеется возможность варьировать количество дизель-генераторов, работающих параллельно.

Однако стоит учитывать значительное снижение эффективности установки ввиду потерь при передаче электроэнергии. Двигатели оборудованы системой подачи газа низкого давления (~5 бар). Метан подается в цилиндр вместе с продувочным воздухом через впускной клапан и воспламеняется от запальной форсунки, подача которой составляет 1 % от общего тепловыделения на номинальном режиме. На рис. 6 представлена конструкция двухтопливного двигателя «MAN

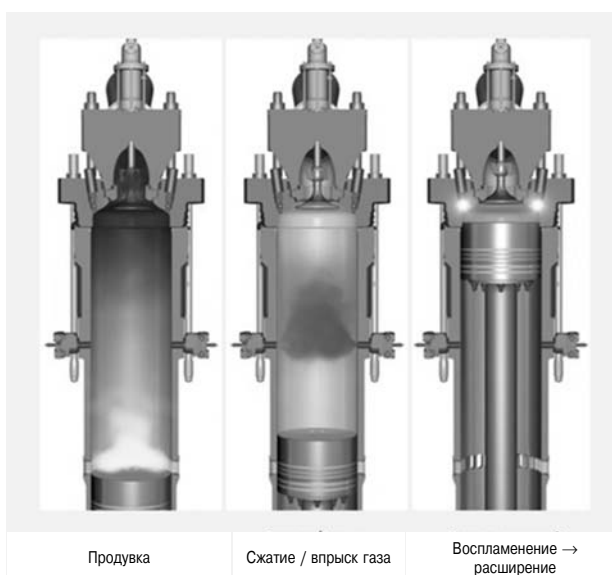


Рис. 5. Принцип работы двигателя типа X-DF

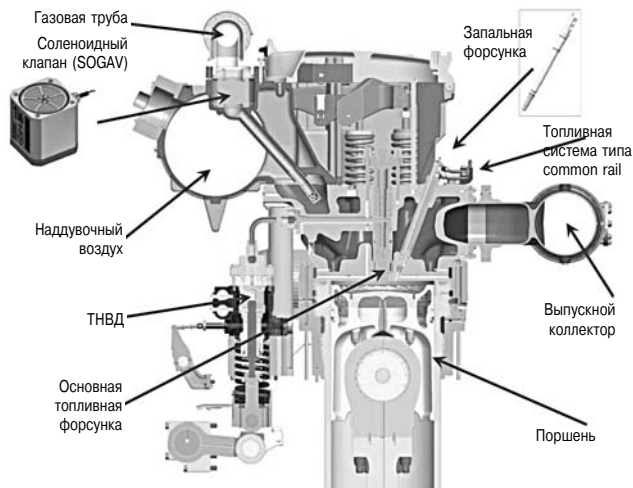


Рис. 6. Конструкция система подачи топлива в цилиндр дизеля фирмы «MAN Diesel & Turbo SE» типа DF

Diesel & Turbo SE» серии DF [14]. Аналогичные двигатели серии DF выпускает фирма «Wartsila».

В соответствии с требованиями Регистра [11], все двухтопливные двигатели должны быть оборудованы аварийной системой автоматического перехода с газового топлива на жидкое, а также газоанализаторами состава атмосферы в картере.

2. Специфика использования СПГ в судовых ДВС

СПГ, добытый в различных регионах мира, имеет разный состав. В таблице представлен стандартный состав СПГ, используемый при проведении проектных расчетов, а также реальные композиции природного газа для некоторых крупных месторождений.

Одной из наиболее важных характерных особенностей СПГ как топлива является непостоянство его композиции во времени. В результате исследования [15], проведенного на борту СПГ-танкера «Castillo de Sentisteban», были получены данные об изменении состава газа по мере длительности морского перехода. Для этого судна длительность грузового и балластного переходов составляла по 20 суток. Изменения

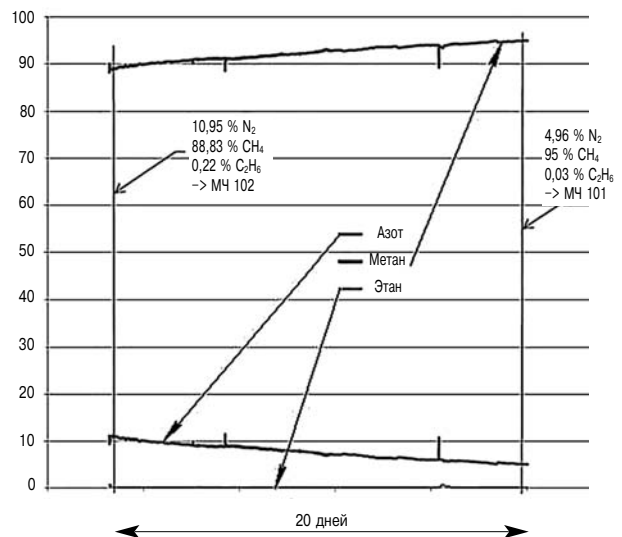


Рис. 7. Изменение композиции газа за время грузового перехода

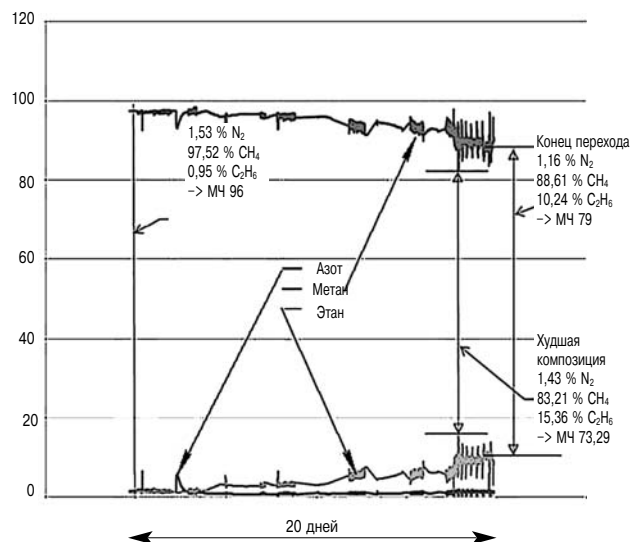


Рис. 8. Изменение композиции газа за время балластного перехода

композиции СПГ за время грузового перехода и в балласте представлены на рис. 7 и 8 соответственно.

Как видно из приведенных данных, после погрузки СПГ на борт начинает активно испаряться азот вследствие более низкой температуры кипения ($-195,8^{\circ}\text{C}$) в сравнении с метаном ($-161,4^{\circ}\text{C}$). При грузовом переходе количество азота в композиции испарившегося газа уменьшается. При этом метановое число (МЧ) испарившегося газа почти не меняется. МЧ характеризует детонационную стойкость газа (чистый метан

Состав СПГ

Элемент	Стандартный состав	Алжир	Ливия	Малайзия	Катар
Метан, моль %	89,63	88,0	71,4	93,29	89,5
Этан, моль %	6,32	7,95	16,0	3,42	6,33
Пропан, моль %	2,16	2,37	7,9	2,12	2,49
Бутан, моль %	1,20	1,05	3,4	0,98	1,26
Пентан, моль %	0,00	0,03	1,3	0,00	0,08
Азот, моль %	0,69	0,60	0,00	0,19	0,34

считается детонационностойким и его МЧ = 100, включение менее детонационностойких газов, например этана, понижает МЧ). МЧ для устойчивой работы современных двухтопливных двигателей не должно быть ниже 70.

При балластном переходе начинает увеличиваться содержание этана в композиции испарившегося газа, что обусловлено его более высокой температурой кипения ($-88,6\text{ }^{\circ}\text{C}$). Этан имеет более высокую теплотворную способность, (C_2H_6 — $63,77\text{ МДж/м}^3$), чем метан (CH_4 — $35,83\text{ МДж/м}^3$), однако при этом значительно снижается МЧ смеси. За 20 дней перехода произошло изменение МЧ смеси с 96 (с теплотой сгорания 32 МДж/м^3) до МЧ, равного 73,2 (с теплотой сгорания $41,6\text{ МДж/м}^3$). Более длительный переход способствовал бы дальнейшему снижению МЧ и соответственно снижению стабильной работы двигателей.

3. Сравнительный анализ комплексов двигатель–система подготовки газа

Одной из главных характеристик комплексов двигатель–система подготовки газа — это давление подачи газа в рабочий цилиндр. Для двигателей с системой подачи газа низкого давления (Low Pressure — LP) использование системы LNGPac с давлением в криогенной емкости 6–9 бар позволяет обойтись без применения газового компрессора, что упрощает систему подготовки газа, снижает ее стоимость и энергозатратность.

Использование мембранной криогенной емкости, предлагаемой компанией GTT, изначально подразумевает наличие в системе подготовки газа компрессора, способного обеспечить давление, гарантирующее подачу газообразного топлива в цилиндр. Для двигателей с системой LP, как правило, используются многоступенчатые центробежные компрессоры со степенью повышения давления от 6,5 до 17 в зависимости от конструкции двигателя [16]. В случае применения системы подачи газа высокого давления ~300 бар (High Pressure — HP) применяется многоступенчатый поршневой компрессор. Общий вид компрессоров представлен на рис. 9.

Согласно данным [17], многоступенчатые поршневые компрессоры имеют ряд недостатков по сравнению с центробежными аналогичной мощности: энергоемкость повышается в ~1,6–1,7 раза; занимаемый объем в технологическом помещении в ~14 больше; масса всей установки больше в ~6 раз; требуется компенсация пульсаций давления.

Также, согласно данным, представленным в работе [17], меньший удельный расход топлива на номинальном режиме имеют двигатели с системой подачи газа низкого давления (рис. 10),

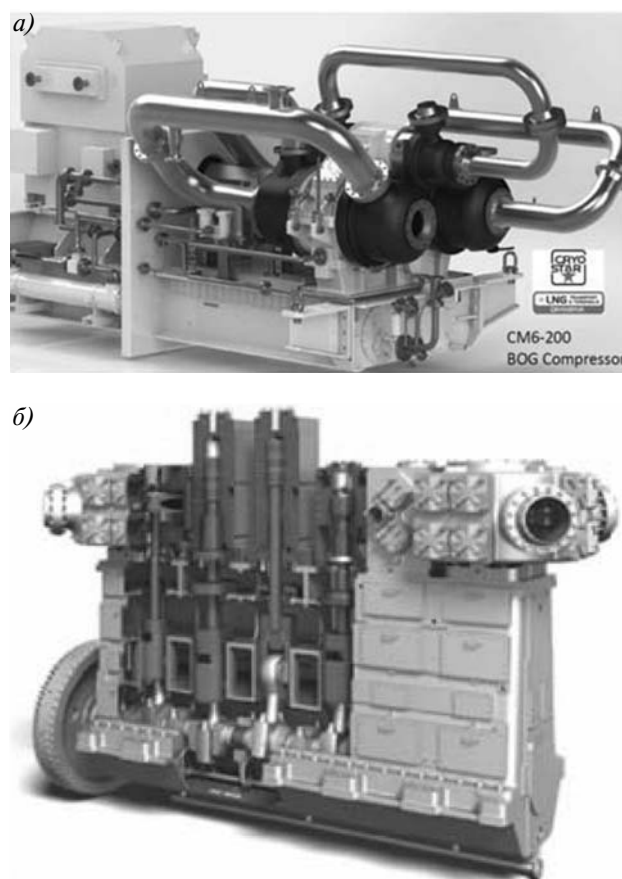


Рис. 9. Компрессоры подачи газа к двухтопливному двигателю:

a — 6-ступенчатый центробежный компрессор фирмы «CryoStar» с рабочим давлением 16 бар; *б* — многоступенчатый поршневой компрессор фирмы «Burckhardt Compression» с рабочим давлением 300 бар

однако стоит отметить, что на долевых режимах двигатели с HP имеют меньший расход топлива.

Следует отметить, что двигатели с системой HP уступают двигателям с системой LP в экологичности. Согласно данным, приведенным в работе [18], двигатели с системой подачи газа высокого давления не имеют выбросов оксидов серы (ввиду ее отсутствия в природном газе), а по уровню выбросов углекислого газа, оксидов азота и твердых частиц незначительно отличаются от обычных дизельных двигателей (рис. 11).

Из преимуществ двигателей с системой HP стоит отметить их устойчивость при работе на газовом топливе вне зависимости от МЧ. В двигателях этого типа не снижается мощность при переходе с дизельного топлива на газовое. В двигателях с системой LP при снижении МЧ ниже 80 мощность снижается на 1 % на каждую единицу МЧ (рис. 12), а также при переходе с дизельного топлива на газовое потеря мощности составляет ~20 % от MCR [19].

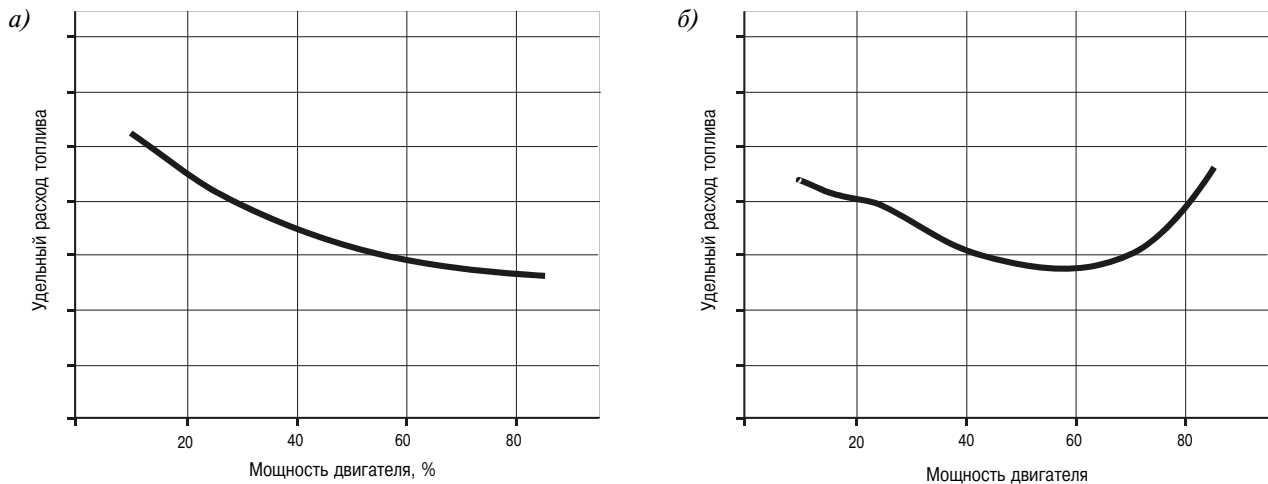


Рис. 10. Сравнительная характеристика изменения удельного расхода топлива:
 а — для двигателя с системой подачи газа низкого давления, работающего по циклу Отто;
 б — для двигателя с системой подачи газа высокого давления, работающего по циклу Дизеля

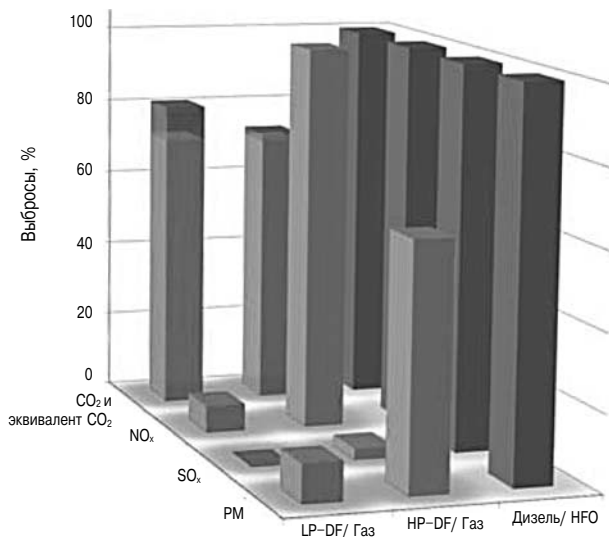


Рис. 11. Относительные уровни эмиссии вредных веществ для двухтопливного двигателя с системой подачи газа низкого давления (LP-DF), двухтопливного двигателя с системой подачи газа высокого давления (HP-DF) и конвенционального дизеля (Diesel)

Заключение

Природный газ становится все более востребованным источником энергии на флоте и, как показывают существующие тенденции, количество судов, использующих СПГ в качестве топлива, будет стремительно увеличиваться. Это потребует увеличения количества судов-бункеровщиков СПГ. Также целесообразна разработка международного стандарта на состав судового

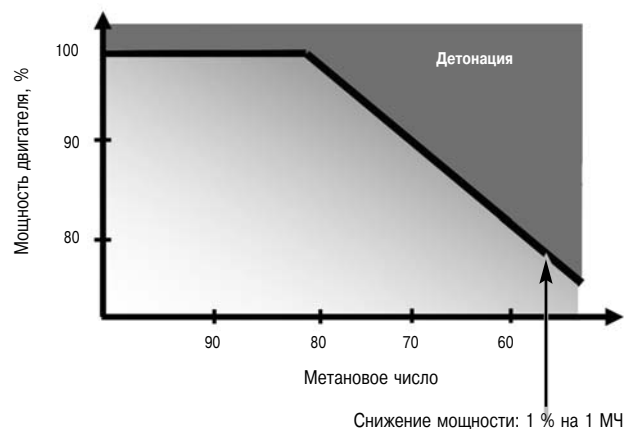


Рис. 12. Зависимость ограничения мощности двигателя с системой подачи газа низкого давления от значения МЧ

газового топлива для контроля его качества при бункеровке. При этом следует учесть, что для СПГ-танкеров необходимо совершенствовать системы управления рабочими процессами ДВС, так как они берут на борт газ непосредственно с месторождений и его состав и свойства значительно различаются.

Двигатели с системой подачи газа низкого давления более экономичны, имеют меньшую стоимость при постройке судна и полностью соответствуют требованиям IMO Tier-III по выбросам NO_x , что позволяет эксплуатацию судов в зонах ECA без использования систем очистки газов.

Литература

1. International Code of Safety for Ship Using Gases or Other Low-flashpoint Fuels (IGF Code). URW: <http://www.imo.org/en/OurWork/Safety/SafetyTopics/Pages/IGF-Code.aspx> (дата обращения: 08.10.2020).
2. «Зеленые» «Афрамексы» СКФ. URW: http://www.scf-group.com/fleet/sustainable_development/afraamax.aspx (дата обращения: 09.10.2020).
3. LNG as marine fuel. URW: <https://www.gtt.fr/en/applications/lng-as-a-fuel> (дата обращения 08.10.2020).
4. Current price development oil and gas. URW: <https://www.dnvgl.com/maritime/lng/current-price-development-oil-and-gas.html> (дата обращения: 08.10.2020).
5. Understanding exhaust gas treatment systems. URW: https://www.alfalaval.sk/globalassets/documents/microsites/puresox/understanding_exhaust_gas_treatment_systems.pdf (дата обращения: 08.10.2020).
6. AdBlue and UREA for Ships. URW: <https://www.greenchem-adblue.com/areas/adblue-urea-ships-int/> (дата обращения: 08.10.2020).
7. Новиков Л.А. Ограничение выбросов NO_x на уровне IMO Tier-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года // Двигателестроение. 2013. № 2. С. 26–32.
8. Новиков Л.А., Корчинский В.С. Оценка дополнительных затрат судовладельцев при использовании SCR-технологии на судах // Двигателестроение. 2016. № 3. С. 23–31.
9. Природный газ идет на смену мазуту. URW: https://www.korabel.ru/news/comments/prirodnyy_gaz_idet_na_smenu_mazutu.html (дата обращения: 08.10.2020).
10. Разработка требований Правил Регистра по использованию газа в качестве топлива на судах, не являющихся газовозами. URW: http://intari.com/job_list/razrabotka-trebovaniij-pravil-registra-po-ispolzovaniju-gaza-v-kachestve-topliva-na-sudakh-ne-javlajushihksja-gazovozami/ (дата обращения: 08.10.2020).
11. Правила классификации и постройки морских судов. Часть IX. Механизмы. URW: <https://lk.rs-class.org/regbook/getDocument?type=rules&d=B0205C93-7555-414F-8E7E-290B4F303730&f=2-020101-114-9> (дата обращения: 08.10.2020).
12. ME-GI Applications. URW: <https://marine.manes.com/two-stroke/2-stroke-engines/me-gi-engines> (дата обращения: 08.10.2020).
13. X72DF. URW: <https://www.wingd.com/en/engines/engine-types/x-df-dual-fuel/x72df/> (дата обращения 08.10.2020).
14. MAN 51/60DF. URW: https://www.manes.com/docs/default-source/energy-storage/dual-fuel-engines-energy-storage/man_51_60df_ts_preview.pdf?sfvrsn=229f156_6 (дата обращения: 08.10.2020).
15. Bockhoff N. Operational experience of the 51/60DF from MAN Diesel & Turbo SE // CIMAC Congress, Bergen. 2010. Paper №37. P. 29.
16. MULTI STAGE. URW: <https://cryostar.com/cryogenic-compressors-blowers/multi-stage/> (дата обращения: 09.10.2020).
17. Two-stroke Dual-fuel Technology Evaluation. URW: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40353-016-0005-7> дата обращения 09.10.2020).
18. Low-Pressure X-DF Engines. FAQ. URW: <https://www.wingd.com/en/documents/general/brochures/x-df-faq-brochure.pdf/> (дата обращения: 09.10.2020).
19. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей. URW: https://www.researchgate.net/publication/337159769_ANALIZ_SOVREMENNYH_PODHODOV_K_PROBLEME_SOZDANIA_SUDOVYH_MA_LOOBOROTNYH_GAZODIZELNYH_DVIGATELEJ (дата обращения: 09.10.2020).

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (по материалам конгресса CIMAC)

На базе известного и хорошо зарекомендовавшего себя судового дизеля фирма «Yanmar» разработала два новых типа судовых газовых двигателей: газовый двигатель и двухтопливный двигатель. Газовый двигатель создавался для использования в качестве вспомогательного или главного двигателя судна с электротрансмиссией. Двигатель отличается высоким КПД при низком уровне вредных выбросов. Двухтопливный двигатель создавался для использования в качестве главного судового двигателя, работающего непосредственно на гребной вал. Он характеризуется высокими значениями удельной мощности и приемистости. С точки зрения экологии ключевым требованием при создании новых машин является дальнейшее снижение концентрации окислов азота (NO_x), окислов серы (SO_x) и частиц (PM) в отработавших газах двигателя. Не менее важным, с учетом фактора глобального потепления, является требование снижения выбросов двуокиси углерода. В природных газах, по сравнению с минеральными топливами, содержание углерода меньше, а содержание серы близко к нулю. Вот почему использование природных газов в качестве топлива судовых двигателей способствует снижению выбросов не только NO_x , SO_x и PM, но и CO_2 . В газовом двигателе происходит воспламенение заранее приготовленной газозооной смеси, поступающей в цилиндры двигателя. От плотности гооной рабочей смеси зависит максимальная температура сгорания, которая определяет скорость образования окислов азота. При изменении нагрузки двигателя состав смеси изменяется, что в худшем случае может привести к возникновению детонации или пропускам вспышек. Что касается новых газовых двигателей судового назначения, то в них используется технология,

позволяющая контролировать состав смеси при изменении нагрузки двигателя. Настоящий доклад посвящен описанию этой технологии и результатам ее исследований.

Концепция газодизеля с непосредственным впрыском позволяет использовать в качестве топлива газы с небольшим метановым числом при высокой степени сжатия, что дает возможность обеспечить высокий КПД при достаточно низком уровне выбросов несгоревших углеводородов, в частности, метана. Фирмой «Woodward L'Orange GmbH» была разработана и исследована инновационная конструкция двухтопливной форсунки для высокооборотных газодизелей. Прототип такой форсунки испытан на опытно одноцилиндровом отсеке с рабочим объемом порядка 6 л. В докладе рассмотрены требования к системе топливоподачи газодизеля, описаны конструкция форсунки и методика ее оценки на основании измерений топливоподачи с использованием системы анализа впрыска LEC. Определены значения суммарной подачи газа в зависимости от различных рабочих параметров, значения неравномерности расхода между сопловыми отверстиями распылителя и межцикловая нестабильность топливоподачи. Результаты испытаний форсунки на опытно одноцилиндровом отсеке позволили оценить повышение экономических и экологических показателей двигателя за счет увеличения давления впрыска до 500 бар (предельно допустимая величина), а также за счет добавления водорода к штатному топливу (природному газу). Показано влияние качества работы новой форсунки на основные показатели двигателя.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

НОВЫЙ СУДОВОЙ ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ФИРМЫ «YANMAR»

*Ohashi Issei, Kazuo Nishida, Koichi Hirose,
Yanmar Co. LTD.*

Введение

Различаются газовые двигатели двух типов. В газовом двигателе воспламенение рабочей смеси происходит за счет искрового зажигания. В двухтопливном двигателе смесь воспламеняется за счет впрыска пилотного топлива. Жидкое топливо в двухтопливном двигателе необходимо для работы в газовом режиме — в качестве пилотного топлива, обеспечивающего воспламенение смеси. Это приводит к усложнению конструкции головки цилиндра. Использование искрового зажигания упрощает систему топливоподачи. Устойчивость процесса сгорания при этом несколько ухудшается из-за относительно малой энергии источника зажигания, зато снижается нагарообразование, что позволяет увеличить межремонтные интервалы. Для судов, работающих на постоянных или относительно коротких маршрутах, например, паромов, RO-RO и судов снабжения буровых платформ (PSV — platform supply vessel), газовые двигатели оказываются более экономичными. В то же время суда, работающие

на относительно длинных маршрутах или на океанских круизах, всегда должны иметь запас жидкого топлива. На судах, где возможна нерегулярная доставка газа, двухтопливные двигатели являются предпочтительными.

Фирма «Yanmar» разработала две новых модели судовых газовых двигателей: газовый и двухтопливный двигатели (рис. 1). Базовым для обеих моделей является судовый дизель типа EY26, выпущенный более чем в 1500 экземплярах. В настоящем докладе представлены обе модели,

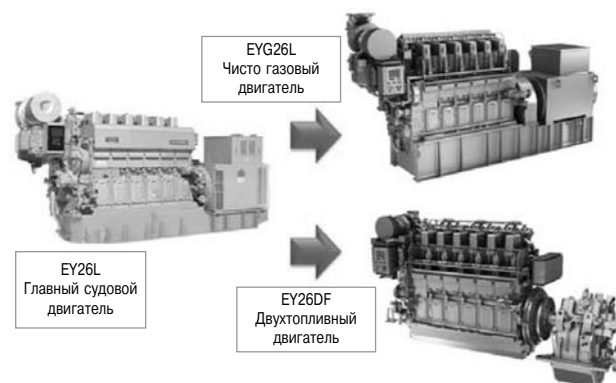


Рис. 1. Две новые модели судовых газовых двигателей Yanmar

описаны их конструктивные и функциональные различия, а также примененные в них новые технологии, связанные с судовой спецификой.

Газовый двигатель EYG26L

Основные технические характеристики дизеля EY26LW и газового двигателя EYG26L представлены в табл. 1. В данном разделе описаны результаты работы по определению основных технических характеристик газового двигателя EYG26L в ходе его создания.

Организация рабочего процесса

Двигатель работает на обедненной смеси с форкамерно-факельным зажиганием. Подобная система позволяет эффективно снижать выбросы окислов азота. Коэффициент избытка воздуха выбран таким, чтобы их уровень не превышал предельно допустимых значений, установленных IMO Tier-III.

Под форкамерной системой понимается устройство для воспламенения обедненной смеси в главной камере сгорания с помощью горячей струи газов, истекающей из форкамеры, расположенной в головке цилиндра. Газовая струя с высокой энергией надежно зажигает обедненную смесь, увеличивая тем самым КПД двигателя.

С другой стороны, высокая температура пламени ускоряет образование окислов азота и уменьшает ресурс свеч зажигания. В результате ухудшаются как экологические, так и экономические показатели двигателя. При разработке модели EYG26L была выполнена оптимизация геометрии форкамеры с целью обеспечения равномерного распределения плотности смеси (рис. 2).

На рис. 3 показан разрез головки цилиндра с форкамерой.

Газ подается через впускной клапан во всасывающем тракте головки цилиндра. Впрыск газа начинается после закрытия выпускного

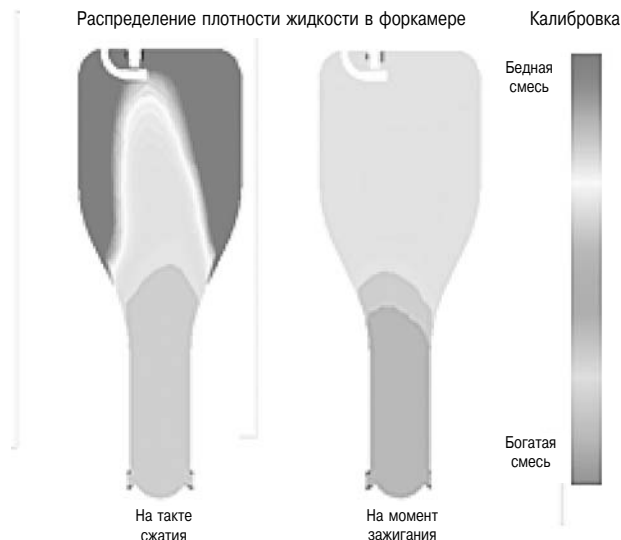


Рис. 2. Результаты моделирования газовых потоков

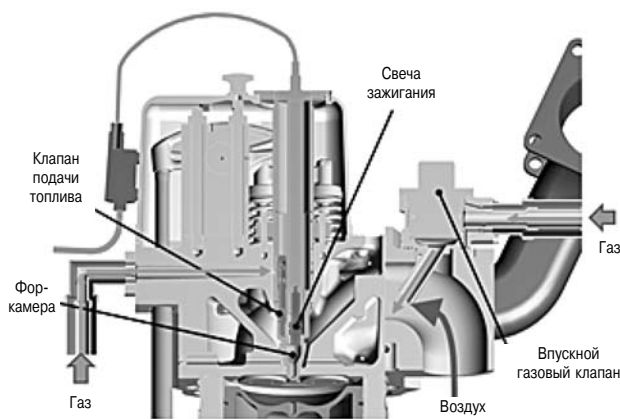


Рис. 3. Головка цилиндра в разрезе (EYG26L)

клапана во избежание потерь газа в период перекрытия клапанов.

Испытания полноразмерного 6-цилиндрового двигателя позволили оптимизировать такие параметры, как коэффициент избытка воздуха λ , фазы впрыска, массовый расход поступающего в форкамеру газа и угол опережения зажигания. Скорость и стабильность горения в главной камере сгорания, а также тепловой КПД с увеличением расхода газа на входе в форкамеру возрастают.

Снижение температуры сгорания и скорости образования NO_x достигается за счет увеличения коэффициента избытка воздуха. При этом снижение скорости горения и вероятность пропуска вспышек могут быть компенсированы более ранним зажиганием, порог детонации при этом снизится из-за повышения максимальной температуры сгорания.

На рис. 4 показан рабочий диапазон газового двигателя, где ось ординат представляет λ , а ось абсцисс — момент начала впрыска. Оптималь-

Таблица 1

EY26LW, EYG26L —
основные технические характеристики

Модель двигателя	EY26LW	EYG26L
Тип двигателя	Главный судовой дизель	Газовый двигатель с искровым зажиганием
Рабочий объем цилиндра, л	20,4	20,4
Размерность, мм×мм	280×385	280×385
Скорость двигателя, об/мин	720	720
Цилиндровая мощность, кВт	307	225
Среднее эффективное давление $p_{ме}$, МПа	2,51	1,84
Число цилиндров	6, 8	6, 8
Вид топлива	MDO, HFO	Природный газ

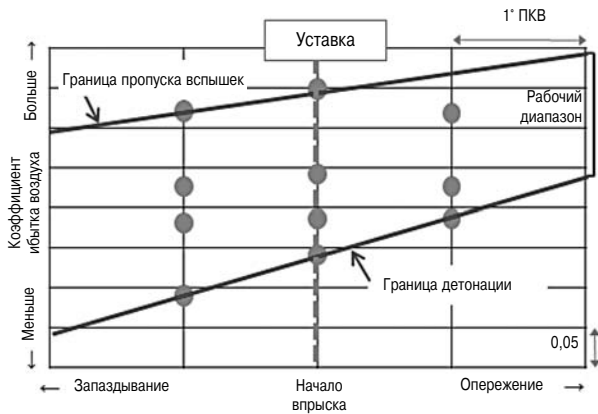


Рис. 4. Рабочий диапазон газового двигателя

ные значения выбираются с учетом возможного смещения линий λ , вызванного изменением нагрузки и теплотворной способности топлива.

Проектирование двигателя с учетом морской специфики

На рис. 5 представлены общие характеристики рабочего процесса газового двигателя. Для сохранения высоких показателей мощности, безопасности, экономичности и экологичности двигателя необходимо оставаться в узком промежутке между зоной детонации и зоной пропуска вспышек. В двигателе EYG26L применены новые оригинальные технологии для поддержания коэффициента λ в безопасном диапазоне, с учетом возможных проблем, связанных с условиями плавания.

Колебания нагрузки под влиянием погодных условий и волнения на море

Газовый двигатель, используемый в качестве главного судового двигателя, подвержен периодическим колебаниям нагрузки, вызванной, главным образом, волнением моря. Соответственно меняется и топливоподача, однако коэффициент избытка воздуха при этом должен оставаться в безопасном диапазоне.

Если периодические колебания нагрузки носят предсказуемый характер, то их можно ком-

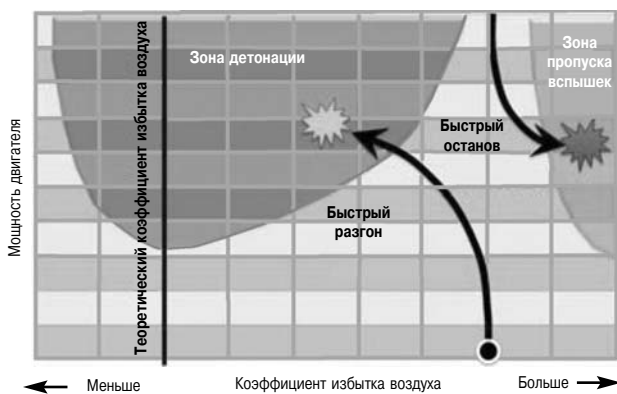
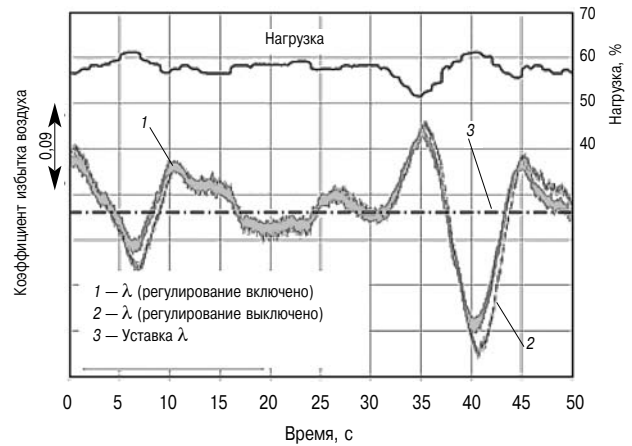


Рис. 5. Характеристики рабочего процесса газового двигателя


 Рис. 6. Эффективность системы опережающего управления λ

пенсировать соответствующими колебаниями λ , возбуждаемыми с некоторым фазовым опережением.

Исходя из этого предположения был разработан метод настройки λ . Прогнозируемая нагрузка рассчитывалась на основе интерполяции частотных характеристик, полученных при эксплуатации реальных судов. Результаты этих расчетов показаны на рис. 6.

Линия с меньшей амплитудой показывает флуктуации λ при работе системы управления, линия с большей амплитудой — флуктуации λ при отключенной системе управления. Расхождение между кривыми отражает эффективность системы управления, что составляет от 10 до 35 % [1].

Переходный процесс при изменении нагрузки (быстрое ускорение и резкое замедление)

Система топливоподачи может достаточно быстро реагировать на изменение нагрузки с помощью электромагнитных клапанов, установленных в головках всех цилиндров. Однако инерционность турбокомпрессора при быстром ускорении может вызывать кратковременный дефицит расхода воздуха, что создает опасность детонации. При быстром замедлении кратковременный избыток воздуха создает опасность пропуска вспышек (см. рис. 5).

Для улучшения динамики система управления λ была дополнена байпасом (рис. 7). Такая система установлена на двигателе EYG26L.

Система управления λ с байпасным клапаном регулирует давление наддува, изменяя расход воздуха на линии возврата (в турбокомпрессор) в обоих направлениях. Это делается для снижения инерционности системы.

Однако диапазон регулирования байпасным клапаном недостаточен, особенно при малых нагрузках. Дальнейшее улучшение динамики достигается применением дросселя в линии

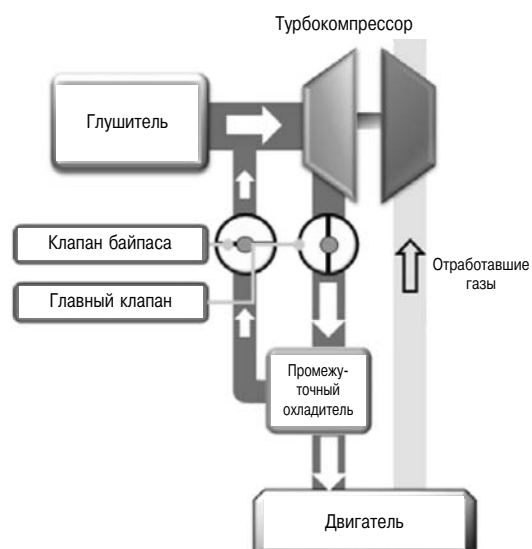


Рис. 7. Система управления байпасом [2]

подачи (главного дроссельного клапана). Управление обоими клапанами — байпасным и главным — производится в зависимости от нагрузки.

В области малых расходов управление осуществляется главным дроссельным клапаном, а в области средних и больших расходов — байпасным клапаном. Таким образом, совместная работа обоих клапанов позволяет обеспечить управление коэффициентом избытка воздуха во всем диапазоне нагрузок. Работа системы байпасов проиллюстрирована на рис. 8. Как показали испытания, эта система позволяет снизить колебания скорости двигателя до минимума даже при значительном волнении.

Предотвращение детонации

Детонация — это самовоспламенение рабочей смеси в камере сгорания двигателя, происходящее вследствие резкого подъема давления и температуры в цилиндре. Детонация может стать причиной серьезных повреждений двигателя из-за резкого роста давления и температуры в цилиндре.

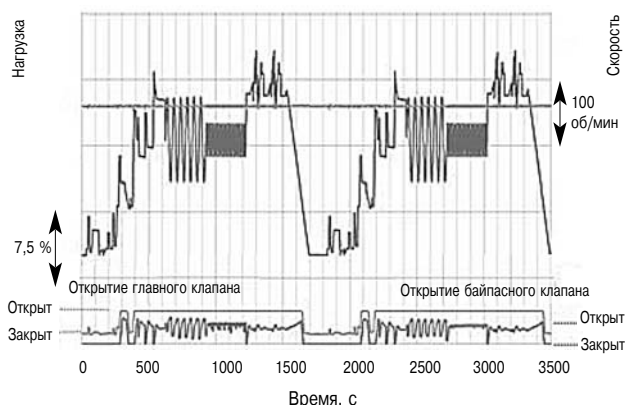


Рис. 8. Работа байпасных клапанов в системе управления λ

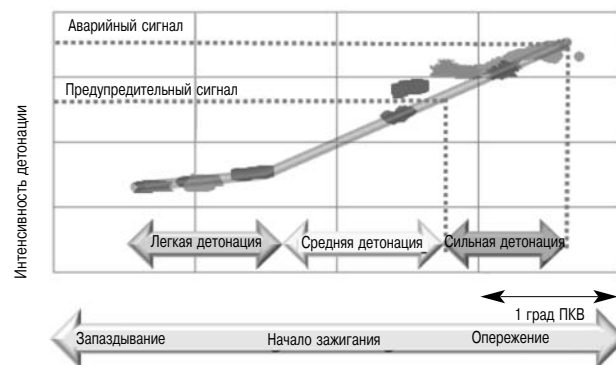


Рис. 9. Соотношение между интенсивностью детонации и ее оценкой

Детонации следует избегать. Для ее выявления используются датчики давления, установленные на стенках цилиндров.

Спектральный анализ давления в цилиндре позволяет выделить частотные диапазоны и рассчитать интенсивность детонации с использованием экспериментальных данных в определенной полосе частот. На рис. 9 показаны тенденции изменения интенсивности детонации при изменении угла зажигания.

Когда детонация достигает заранее установленного уровня, вступает в работу система контроля детонации или аварийной остановки двигателя. В первом случае изменяется угол зажигания, прежде чем детонация достигнет опасного уровня. После устранения причины возникновения детонации прежнее значение угла зажигания восстанавливается.

Использование датчиков, измеряющих давление в цилиндрах, позволяет также выравнивать нагрузку по цилиндрам.

Компенсация вариации калорийности топлива в зависимости от места добычи (бункеровки)

Одна из проблем эксплуатации состоит в том, что состав топлива в разных портах может сильно отличаться. На рис. 10 показано соотно-

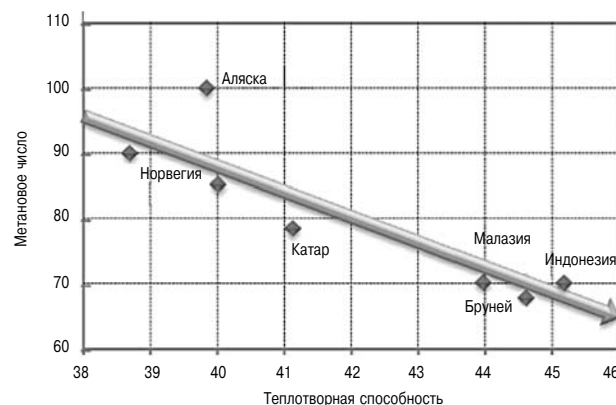


Рис. 10. Соотношение между теплотворной способностью и метановым числом

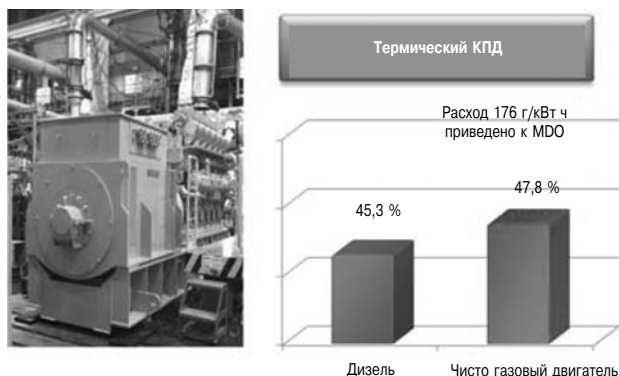


Рис. 11. Результаты испытаний двигателя EYG26L (термический КПД)

шение между теплотворной способностью и метановым числом LNG в различных географических точках. LNG с высоким метановым числом отличается повышенным содержанием метана (CH_4), являющегося основным его компонентом. Газовые смеси с низким метановым числом, содержит примеси пропана (C_3H_8) и изобутана ($i\text{-C}_4\text{H}_{10}$), и их высокая калорийность определяет склонность к детонации.

На двигателе EYG26L установлена система коррекции коэффициента избытка воздуха в зависимости от калорийности топлива. Система определяет теплотворную способность топлива (и его метановое число) по выходной мощности и расходу топлива в данный момент, и автоматически меняет значение λ таким образом, чтобы исключить детонацию. Поэтому двигатель EYG26L может сохранять высокий КПД и низкий уровень выбросов при величине λ , соответствующей метановому числу 65 и более.

Показатели газового двигателя EYG26L

Описанные выше новые технологии были применены на газовом двигателе EYG26. Были проведены испытания этого двигателя, результаты которых показаны на рис. 11. Термический КПД двигателя при этом составил 47,8 %. Это соответствует расходу топлива (MDO) 176 г/лс·ч. Остальные результаты показаны на рис. 12.

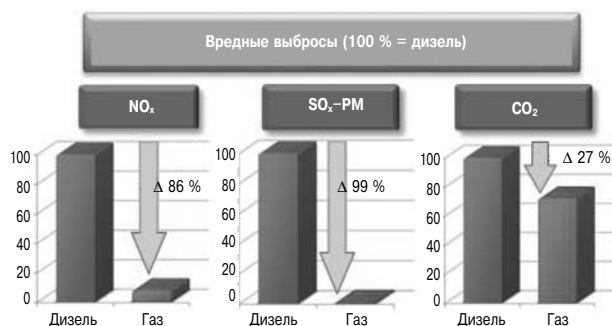


Рис. 12. Результаты испытаний двигателя EYG26L (выбросы)

Снижение выбросов NO_x составило порядка 86 %, что соответствует требованиям норматива IMO Tier-III. Выбросы CO_2 были снижены примерно на 27 %, выбросы SO_x и PM — на 99 %.

Двухтопливный двигатель EY26DF

Самым ценным качеством двухтопливных двигателей (далее «двигатели DF») является способность использовать в качестве топлива газ, MDO, а также сочетание обоих видов топлива. Благодаря этому двигатель может продолжать работу в случае аварийного прекращения подачи одного из видов топлива, автоматически переключаясь на другой вид топлива.

Воспламенение смеси в двигателе DF происходит за счет впрыска пилотного жидкого топлива. Вследствие этого развитие факела происходит медленнее, чем в форкамерном варианте, процесс сгорания замедляется. Следовательно, снижается максимальное давление в цилиндре, что позволяет увеличить среднее эффективное давление более чем на 10 % по сравнению с газовым двигателем. Основные технические характеристики дизеля EY26LW и двухтопливного двигателя EY26DF приведены в табл. 2.

В газовом режиме воспламенение смеси происходит за счет микровпрыска пилотного топлива. Небольшое количество жидкого топлива, впрыснутого в цилиндр, создает множество очагов воспламенения и поджигает обедненную смесь в цилиндре, обеспечивая ее стабильное горение. Именно стабильность горения позволяет использовать двухтопливные двигатели на судне в качестве главных. На рис. 13 показан внешний вид двигателя EY26DF со стороны оператора. Здесь же находится система common rail пилотного топлива, дополняющая систему подачи основного дизельного топлива.

Таблица 2

EY26LW, EY26DF —
основные технические характеристики

Модель двигателя	EY26LW	EY26DF
Тип двигателя	Главный судовой дизель	Двухтопливный двигатель
Рабочий объем цилиндра, л	20,4	20,4
Размерность, мм×мм	280×385	280×385
Мощность, кВт	1840	1530
Скорость двигателя, об/мин	750	750
Цилиндровая мощность, кВт	307	225
Среднее эффективное давление p_{me} , МПа	2,51	1,84
Число цилиндров	6, 8	6, 8
Вид топлива	MDO, HFO	Природный газ MDO

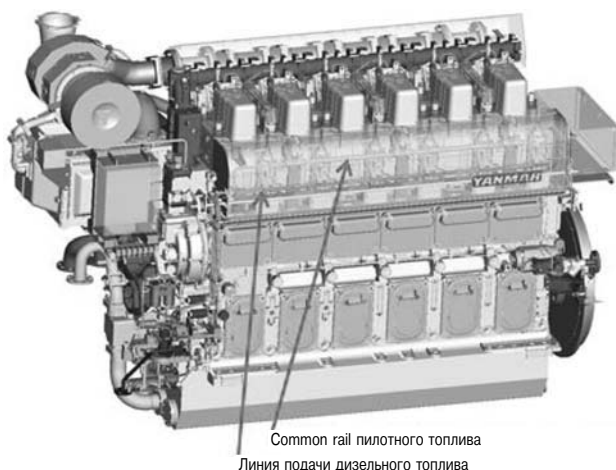


Рис. 13. Внешний вид двигателя EY26DF со стороны оператора

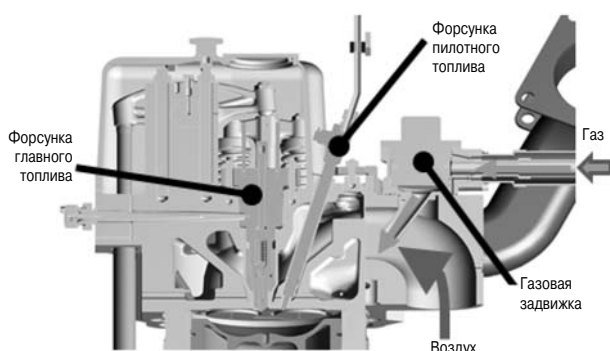


Рис. 14. Головка цилиндра двигателя EY26DF (в разрезе)

На рис. 14 показана головка цилиндра двигателя EY26DF в разрезе. При работе двигателя DF в газовом режиме горючий газ поступает в воздушный ресивер через газовый клапан, установленный в головке цилиндра. Там он смешивается с воздухом, образуя воздушно-топливную смесь, которая поступает в цилиндр.

Для воспламенения воздушно-топливной смеси используется форсунка пилотного топлива. При работе двигателя в газовом режиме форсунка главного дизеля отключается, но продолжает охлаждаться смазочным маслом во избежание зависания плунжера из-за перегрева. Однако форсунка пилотного топлива, во избежание ее перегрева, работает всегда, как в газовом, так и в дизельном режимах.

Газовые трубки расположены с противоположной стороны двигателя. Согласно требованиям безопасности классификационных обществ, все газовые трубки должны иметь двойные стенки. В двигателе использован турбонаддув с турбиной постоянного давления. Для управления коэффициентом избытка воздуха на стороне всасывания установлен байпас, а на стороне выпуска — за-

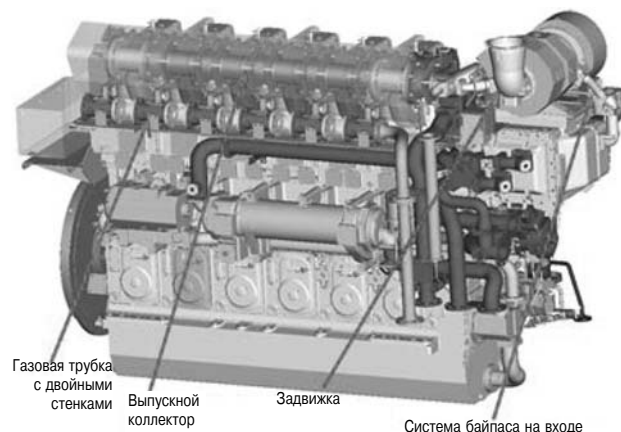


Рис. 15. Внешний вид двигателя EY26DF с обратной стороны

движка. Внешний вид двигателя EY26DF с противоположной стороны показан на рис. 15.

Адаптация двигателя к использованию в качестве судового

Переключение между газовым и дизельным режимами

На рис. 16 показан типовой рабочий цикл двигателя DF. Двигатель запускается в дизельном режиме, а затем переключается в газовый режим. При обнаружении какой-либо неполадки в подаче газа двигатель немедленно переключается в дизельный режим по сигналу системы управления. Для нормальной остановки двигателя он предварительно переключается из газового режима в дизельный.

На рис. 17 показан процесс переключения между видами топлива (дизелем и газом) при смене режимов. Переключение из дизельного в газовый режим происходит плавно, во избежание резких колебаний коэффициента избытка воздуха из-за внезапных изменений нагрузки, и занимает около 30 секунд. Обратное переключение происходит моментально, поскольку в дизельном режиме детонация отсутствует. Это означает, что двигатель будет продолжать работать без перерыва даже в случае прекращения подачи газа из-за какой-либо неполадки.

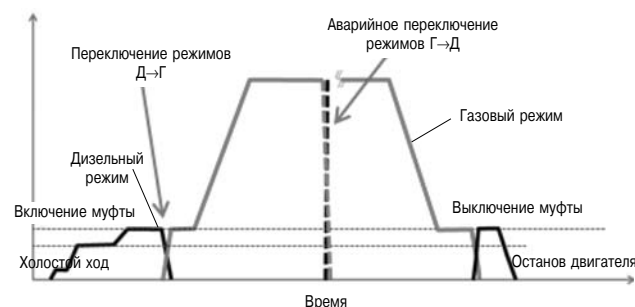


Рис. 16. Типовой рабочий цикл двигателя DF

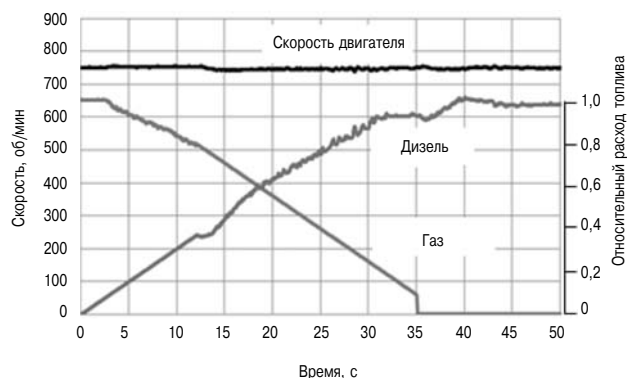


Рис. 17. Переключение между видами топлива при смене режимов

Пусковые качества

Поскольку горение готовой газозоудной смеси в двигателе DF происходит быстрее, чем диффузионное горение в дизеле, скорость разгона при пуске DF ограничена. Такое ограничение связано с опасностью детонации в случае переобогащения смеси. Однако двигатель EY26DF в газовом режиме по данному показателю сравнялся с базовым дизелем. Этого удалось добиться за счет быстрого восстановления коэффициента избытка воздуха, увеличением расхода воздуха с помощью байпаса. На рис. 18 показаны кривые разгона двигателя в газовом и дизельном режимах. В обоих случаях двигатель выходит на 100 % мощности за 15 секунд, при этом в качестве топлива использовался газ с метановым числом 65 и более.

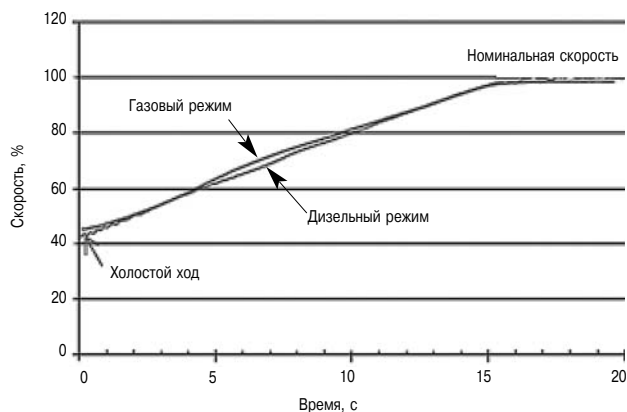


Рис. 18. Результаты испытания пусковых свойств двигателя

Результаты испытаний двухтопливного двигателя EY26DF

На рис. 19 показаны значения термического КПД двигателя EY26DF (в газовом режиме) и базового дизеля EY26L, соответствующего требованиям IMO Tier-II. КПД двигателя DF (в газовом режиме) очевидно выше. На рис. 20 показаны сравнительные показатели по выбросам

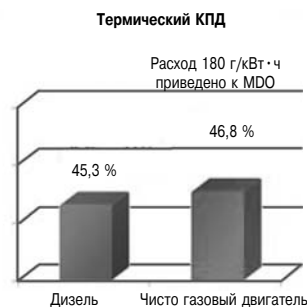


Рис. 19. Результаты испытаний двигателя EY26DF (термический КПД)

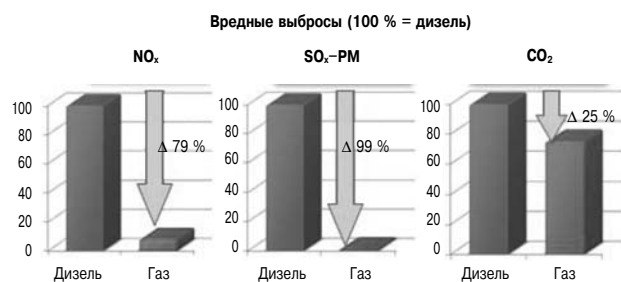


Рис. 20. Результаты испытаний двигателя EY26DF (выбросы)

двигателя EY26DF (в газовом режиме) и базового дизеля. Снижение выбросов составляет 79 % по NO_x, 99 % по SO_x и 25 % по CO₂.

Заключение

На базе известного и хорошо зарекомендовавшего себя судового дизеля фирма «Yanmar» разработала два новых типа судовых газовых двигателей: газовый и двухтопливный. Оба они соответствуют требованиям IMO Tier-III по NO_x, при этом выбросы CO₂ сократились более чем на 25 % по сравнению с базовым дизелем.

В процессе разработки нового газового двигателя судового типа созданы инновационные технологии, позволившие обеспечить безопасную работу в судовых условиях.

⇒ Для компенсации инерционности турбокомпрессора при быстром набросе нагрузки разработана система управления расходом воздуха с байпасом, позволившая улучшить динамику регулирования λ .

⇒ Разработан способ опережающего регулирования в условиях периодического изменения нагрузки на судовой двигатель, вызванной, например, волнением моря. В этом случае опережающее регулирование коэффициента избытка воздуха позволило уменьшить амплитуду колебаний частоты вращения двигателя.

⇒ Разработана система определения детонации с помощью датчиков давления в цилиндре. Датчики давления позволяют измерять интенсивность

Таблица 3

Основные показатели газового и двухтопливного двигателей в сравнении с базовым дизелем

Модель двигателя	EY26LW	EYG26L	EY26DF
Тип двигателя	Дизель	Газовый	Двух-топливный
Основные показатели			
Среднее эффективное давление, МПа	2,5	1,84	2,0
Термический КПД, %	45,3	47,8	46,8
Экологические показатели			
NO _x , г/кВт·ч	9,15	1,3	1,7
CO ₂ (относительно дизеля, уровень CO ₂ которого принят за единицу)	1,0	0,73	0,75

детонации и принимать меры прежде, чем детонация станет разрушительной.

⇒ Различия в составе природного газа могут приводить к колебаниям его теплотворной спо-

собности. Для того чтобы исключить влияние состава газа на работу двигателя, была разработана система управления коэффициентом избытка воздуха.

⇒ Для обеспечения стабильности работы двигателя при колебаниях внешней нагрузки используется система впрыска пилотного топлива. По пусковым качествам главный судовой двигатель EY26DF не уступает своему дизельному прототипу.

В табл. 3 представлены основные технические показатели газового и двухтопливного двигателей, а также — для сравнения — базового дизеля.

Литература

1. R. Hagiwara, I. Ohashi «Development of Pure Marine Gas Engine(EYG26L)», Journal of JIME, Vo. 50 № 6 (2015). P. 14–20.
2. R. Hagiwara, I. Ohashi «Development of Pure Marine Gas Engine(EYG26L)», Journal of JIME, Vo. 50 № 6 (2015). P. 15.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИННОВАЦИОННОЙ КОМБИНИРОВАННОЙ ФОРСУНКИ ДЛЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКОМ

*Christoph Redtenbacher, Kevin Abmus,
Gottfried Lurf, Constantin Kiesling,
LEC GmbH*

*Anton Tilz, Andreas Nickl,
Graz University of Technology*

1. Введение

Главное преимущество двухтопливных (DF) двигателей [14], способных работать как на жидком, так и на газообразном топливах, заключается в том, что их операторы могут быстро реагировать на все изменения рыночной ситуации, касающиеся логистической и финансовой доступности того или иного вида топлива. Кроме того, возможность автоматического переключения на альтернативное топливо (дизель) обеспечивает бесперебойную работу двигателя в случае прекращения подачи газа.

В цилиндры двухтопливных двигателей поступает газозвушная смесь, которая воспламеняется за счет энергии дизельного топлива, впрыскиваемого непосредственно в камеру сгорания. Эти двигатели отличаются низким уровнем выбросов окислов азота (NO_x), однако в них непросто предотвратить утечки метана (CH_4). Кроме того, проблемы возникают при использовании газа с низким метановым числом [10, 15].

Разумной альтернативой являются газодизели [10], работающие по дизельному циклу. При работе в двухтопливном режиме, в цилиндре двигателя сжимается чистый воздух, а горючий газ подается непосредственно в камеру сгорания в конце такта сжатия. Кроме того, производится впрыск пилотного дизельного топлива, которое инициирует воспламенение неоднородного заряда в цилиндре. Возникающее при этом диффузионное горение не создает опасности детонации, что позволяет использовать в качестве топлива газы с низким метановым числом при высокой степени сжатия, что дает возможность обеспечить высокий КПД двигателя.

Оптимизация геометрии камеры сгорания и алгоритма впрыска позволяет резко уменьшить выбросы углеводородов (HC), в том числе CH_4 [1]. Это создает условия для ослабления парникового эффекта при использовании газовых топлив с малым соотношением углерода и водорода, т. е. снижения выбросов CO_2 по сравнению с обычными жидкими топливами.

Решающим условием для достижения целевых показателей по выбросам при сохранении высокого КПД является правильная организация сгорания жидкого и газообразного топлив. В опытной форсунке распылители дизельного и

газового топлива расположены соосно, по центру головки цилиндра [6]. Однако в высокооборотных двигателях реализация столь сложного решения может встретить определенные трудности, учитывая ограниченность пространства внутри головки цилиндра.

Настоящая работа посвящена оценке прототипа комбинированной форсунки для высокооборотных газодизелей, разработанной фирмой «Woodward L'Orange GmbH». В докладе рассмотрены требования к системе топливоподачи газодизеля и проблемы, возникающие в ходе подобной разработки, описаны конструкция форсунки и методика ее испытаний на опытном одноцилиндровом отсеке с рабочим объемом порядка 6 л с использованием системы анализа впрыска LEC (LEC IRAS). Рассчитаны значения суммарной подачи газа в зависимости от различных рабочих параметров, значения разброса расхода газа между отверстиями распылителя и значения межциклового нестабильности топливоподачи.

Кроме того, результаты испытаний форсунки на опытном одноцилиндровом отсеке позволили оценить улучшение экономических и экологических показателей двигателя за счет увеличения давления впрыска до 500 бар (максимально допустимого), а также за счет добавления водорода к штатному топливу (природному газу).

2. Впрыск топлива в газодизеле

2.1. Проблемы и технические требования

Основная проблема газодизеля состоит в том, что впрыск как дизельного, так и газообразного топлива происходит в конце такта сжатия, при высоком давлении в камере сгорания. Это приводит к существенному усложнению системы впрыска по сравнению с однотопливными двигателями. В ходе работы были испытаны системы, обеспечивающие создание высокого давления, регулирование давления и оптимальную организацию потоков обоих видов топлива, особенно жидкого топлива.

Наиболее сложной задачей является встраивание двух инжекционных клапанов в головку цилиндра. В мало- и среднеоборотных двигателях большой мощности с большим диаметром цилиндра применение двух или даже большего числа форсунок вполне возможно [2]. Однако в высокооборотных двигателях с высокой удельной мощностью это не так просто, учитывая ограниченность пространства внутри головки цилиндра.

Не менее важна геометрическая оптимизация дизельных и газовых сопел, поскольку без этого нельзя обеспечить устойчивое горение неоднородной газозвушной смеси.

Например, опыт двухтопливных двигателей с предварительным смесеобразованием показал, что любая несоосность форсунки и цилиндра приводит

к ухудшению характеристик сгорания [14]. При этом факел горящей обедненной смеси становится асимметричным, что сказывается на качестве и стабильности горения. Это справедливо и для газодизелей. Поэтому в более прогрессивных системах используется комбинированная форсунка с осесимметричным расположением газовых и дизельных сопел, устанавливаемая в центре головки цилиндра [6].

Чтобы достичь нужных показателей экономичности двигателя с учетом жестких требований к уровню вредных выбросов, форсунка должна обладать хорошей управляемостью, т. е. обеспечить возможность оптимального фазирования впрыска, мультивпрыска и создания необходимого давления впрыска как дизельного, так и газообразного топлива. Кроме того, должен быть обеспечен широкий диапазон регулирования доли дизельного топлива (в % по энергосодержанию) при номинальной нагрузке двигателя — от 10 (двухтопливный режим) до 100 % (дизельный режим). Несмотря на сложность конструкции, новая форсунка должна быть конкурентоспособной по сравнению с многофорсуночным вариантом, с точки зрения стабильности, ресурса и надежности.

2.2. Инновационная форсунка высокого давления для газодизеля

Компания «Woodward L'Orange GmbH» разработала инновационную комбинированную двухтопливную форсунку высокого давления для высокооборотных газодизелей, которая соответствует перечисленным в предыдущем разделе требованиям. Технология common rail дает возможность обеспечить регулируемый и независимый впрыск жидкого и газообразного топлива. Газ подается через три группы газовых сопловых отверстий, причем каждая группа, включающая от одного до трех отверстий, имеет свой игольчатый клапан. Все три группы расположены осесимметрично по отношению к центральному игольчатому клапану, управляющему впрыском дизельного топлива, и повернуты друг относительно друга на 120° (рис. 1).

Прототип газодизельной форсунки был предоставлен «LEC GmbH» фирмой «Woodward L'Orange GmbH» для детального исследования и оценки.

Максимально допустимое давление в топливном коллекторе common rail для данного прототипа составляет 1600 бар при работе в дизельном режиме. В двухтопливном режиме соответствующая величина составляет 1300 бар, а максимально допустимое давление в газовом коллекторе — 500 бар.

Энергосодержание дизельного топлива, поступающего в камеры сгорания, может меняться от

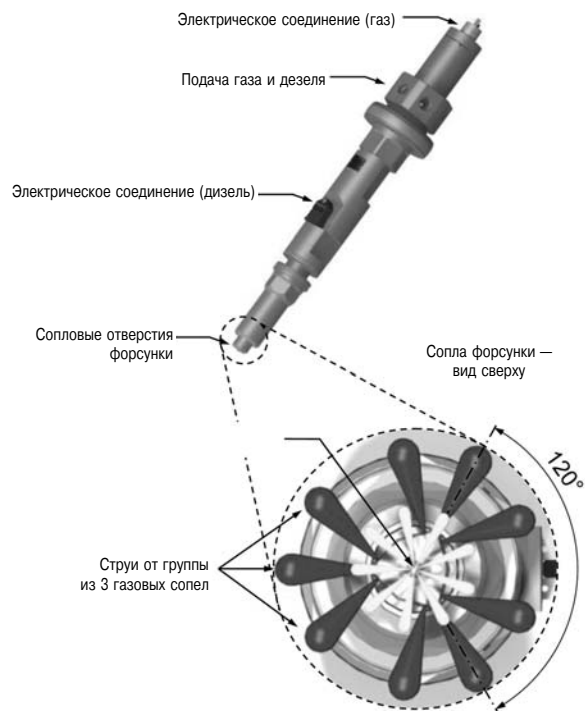


Рис. 1. Комбинированная двухтопливная форсунка высокого давления

1 до 100 % при номинальной нагрузке двигателя. Оба распылителя — газовый и дизельный — имеют по 9 сопловых отверстий каждый. В обоих случаях исполнительными органами являются электрогидравлические игольчатые клапаны, получающие сигналы от блока управления двигателем.

Помимо основного газового топлива, подача жидкого топлива (в качестве рабочего тела) в форсунку осуществляется по двум дополнительным каналам, один из которых обеспечивает работу электрогидравлических игольчатых клапанов, а другой — систему гидравлического уплотнения, которая предотвращает возможность утечек газа через все газовые стыки, имеющиеся в корпусе форсунки. Последнее означает, что давление в системе гидравлического уплотнения должно быть несколько выше, чем давление газа, следовательно, небольшая часть жидкого топлива попадает в газовый тракт и впрыскивается в цилиндр вместе с газом.

В серийных форсунках не будет необходимости в двух дополнительных подводах дизельного топлива, так как обе соответствующие системы будут питаться от главного подвода, а нужные уровни давления в них будут обеспечены конструкцией форсунки.

3. Методика

Методика эксперимента, выбранная для оценки возможностей комбинированной двухто-

пливной форсунки высокого давления, включала два этапа.

Во-первых, с помощью LEC IRAS была исследована работа отдельных сопловых отверстий при меняющихся граничных условиях.

Поскольку принцип впрыска дизеля практически не отличается от хорошо изученных традиционных систем common rail, в рамках данной работы такое исследование не проводилось.

Во-вторых, для проверки функциональности форсунки в рабочих условиях было проведено ее тестирование на опытном отсеке SCE.

3.1. LEC IRAS

3.1.1. Принцип измерения

Работа системы LEC IRAS основана на измерении количества движения струи. Согласно данному методу, в непосредственной близости от каждого соплового отверстия перпендикулярно его оси располагается отражательная пластина.

Если считать, что в процессе впрыска струя топлива отклоняется от оси отверстия в радиальном направлении, соответствующая сила (эквивалент импульса потока) в направлении оси отверстия будет измерена и зарегистрирована датчиком усилия, установленным на отражательной пластине [5, 8, 12]. Частота дискретизации датчика усилия должна обеспечить достаточное временное разрешение для каждого впрыска.

В отличие от других экспериментальных методов, используемых при исследовании форсунок для жидкого топлива, таких, как, например, метод Bosch [3] или метод Zeuch [19], метод измерения импульса потока имеет то преимущество, что измерение проводится для каждого из сопловых отверстий форсунки. Это позволяет оценить разброс расхода через сопловые отверстия.

Данный метод применим к форсункам для жидкостей и газов. Он пригоден для любого горючего газа, если испытательный стенд имеет соответствующее оснащение [5, 7].

Измеренный момент потока i позволяет определить значение массы впрыска, обозначенного как ROI в уравнении. В этом уравнении m_{cycle} — общая масса топлива, подаваемого за один впрыск через одно отверстие. Величина m_{cycle} может быть рассчитана по результатам измерения массового расхода топлива в установившемся режиме газовой форсунки в предположении, что неравномерность подачи между сопловыми отверстиями и между впрысками отсутствует.

$$ROI = \sqrt{i} \cdot \frac{m_{\text{cycle}}}{\int \sqrt{i} dt}.$$

3.1.2. Испытательный стенд

Основным компонентом системы LEC IRAS является камера впрыска объемом 1,3 дм³ (рис. 2).

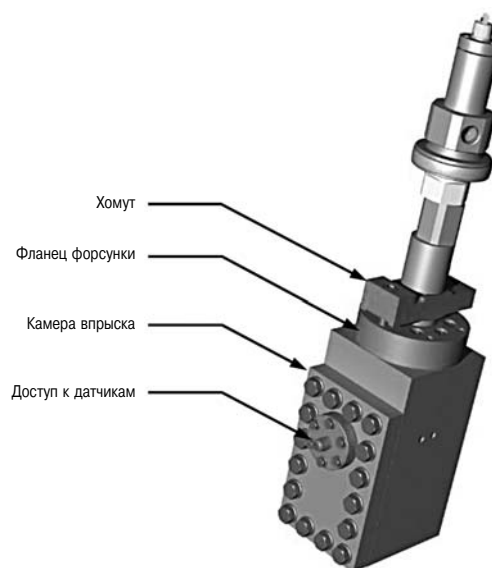


Рис. 2. Макет LEC IRAS, построенный с помощью CAD

До начала работы форсунки в камере при помощи системы подачи азота создается инертная атмосфера и устанавливается необходимое противодавление. К газодизельной форсунке газовым компрессором подается газ давлением до 500 бар, а также — с помощью системы common rail — дизельное топливо под давлением до 2200 бар. В установившемся режиме работы камеры в ней поддерживается постоянное давление посредством регулируемого перепускного клапана на выходе [7].

Расходомер позволяет вести непрерывную запись массового расхода газа на входе в форсунку. Для определения массового расхода дизельного топлива используется комбинированное устройство измерения расхода. Количество движения определяется по сигналу встроенного в держатель датчика пьезоэлектрического преобразователя давления, мембрана которого перпендикулярна оси отверстия (рис. 3). Конструкция стенда позволяет использовать это приспособление для каждого из сопловых отверстий каждой группы, т. е. всех девяти отверстий форсунки.

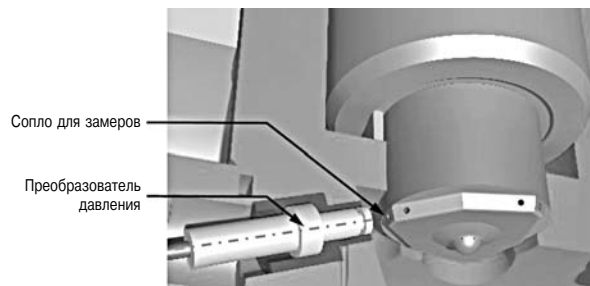


Рис. 3. Поперечное сечение LEC IRAS

Технические характеристики SCE

Номинальная скорость	1500 об/мин
Рабочий объем	≈ 6 дм ³
Степень сжатия	16:1
Число впускных/выпускных клапанов	2/2
Фазы газораспределения	Угол открытия впускного клапана по Миллеру
Вихревое число/отношение опрокидывания	≈ 0/0
Наддув	Электрокомпрессор на давление наддува до 10 бар
Подача газообразного топлива	Высоконапорный компрессор на давление газа до 600 бар
Подача дизельного топлива	Система common rail с давлением дизельного топлива до 2200 бар
Динамическое уравнивание	Четыре противовеса для компенсации сил инерции первого и второго порядка

Форсунка подключена к дополнительному аккумулятору давления с внутренним объемом 4 дм³ (на рисунке не показан). Камера впрыска рассчитана на давление до 175 бар и температуру до 70 °С. Форсунка соединена с камерой через фланец и хомут. В камере имеется боковое отверстие для подключения пьезоэлектрического преобразователя давления.

В каждой серии измерений момента потока производится запись 60 последовательных впрысков с временным разрешением 90 кГц.

3.1.3. Обработка результатов

Сначала производится сглаживание всех записанных кривых момента потока. На сглаженной кривой определяются моменты начала и конца впрыска, затем выполняется коррекция нуля. Обработанный сигнал момента потока используется для вычисления ROI соответствующего сопла по уравнению.

Предполагается, что измеренная общая масса впрыснутого топлива (т. е. суммы жидкого и газообразного топлива) равномерно распределяется между всеми девятью сопловыми отверстиями, значит, для расчета ROI для одного отверстия в уравнение вводится 1/9 общей массы впрыснутого топлива. Предполагается также отсутствие неравномерности объема впрыска между последовательными впрысками. Для общей оценки работы форсунки производится усреднение подачи по 60 рассчитанным значениям ROI. Для статистической оценки неравномерности подачи между впрысками рассматриваются также кривые ROI по каждому циклу.

3.2. Опытный одноцилиндровый отсек

Все моторные испытания проводились на опытном одноцилиндровом отсеке высокооборотного четырехтактного двигателя с газодизельной форсункой, установленной по центру головки цилиндра. Технические характеристики двигателя приведены в табл. 1.

Кулачковый вал двигателя SCE имеет единственный кулачок, профиль и угол заклинки которого обеспечивает закрытие впускного клапана до НМТ (цикл Миллера [13]). Степень сжатия оставалась постоянной в течение всего цикла испытаний.

Двигатель снабжен системами кондиционирования воздуха на впуске, топлива, охлаждающей воды и масла, что обеспечивает постоянство и воспроизводимость условий испытаний.

Дизельное топливо для систем впрыска, гидросилителя и гидравлических уплотнений форсунки поступает из системы common rail. Каждый источник питания дизельным топливом имеет собственную систему управления давлением.

Необходимый уровень давления газа создается компрессором высокого давления. Он снабжен

смесителем для приготовления смеси природного газа с водородом. Регулируя соотношение компонентов смеси, можно подбирать заданное метановое число смеси, поступающей в компрессор. Это необходимо для работ по использованию природного газа с добавкой водорода. Оборудование стенда включает самую современную аппаратуру для измерения угла ПКВ и непрерывной записи всех необходимых параметров в функции времени.

4. Результаты

4.1. Характеристики газовой форсунки

В этом разделе представлены результаты исследования с помощью LEC IRAS газодизельной форсунки с девятью сопловыми отверстиями. Работа центрального соплового отверстия каждой из трех сопловых групп была тщательно изучена. Для этого были выбраны три типичные точки режимов работы, в которых определялись основные рабочие параметры, в том числе давление газа, управляющего и уплотняющего масел, давление в камере и длительность впрыска.

С точки зрения суммарной энергии топлива, впрыснутого через девять сопловых отверстий, рабочая точка с давлением газа 500 бар приблизительно соответствует номинальной (100 %) нагрузке двигателя при уровне IMEP 24 бар.

Другая рабочая точка с давлением газа 400 бар приблизительно соответствует нагрузке двигателя, равной 30 % от номинальной. Сравнение работы центральных сопловых отверстий трех групп показало, что разброс топливоподачи между ними при номинальной нагрузке не превышал ±0,1 %, а при нагрузке, равной 30 % от номинальной, он оставался в пределах ±5 %.

В данной серии экспериментов впрыск пилотного дизельного топлива не использовался.

Таблица 2

Граничные условия LEC IRAS

Номинальная скорость двигателя	1500 об/мин
Рабочие точки	30/100 % от IMEP = 24 бар
Вид топлива	Природный газ
Давление в газовом коллекторе	400/500 бар
Давление в камере сгорания	130 бар

Уровни давления управляющего и уплотняющего масел были подобраны таким образом, чтобы обеспечить оптимальную работу форсунки и минимизировать протечки дизеля в газовый тракт. Граничные условия эксперимента приведены в табл. 2.

4.1.1. Суммарный объем впрыска газа

Суммарный объем впрыска газа (количество газа, подаваемого за один впрыск через все девять сопловых отверстий) оказывает решающее влияние на показатели экономичности и количество вредных выбросов газодизеля. На рис. 4 показаны величины приведенного суммарного объема впрыска газа в трех рабочих точках.

Они определены суммированием объемов впрыска газа через все девять сопловых отверстий в предположении, что расход через центральное сопло каждой группы равен сумме измеренных расходов через три периферийных сопла той же группы. Нормализованный впрыск в каждой рабочей точке относится к общей массе впрыска за цикл. Эта масса является усредненным значением всех массовых впрысков, определенных в ходе исследования каждого из трех центральных сопловых отверстий. На рисунке показаны также интегральные нормализованные впрыски за один оборот коленвала. По определению, к концу впрыска эта величина достигает 100 %.

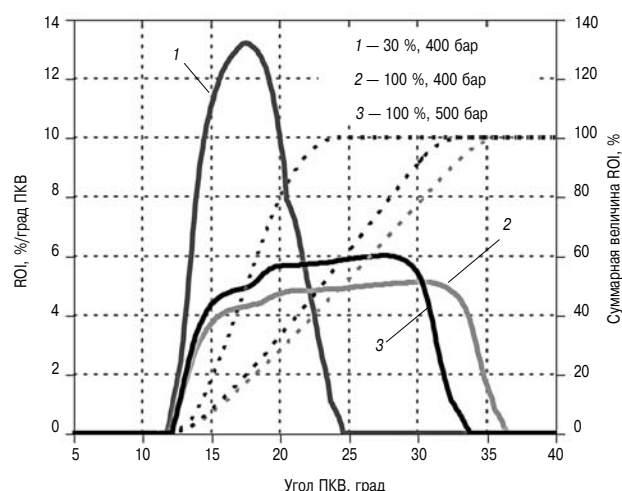


Рис. 4. Нормализованный общий объем впрысков и интегральный нормализованный общий объем впрысков газа

Кривые на графике относятся к номинальному режиму двигателя при скорости 1500 об/мин. На оси абсцисс отложены значения угла поворота коленвала с условным началом в точке 0 °ПКВ.

Для всех рабочих точек характерно гидравлическое запаздывание порядка 12 °ПКВ. При увеличении давления в газовом коллекторе с 400 до 500 бар при номинальной нагрузке 100 % продолжительность впрыска уменьшается примерно на 3 °ПКВ из-за увеличения нормализованного объема впрыска.

Вид обеих кривых впрыска примерно одинаков. Наблюдается резкий перелом кривых на подъеме, за которым следует практически горизонтальный участок. При нагрузке 30 % кривая относительно симметрична, хотя на участке спада видны два небольших выступа. Горизонтальный участок между подъемом и спадом отсутствует, что указывает на баллистический характер работы форсунки в данной точке. В результате процесс впрыска при номинальной нагрузке и давлении в газовом коллекторе 400 бар получается непропорционально затянутым.

Далее будет более подробно рассмотрена работа трех центральных сопел.

4.1.2. Сравнение центральных сопел

На трех графиках рис. 5 показаны кривые нормализованного общего объема впрысков и интегрального нормализованного общего объема впрысков газа по трем центральным соплам в трех рабочих точках, рассмотренных в предыдущем разделе. Нормализованные значения относятся к 1/9 соответствующих объемов впрыска, измерившихся отдельно по каждому соплу в каждой рабочей точке.

На графиках рис. 5, а и б показаны результаты испытаний двигателя на номинальной нагрузке при давлении в газовом коллекторе системы common rail 500 и 400 бар соответственно. Как видим, характеристики впрыска при давлении газа 500 и 400 бар по форме мало отличаются друг от друга. Стоит отметить, что характеристики для сопел 2 и 3 очень похожи. В обоих случаях имеет место крутой подъем фронтальной части, затем явно выраженный горизонтальный участок (когда игольчатый клапан полностью открыт), и участок спада с небольшим выступом.

На графике рис. 5, в показан результат измерений при 30 %-ной нагрузке двигателя и давлении газа 400 бар. Как и при полной (100 %) нагрузке, кривые для сопла 1 существенно отличаются от аналогичных кривых для других форсунок. Особенно обращает на себя внимание разброс длительности закрытия между всеми тремя форсунками, достигающий 5 °ПКВ.

Именно он является причиной возникновения двух выступов на участке спада соответствующей

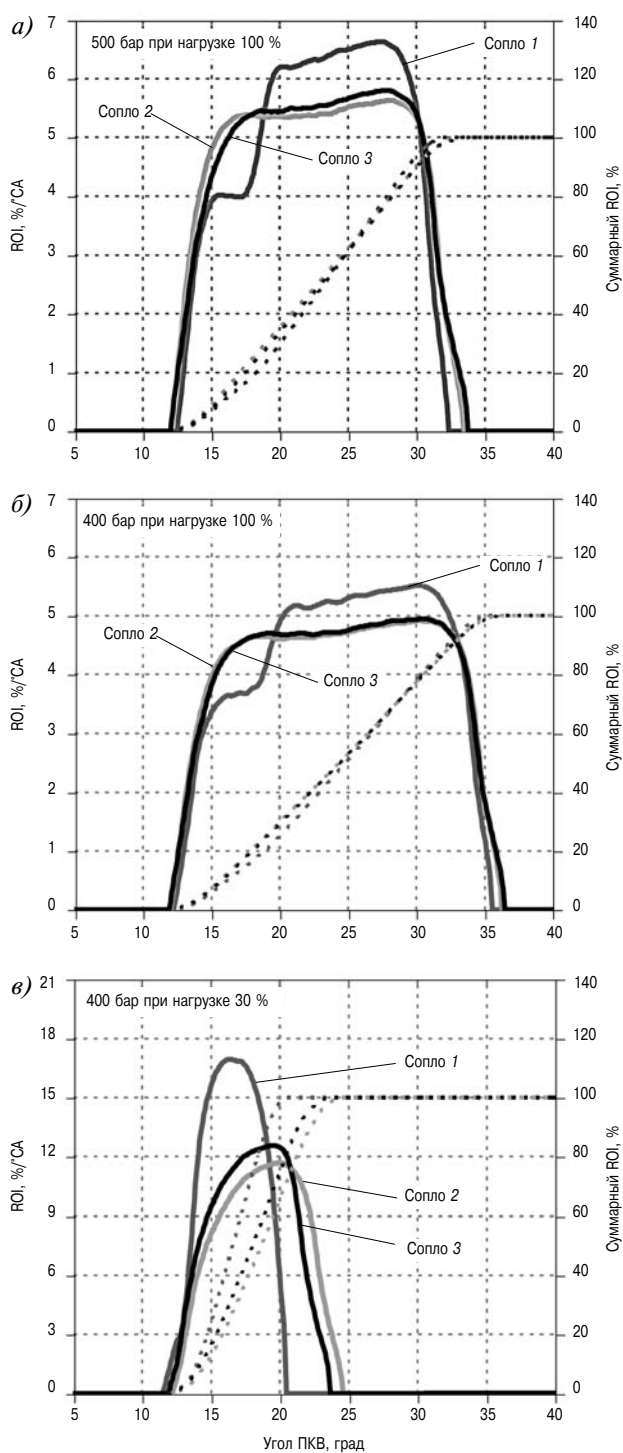


Рис. 5. Нормализованные значения впрыска и интегральные значения впрыска через центральные сопла

кривой рис. 4. Отсутствие горизонтального участка наводит на мысль о баллистическом характере работы всех игольчатых клапанов.

Анализируя полученные результаты, следует отметить разброс подачи между разными соплами, наблюдаемый в одной и той же рабочей точке. Применяемая методика не позволяет точно измерить впрыск для каждого сопла, поэтому

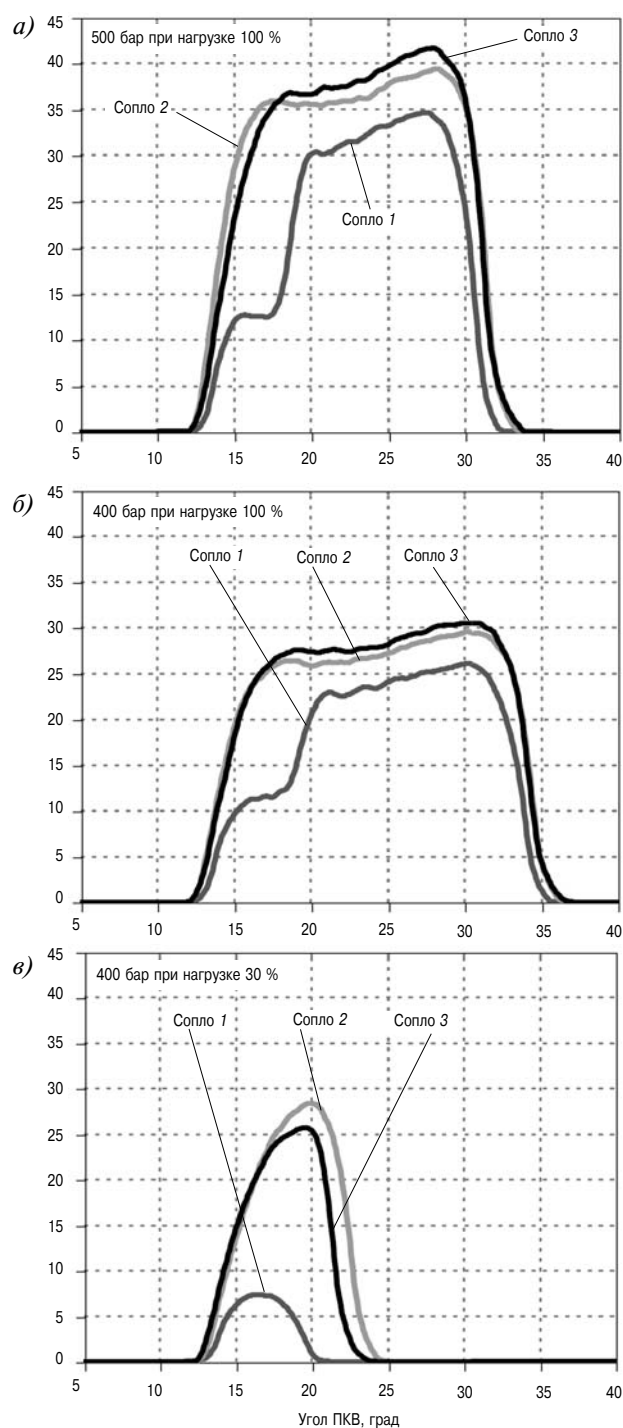


Рис. 6. Кривые момента потока для центральных газовых сопел

пришлось прибегнуть к постобработке и усреднению для построения кривых импульса потока, показанных на рис. 6, на основании которых рассчитывались нормализованные значения впрыска (см. рис. 5).

Кривые импульса потока для сопел 2 и 3 в одной и той же рабочей точке почти одинаковы, тогда как кривая для сопла 1 от них резко отличается, особенно при нагрузке 30 %.

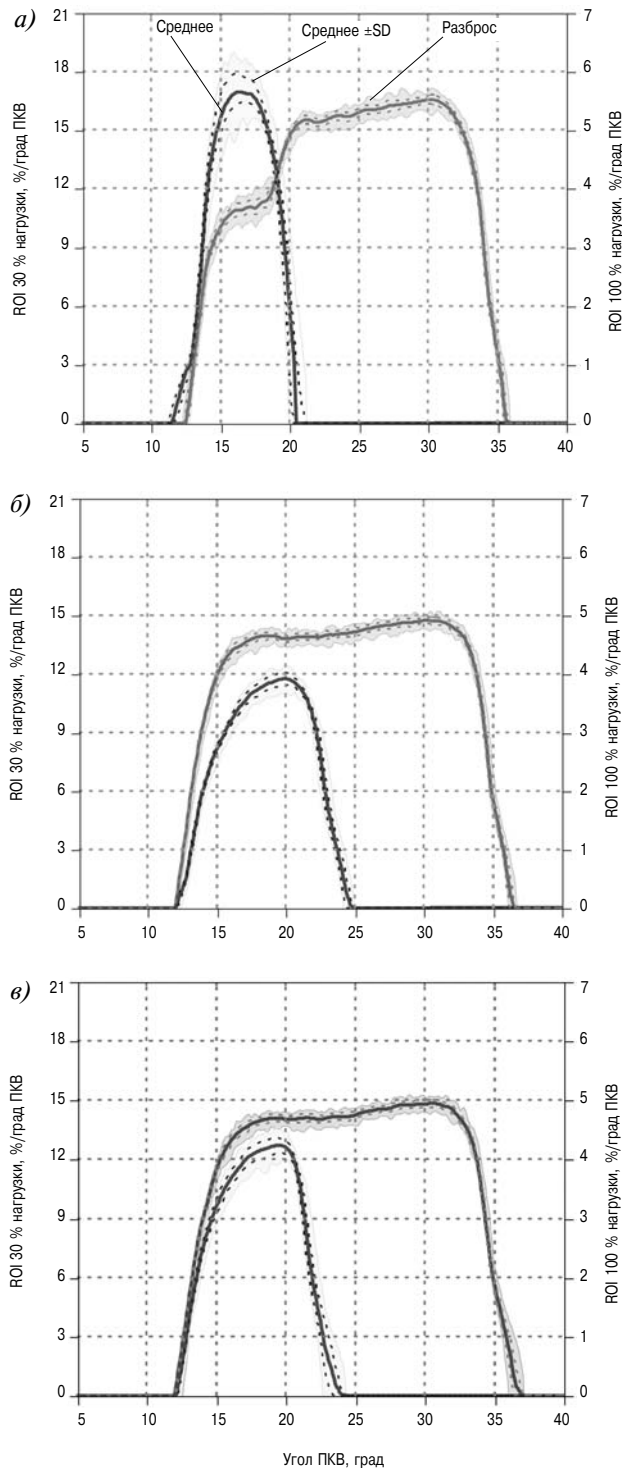


Рис. 7. Анализ нестабильности впрысков в рабочих точках, соответствующих 30 и 100 %-ной нагрузке при давлении газа 400 бар

Отсюда следует, что фактическая величина массового впрыска через сопло 1 значительно меньше, чем через сопла 2 и 3.

Интерпретируя показанные на рис. 6 результаты, следует помнить, что связь между импульсом потока и расходом нелинейна. Аномалия харак-

теристики впрыска для сопла 1 заставляет предположить нерегулярность формы газовой струи вне зависимости от рабочей точки.

С точки зрения термодинамики предпочтительной является регулярная форма струи, так как в противном случае следует ожидать снижения КПД и роста выбросов несгоревшего топлива. Примеры подобных струй описаны в [11, 16].

Однако, чтобы оценить, в какой мере нерегулярность формы газовой струи данной форсунки влияет на показатели двигателя, необходимо провести сравнительные испытания на двигателе, форсунка которого дает регулярную струю. Причины такой нерегулярности в настоящее время изучаются специалистами «Woodward L'Orange GmbH».

4.1.3. Нестабильность впрысков

Для анализа нестабильности впрысков через три центральных сопла были выбраны рабочие точки, соответствующие 30 и 100 %-ной нагрузке при давлении газа 400 бар. На основании измерений по 60 циклам для одного сопла в одной рабочей точке были построены кривые нормализованных усредненных значений впрыска (рис. 7), которые идентичны соответствующим кривым рис. 5. На рис. 7 показаны нормализованные усредненные значения впрыска $\pm$ среднеквадратичные отклонения (SD) и границы зоны разброса.

4.2. Испытания форсунки на SCE

Для всестороннего исследования работы форсунки со всеми девятью сопловыми отверстиями в реальных условиях эксплуатации были проведены ее испытания на SCE, в ходе которых широко варьировались все основные параметры, в том числе фазы впрыска газа и дизельного топлива, доля пилотного топлива, коэффициент избытка воздуха (EAR), уровни давления газа и жидкого топлива.

В данном разделе приведены показатели двигателя в части КПД и вредных выбросов при давлении газа 500 бар (предельно допустимом). В экспериментах использовались два вида газа: NG (MN 90) и NG с добавкой водорода (MN 60). Последний вариант представляет особый интерес, поскольку трансформация энергии в газ (power-to-gas) как перспективное направление предполагает увеличение содержания H_2 в газораспределительных сетях [4, 17]. Как показали исследования, смесь NG и H_2 может эффективно работать в качестве топлива для двухтопливных двигателей при содержании водорода (по энергии) порядка 15 %. Более того, использование подобных газов с низким содержанием метана позволяет избежать детонации в цилиндрах газодизеля. Ниже представлены граничные условия по результатам измерений, сведенные в табл. 3.

Таблица 3

Граничные условия SCE

Скорость двигателя	1500 об/мин
IMEP	24 бар
Коэффициент избытка воздуха	2,1
Температура воздуха в ресивере	45 °C
Доля пилотного топлива	5 %
Давление в дизельном коллекторе системы common rail	1300 бар
Давление в газовом коллекторе системы common rail	500 бар / 400 бар
Метановое число	NG: 90 / NG с добавкой H ₂ : 60

Нестабильность впрысков через все сопла при нагрузке 30 % значительно выше, чем при нагрузке 100 %. Независимо от нагрузки, наблюдается большой разброс момента начала впрыска через сопло 1, тогда как для сопел 2 и 3 этот параметр практически стабилен.

Во всех случаях, после относительно стабильного срабатывания игольчатого клапана на ран-

ней фазе впрыска, наблюдается растущий разброс объема впрыска.

Сопловое отверстие 1 показывает заметную неустойчивость, особенно в районе резкого падения расхода при нагрузке 100 %, а также в переходной области между открытием и закрытием иглы при нагрузке 30 %.

Что касается области спада (заднего фронта) кривой, здесь максимальная неустойчивость, по сравнению с остальными, наблюдается у сопла 3, в результате чего разброс времени закрытия достигает $\approx 1^\circ$ ПКВ при 100 %-ной нагрузке, и $\approx 2^\circ$ ПКВ при 30 %-ной нагрузке. В целом же работа газодизельной форсунки оказалась довольно стабильной, что подтверждается небольшим диапазоном среднеквадратичных отклонений циклового впрыска.

На рис. 8 показано изменение основных показателей двигателя в зависимости от момента начала открытия игольчатого клапана жидкого топлива, т. е. от фазирования впрыска. Задержка между моментами срабатывания газового и дизельного клапанов во всех экспериментах

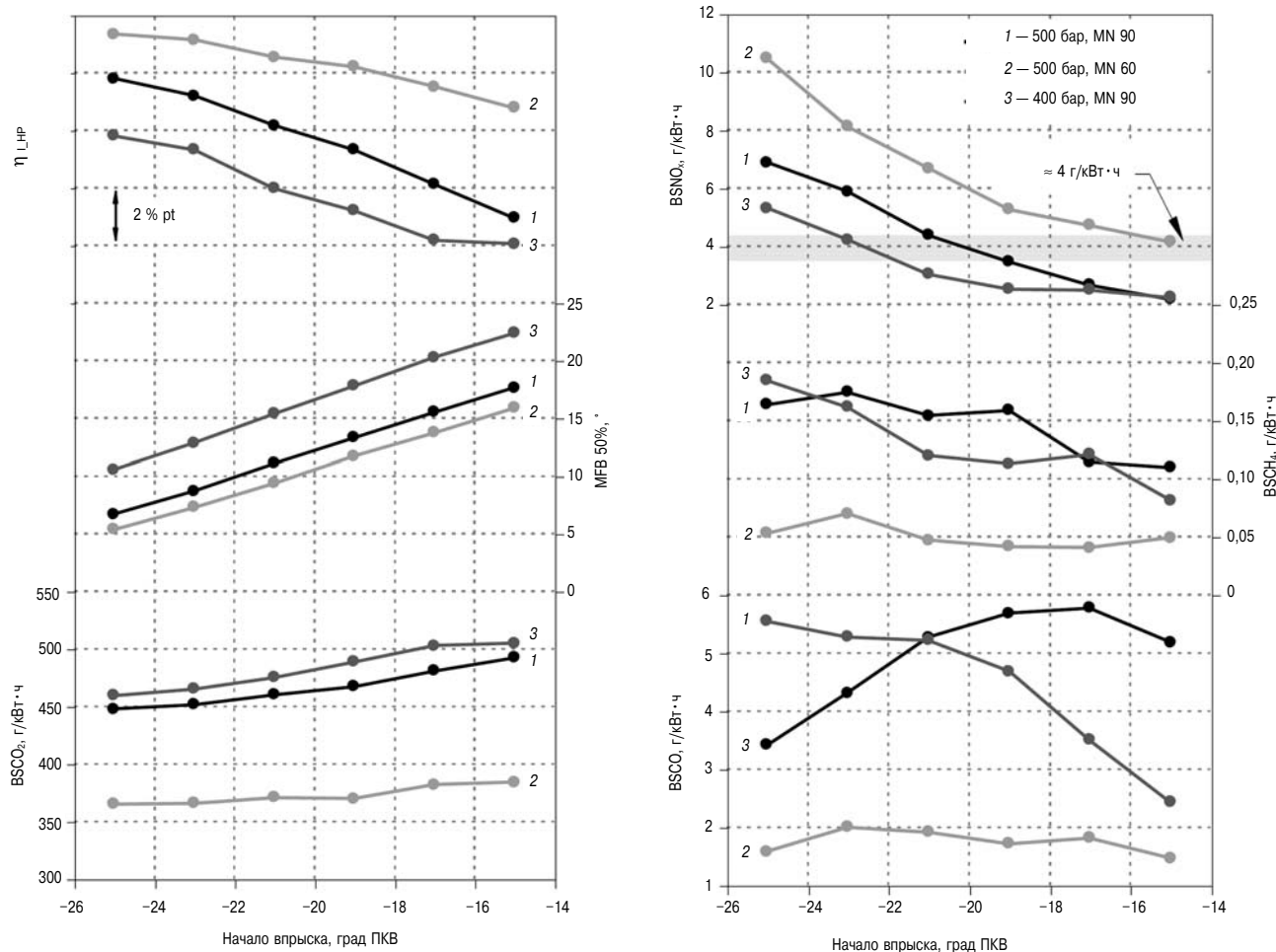


Рис. 8. Влияние давления газа в коллекторе и качества топлива на показатели рабочего процесса

оставалась постоянной. При работе на природном газе (NG) измерения производились при двух уровнях давления газа— 400 и 500 бар. При работе на NG с добавкой водорода давление газа при испытаниях составляло 500 бар.

Повышение давления газа с 400 до 500 бар при работе на NG и при том же значении фазирования впрыска привело к более раннему началу сгорания, из-за чего повысился индикаторный КПД двигателя (η_{I_HP}), но одновременно увеличился удельный выброс окислов азота ($BSNO_x$).

На графике фазирование сгорания отражено на оси абсцисс в виде MFB50 %, т. е. угла ПКВ, при котором 50 % (по энергосодержанию) топлива сгорает. Поскольку среднее эффективное давление трения (FMEP) двигателя SCE не является репрезентативным, удельные значения выбросов рассчитаны исходя из индикаторных значений удельных выбросов и расчетных значений FMEP для соответствующего многоцилиндрового двигателя.

Что касается удельных выбросов CH_4 (BSC_{CH_4}) и CO (BSC_{CO}), то повышение давления топлива не оказывает на них существенного воздействия. В некоторых случаях, в зависимости от угла впрыска, они даже растут, что может объясняться ростом давления впрыска, в результате чего часть газа вытесняется ближе к стенкам камеры сгорания, т.е. в более холодную ее область.

Основным преимуществом газодизельного рабочего процесса является возможность использовать газ с низким метановым числом, подтвержденная исследованиями топлива на основе обогащенного водородом NG. Как и ожидалось, детонации во время испытаний ни разу не возникало. Сравнение двух вариантов с разными углами впрыска при давлении газа 500 бар показало значительное преимущество газа MN 60 над MN 90.

Выбросы CO и CH_4 намного снизились, что, по-видимому, объясняется меньшим содержанием H_2 в топливе с низким метановым числом. За счет влияния данного фактора можно отнести примерно 20 %-ное снижение удельных выбросов CO_2 (BSC_{CO_2}). Из-за ускорения процесса сгорания MFB50 % для NG с добавкой водорода при том же значении угла впрыска достигается раньше, чем без добавки, что способствует увеличению КПД двигателя, но также и выбросов NO_x .

Для достаточно полной оценки изменения КПД в трех сценариях при одинаковом уровне выбросов NO_x , был проведен анализ потерь по методу Пишингера и др. [13]. Результаты этого анализ приведены на рис. 9. Измерения выполнялись при уровне выбросов $BSNO_x = 4$ г/кВт·ч (верхний сегмент столбцов гистограммы на рис. 9). Расхождение в η_{I_HP} объясняется разницей

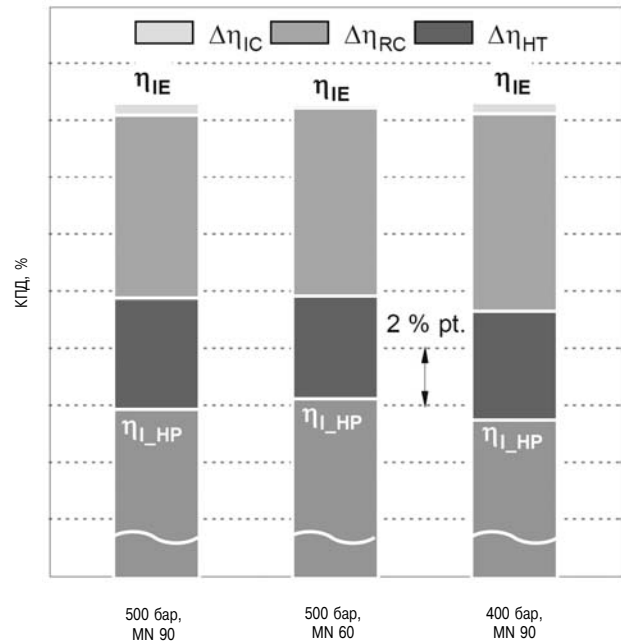


Рис. 9. Анализ потерь при $BSNO_x \approx 4$ г/кВт·ч

КПД идеального двигателя (η_{IE}), а также разницей в потерях от неполного сгорания ($\Delta\eta_{IC}$), реального сгорания ($\Delta\eta_{RC}$), и теплопередаче ($\Delta\eta_{HT}$). Величина $\Delta\eta_{IE}$ рассчитывается исходя из реальной массы воздушного заряда для цикла изохорного сгорания.

Исходная точка трех рассматриваемых сценариев характеризуется одним и тем же значением $\Delta\eta_{IE}$, поскольку в ней значения EAR и степени сжатия одинаковы.

Несмотря на относительно поздний впрыск, необходимый для того, чтобы уровень $BSNO_x$ не превысил ≈ 4 г/кВт·ч, потери реального сгорания

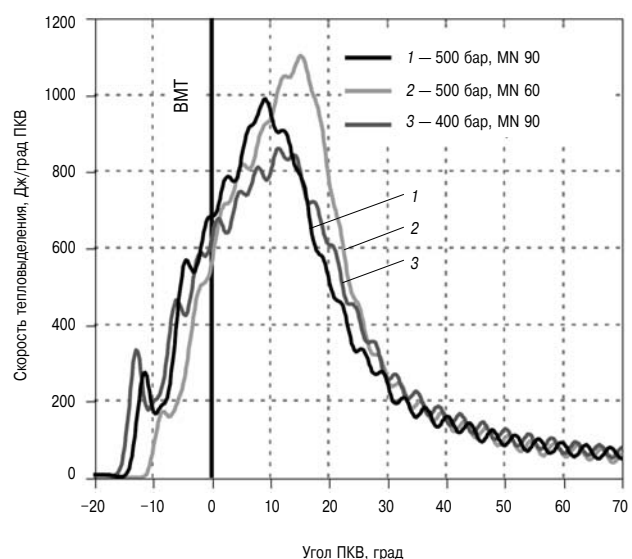


Рис. 10. Скорости тепловыделения при $BSNO_x \approx 4$ г/кВт·ч

лишь немногим больше, чем при использовании «чистого» NG при давлении 500 бар. Это объясняется достаточно коротким и интенсивным тепловыделением (рис. 10). Относительно большие значения продолжительности сгорания и задержки воспламенения при давлении газа 400 бар способствуют некоторому увеличению потерь от реального сгорания по сравнению с другими рабочими режимами. В результате более позднего начала сгорания в случае NG с добавкой водорода потери теплопередачи будут ниже, чем при использовании «чистого» NG. В целом, NG с добавкой водорода характеризуется наименьшими потерями, что дает выигрыш в $\eta_{L_{HP}}$ почти 0,5 % по отношению к сценарию с давлением газа 500 бар. Сценарий с давлением газа 400 бар характеризуется наибольшими потерями, и, следовательно, наименьшим $\eta_{L_{HP}}$.

В течение всей серии экспериментов газодизельная форсунка демонстрировала надежную работу. Коэффициент вариации IMEP, характеризующий стабильность процесса горения, укладывался в диапазон от 1 до 1,5 %, что означает вполне стабильную работу форсунки.

Утечка жидкого топлива из системы уплотняющего масла в газовую систему составляла ≈ 7 % (по энергии) при давлении газа 400 бар, и ≈ 6 % при давлении газа 500 бар.

Наличие утечки не приводило к сколько-нибудь заметному нарушению нормального рабочего процесса. Несмотря на значительное количество утечки жидкого топлива в газ, самовоспламенение (без впрыска пилотного топлива) неоднородной воздушно-топливной смеси было невозможным.

5. Выводы

Принцип воспламенения газа высокого давления за счет впрыска в цилиндр жидкого (пилотного) топлива применяется в газодизелях. Он дает возможность использовать в качестве топлива газы с малым метановым числом при высоких степенях сжатия, что позволяет обеспечить высокий КПД двигателя, при этом уровень выбросов несгоревших HC и, следовательно, CH_4 остается очень низким.

Фирмой «Woodward L'Orange GmbH» разработана концепция комбинированной газодизельной форсунки для высокооборотных двигателей. Настоящая работа посвящена оценке прототипа такой форсунки с помощью его всестороннего исследования на лабораторном стенде с системой LEC IRAS и на отсеке высокооборотного двигателя SCE с рабочим объемом 6 дм³.

На лабораторном стенде исследовалась форсунка с тремя группами сопловых отверстий. Каждая группа включала одно центральное и два пери-

ферийных отверстия. Для исследований были выбраны три точки рабочих режимов, соответствующие 30 %-ной нагрузке двигателя при давлении газа 400 бар, и 100 %-ной нагрузке двигателя при давлениях газа 400 бар и 500 бар.

Кривая суммарного объема впрыска всех сопловых отверстий свидетельствует о баллистическом характере работы форсунки при 30 %-ной нагрузке. При 100 %-ной нагрузке наблюдается заметный провал на участке подъема, перед тем как кривая становится горизонтальной во время основной фазы впрыска.

Далее были проанализированы кривые впрыска отдельно по каждому из трех центральных отверстий. Два из них работали практически одинаково, тогда как поведение третьего заметно отличалось. При 100 %-ной нагрузке наблюдался заметный провал на участке подъема, что стало причиной провала суммарного объема впрыска. Предполагается, что впрыск через отверстие 1 был меньше, чем через два остальных отверстия. Несовпадение характеристик впрыска позволяет предположить искажение формы струи для отверстия 1 независимо от нагрузки. Причины такого искажения в настоящее время изучаются специалистами «Woodward L'Orange GmbH».

Исследовалась также нестабильность впрыска через сопловые отверстия. Относительно стабильная их работа на ранней фазе открытия газового клапана на последующей фазе сменяется увеличением разброса подачи. Однако анализ показал достаточно хорошую стабильность газодизельной форсунки в целом. И наконец, проведены испытания на отсеке SCE с широким варьированием различных параметров газодизельной форсунки с девятью соплами.

Эти испытания проводились с использованием двух видов газового топлива: NG (MN 90) при давлении газа 400 и 500 бар, и NG с добавкой водорода (MN 60) при давлении газа 500 бар. Увеличение давления газа с 400 до 500 бар позволило увеличить КПД двигателя при сохранении уровня выбросов $BSNO_x$ в пределах ≈ 4 г/кВт·ч.

Сравнение разных видов топлив при давлении газа 500 бар показывает очевидное преимущество смеси H_2 и NG над «чистым» NG. В последнем случае выбросы CH_4 и CO_2 значительно меньше, что свидетельствует о значительном потенциале данной технологии (добавление водорода к топливу) для уменьшения количества парниковых газов в атмосфере.

При испытаниях на отсеке двигателя форсунка работала вполне надежно. Коэффициент вариации IMEP, характеризующий стабильность сгорания, не превышал 1–1,5 %, что свидетельствует о стабильной работе форсунки.

Обозначения и сокращения

BSC _{H4}	Удельный расход CH ₄
BSC _O	Удельный расход CO
BSC _{O2}	Удельный расход CO ₂
BSNO _x	Удельный расход NO _x
CA	Угол ПКВ
CAD	Система автоматизированного проектирования
CH ₄	Метан
CO	Оксид углерода
CO ₂	Двуокись углерода
DF	Двухтопливный
EAR	Коэффициент избытка воздуха
FMEP	Среднее эффективное давление трения
H ₂	Водород
HC	Углеводороды
HRR	Скорость тепловыделения
I	Поток количества движения
IMEP	Среднее индикаторное эффективное давление
LEC IRAS	Система анализа впрыска LEC (LEC Injection Rate Analysis System)
<i>m</i> _{cycle}	Цикловая топливopодача
MFB50%	Массовая доля сгоревшего топлива (Mass Fraction Burned) 50 %
MN	Метановое число
NG	Природный газ
NO _x	Оксиды азота
ROI	Топливopодача
SD	Среднеквадратичное отклонение
SCE	Опытный одцилиндровый отсек
TDC	ВМТ
η _{IE}	КПД идеального двигателя
η _{I_HP}	Индикаторный КПД по высокому давлению (Indicated High-Pressure Efficiency)
Δη _{IC}	Потери от неполного сгорания
Δη _{RC}	Потери от реального сгорания
Δη _{HT}	Потери теплопередачи

Литература

1. Assmus. K., Redtenbacher. C., Winter. H. et al.: «Simulation Based Predesign and Validation of a Diesel Ignited High-pressure Gas Direct Injection Combustion Concept», in: Leipertz, A. (ed.): «Engine Combustion and Alternative Concepts — ENCOM 2019» (= Berichte zur Energie — und Verfahrenstechnik (BEV), Vol. 19.1), Erlangen, 2019. P. 83–94.
2. Bockhoff N., Hanenkamp A.: «Der 51/60DF von MAN Diesel SE — Der leistungsstärkste 4-Takt Dual Fuel Motor», in: Wissenschaftlich-Technisches Zentrum fQr Motoren — und Maschinenforschung RoUlaug GmbH (ed.): «Conference Proceedings, 5th Dessau Gas Engine Conference», Dessau, 2007. P. 216–229.
3. Bosch W.: «Der Einspritzgesetzindikator, ein neues MeUgerat zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen» in: «Motortechnische Zeitschrift», Vol. 25, Issue 7, 1964. P. 268–282.
4. Dorr H., Kroger K., Graf F. et al.: «Untersuchungen zur Einspeisung von Wasserstoff in ein Erdgasnetz», in: «DVGW energie | wasser-praxis», Issue 11/2016, Bonn, 2016.

5. Fimml W., Chmela F., Wimmer A.: «Verfahren zur Messung der Einspritzrate unter motornahen Bedingungen», contribution at conference: «7. Tagung: Diesel- und Benzindirekteinspritzung», Berlin, 2010.
6. Jarf C., Sutkowski M.: «The Wartsila 32GD engine for heavy gases», in: «Combustion Engines», Vol. 2, Issue 137, 2009. P. 3–11.
7. Kiesling C., Tilz A., Nickl A. et al.: «Evaluation of Gas Injection Valves for Large Engines by Means of Spray Momentum Measurement», in: Tschoke, H.; Marohn, R. (ed.): «11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 2018», Berlin, 2018. P. 481–498.
8. Luo F., Cui H., Dong, S.: «Transient measuring method for injection rate of each nozzle hole based on spray momentum flux», in: «Fuel», Vol. 125, 2014. P. 20–29.
9. Mohr H., Frobenius M.: «Optimierung von Diesel-/Gas-GroUmotoren fQr unterschiedlichste Anwendungen», in: Harndorf, H. (ed.): «Die Zukunft der GroUmotoren III, 3. Rostocker GroUmotorentagung», Rostock, 2014. P. 138–149.
10. Mooser D.: «Brenngase und Gasmotoren», in: Mollenhauer, K.; Tschoke, H. (ed.): «Handbuch Dieselmotoren», 3rd edition, Berlin Heidelberg New York, 2007. P. 132.
11. Napolitano P., Guido C., Beatrice C. et al.: «Analysis of Nozzle Coking Impact on Emissions and Performance of a Euro5 Automotive Diesel Engine», in: «SAE International Journal of Engines», Vol. 6, Issue 3, Paper № 2013-24-0127, 2013.
12. Payri R., Garcia J.M., Salvador F.J. et al.: «Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics», in: «Fuel», Vol. 84, Issue 5, 2005. P. 551–561.
13. Pischinger R., Klell M., Sams T.: «Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine» (= technical book series: List, H. (ed.): «Der Fahrzeugantrieb»), 3rd edition, Vienna, 2009. P. 338 ff, 349 ff.
14. Redtenbacher C., Kiesling C., Wimmer A. et al.: «Dual Fuel Brennverfahren — Ein zukunftsweisendes Konzept vom PKW — bis zum Grobmotorenbereich», in: Lenz, H. P. (ed.): «37th International Vienna Motor Symposium 28–29 April 2016. Volume 2: second day» (= Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, № 799), Duesseldorf, 2016. P. 403–428.
15. Redtenbacher C., Malin M., Kiesling C. et al.: «Gas and Dual Fuel Combustion Concepts: The Better Combustion Concepts for Large Engines?», in: «16. FAD-Konferenz. Herausforderung — Abgasnachbehandlung fuer Dieselmotoren. 7.11.8.11.2018 in Dresden. Beitrage», Dresden, 2018. P. 201–226.
16. Som S., Ramirez A.I., Longman D.E. et al.: «Effect of nozzle orifice geometry on spray, combustion, and emission characteristics under diesel engine conditions», in: «Fuel», Vol. 90, Issue 3, 2011. P. 1267–1276.
17. Sterner M., Stadler I.: «Bedarf, Technologien, Integration», in: Sterner, M.; Stadler, I. (ed.): «Energiespeicher», 2nd edition, Berlin, 2017. P. 468.
18. Watanabe K., Goto S., Hashimoto T.: «Advanced development of medium speed gas engine targeting to marine and land», Paper № 99, CIMAC Congress 2013, Shanghai.
19. Zeuch W.: «Neue Verfahren zur Messung des Einspritzgesetzes und der RegelmäUigkeit von Diesel-Einspritzpumpen», in: «Motortechnische Zeitschrift», Vol. 22, Issue 9, 1961. P. 344–349.

УДК 621.436.068

Новиков Л.А., Кострыгин А.Н. Реализация программы импортозамещения при постройке судовых двигателей типа Д49 на АО «Колюменский завод» // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 3–9.

Ключевые слова: судовой дизель, стендовые испытания, рабочие параметры, турбокомпрессор, импортозамещение, оптимальная регулировка, выбросы вредных веществ, альтернативные методы измерения, корреляция показаний газоанализаторов.

На судовом дизеле типа Д49 исполнения V-16 выполнена программа экспериментальных исследований по определению оптимальных регулировок дизелей при их комплектации турбокомпрессорами отечественного производства типа ТК 35В-31 по программе импортозамещения. Показано, что двигатели типа Д49 в оптимальном состоянии соответствуют требованиям по выбросам вредных веществ международного стандарта IMO Tier-II и ГОСТ 31967–2012. Приведены результаты сравнительных измерений выбросов NO_x , выполненных альтернативными электрохимическими и эталонными хемилюминесцентными газоанализаторами, сформулированы условия для обеспечения эквивалентных результатов измерений.

Табл. 2. Ил. 8. Библ. 4 назв.

УДК 621.43

Обозов А.А., Новиков Р.А. Параметрическая оптимизация закона тепловыделения судового малооборотного дизеля // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 10–12.

Ключевые слова: судовой малооборотный дизель, рабочий процесс, закон тепловыделения, условная оптимизация, экономичный режим работы.

Рассматривается решение задачи оптимизации закона тепловыделения в цилиндре судового малооборотного дизеля БДКРН 60/229 для достижения наиболее экономичного режима работы при условии ограничения максимального давления сгорания. Показано, что итерационный (пошаговый) алгоритм поиска оптимального решения носит универсальный характер и может быть использован для решения других многокритериальных оптимизационных задач. Ил. 3. Библ. 4 назв.

УДК 004-046-62-932.2

Волков Ю.В. Цифровизация диагностических вибросигналов дизеля // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 13–16.

Ключевые слова: дизель, вибросигнал, диагностический параметр, аналого-цифровой преобразователь, цифровая обработка сигналов, спектральная плотность мощности, синфазное накопление, точность оценки.

Рассмотрены проблемы, возникающие при определении диагностических параметров вибросигналов дизеля в процессе их подготовки к цифровой обработке. Даны рекомендации по выбору диагностических параметров вибросигналов дизеля и расчету характеристик измерительной аппаратуры для проведения цифровой записи вибросигналов.

Табл. 1. Библ. 7 назв.

УДК 621.43.057

Алимов В.А., Захаров Е.А., Сафаров Э.Г., Федянов Е.А. Влияние добавок синтез-газа к пропан-бутану на процесс сгорания в автомобильном двигателе // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 17–20.

Ключевые слова: сжиженный углеводородный газ, пропан-бутан, конверсия углеводородного топлива, синтез-газ, водород, работа цикла ДВС, выбросы вредных веществ.

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния добавок синтез-газа на процесс сгорания сжиженного углеводородного газа в автомобильных ДВС. Синтез-газ может быть получен по технологии каталитической конверсии части основного углеводородного топлива. Выполнен анализ влияния добавок синтез-газа, состоящего из водорода и диоксида углерода, на динамику тепловыделения и работу цикла газового ДВС. Показано, что добавка синтез-газа в количестве 5 % обеспечивает снижение выбросов окиси углерода и несгоревших углеводородов при одновременном увеличении работы цикла ДВС.

Ил. 4. Библ. 8 назв.

УДК 621.436+621.89.017

Прокопцова М.Д., Шаталов К.В., Уханов Д.А. Методы оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 21–27.

Ключевые слова: дизели, бензиновые двигатели, моторные масла, низкотемпературные отложения, методы оценки, режимы испытаний.

Показано, что качество современных моторных масел для бензиновых и дизельных двигателей оценивается их склонностью к образованию низкотемпературных отложений на определенных нагрузочно-скоростных и температурных режимах работы. При этом в РФ моторные масла для дизелей по этому показателю не оцениваются. Выполнен анализ отечественных и зарубежных методов оценки склонности моторных масел к образованию низкотемпературных отложений в целях разработки требований для создания отечественного моторного метода оценки качества моторных масел, предназначенных для дизельных двигателей. Табл. 6. Ил. 5. Библ. 11 назв.

УДК 62-843.3

Ватолин Д.С. Особенности применения СПГ в качестве топлива для судовых ДВС // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 28–34.

Ключевые слова: судовая энергетическая установка, сжиженный природный газ (СПГ), физико-химические свойства СПГ, двигатель двойного топлива, особенности конструкции, устойчивость к возникновению детонации.

Рассматривается актуальность применения сжиженного природного газа в качестве топлива для судовых энергетических установок с учетом его экономических преимуществ в сравнении с жидким углеводородным топливом. Приводится краткий обзор особенностей конструкции современных судовых двигателей двойного топлива. Дается оценка влияния состава композиции СПГ, добытого на различных месторождениях, на его метановое число и устойчивость работы двигателя к возникновению детонации. Табл. 1. Ил. 13. Библ. 18 назв.

УДК 621.43

Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса CIMAC) // Двигателестроение. — 2020. — № 3. — С. 35–53.

Ключевые слова: судовой дизель, газовый двигатель, вредные выбросы с отработавшими газами, газовое топливо, метановое число, двухтопливная форсунка.

Планы поэтапного (начиная с 2016 г.) введения Международной морской организацией (ИМО) зон контролируемых выбросов (ECA), а также расширение номенклатуры нормируемых вредных компонентов (NO_x , SO_x , CO_2 , PM) стимулируют развитие конструкций газовых двигателей и совершенствование технологий горения газа в цилиндре. Фирма «Yanmar» разработала два новых типа судовых двигателей: газовый двигатель и двухтопливный двигатель. Газовый двигатель создан для использования в составе бортовой электростанции в качестве вспомогательного или главного, двухтопливный двигатель предназначен для работы непосредственно на гребной вал. Новые двигатели соответствуют требованиям IMO Tier-III по выбросам окислов азота, практически отсутствуют окислы серы и частицы в отработавших газах. В новых газовых двигателях судового назначения используется технология контроля состава смеси для исключения детонации и пропуска вспышек.

Фирмой «Woodward L'Orange GmbH» разработана и исследована инновационная конструкция двухтопливной форсунки для высокооборотных газодизелей, позволяющая осуществлять последовательный впрыск в цилиндр газа и запального жидкого топлива. На опытном одноцилиндровом отсеке выполнены экспериментальные исследования форсунок в целях определения суммарной подачи и неравномерности расхода газа через сопловые отверстия распылителя. Результаты испытаний дали возможность оценить улучшение экономических и экологических показателей двигателя за счет увеличения давления впрыска газа до 500 бар (предельно допустимая величина), а также за счет добавления водорода к природному газу.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником.

Табл. 6. Ил. 30. Библ. 21 назв.

UDC 621.436.068

Novikov L.A. and Kostrygin A.N. Import replacement program as applied to construction of type D49 marine diesel engines at JSC «Kolonna Works» // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 3–9.

Keywords: marine diesel engine, stand tests, operating parameters, turbocharger, import replacement, optimum settings, noxious exhausts, alternative measurement methods, correlation of gas analyzer readings.

Type D49 marine diesel engine (V-16) featuring home-made turbochargers type TK 35B-31 (as a part of import replacement program) have been bench-tested for optimum settings. Optimized marine diesel engines type D49 are shown as complying with IMO Tier-II and GOST 31967–2012 standards in terms of allowable noxious exhausts. Furthermore, NO_x emissions have been measured with two alternative methods — electrochemical and chemiluminescent gas analyzers. Such comparative measurements allowed to formulate conditions to ensure equivalent measurement results. 2 tables, 8 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Obozov A.A. and Novikov R.A. Parameters optimization of heat release curve in marine low-speed diesel engine // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 10–12.

Keywords: heat release curve, operating cycle, heat release curve, conditional optimization, fuel-efficient operation.

The article discusses optimization of heat release curve in type 6ДКРН 60/229 marine low-speed diesel engine so as to achieve the most fuel-efficient operation, taking account of limitation on maximum combustion pressure. Algorithm of stepwise (iterative) optimization is offered. Such algorithm is shown to be universal and applicable to solution of other multicriterion optimization problems. 3 ill., 4 ref.

UDC 004-046-62-932.2

Volkov Yu.V. Digitization of vibration signals in engine diagnostics // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 13–16.

Keywords: diesel engine, vibration signal, diagnostic parameter, analog-to-digital converter, digital signal processing, spectral density of power, cophased cumulation, evaluation accuracy.

The article discusses problems involved in definition of vibration signal diagnostic parameters in the course of their preparation for digital processing. Recommendations are offered concerning selection of engine diagnostic parameter and calculation of characteristics of instruments for digital registrations of vibration signals. 1 table, 7 ref.

UDC 621.43.057

Alimov V.A., Zakharov Ye.A., Safarov E.G. and Fedyanov E.A. Addition of synthetic gas to propane-butane as a means to improve combustion in motor vehicle engine // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 17–20.

Keywords: liquefied hydrocarbon gas, propane-butane, hydrocarbon fuel conversion, synthetic gas, hydrogen, engine cycle work, noxious emissions.

Presented are the results of experiments that involve adding of synthetic gas to liquefied hydrocarbon gas as a fuel for motor vehicle engines. Synthetic gas may be yielded as a product of catalytic conversion of a part of main hydrocarbon fuel. The authors analyzed the influence of adding of synthetic gas, consisting of hydrogen and carbon dioxide, on heat release dynamics and gas engine working parameters. Adding of 5 % synthetic gas to regular fuel gas resulted in lower emissions of CO_2 and unburned hydrocarbons as well as higher engine cycle work. 4 ill., 8 ref.

UDC 621.436+621.89.017

Prokoptsova M.D., Shatalov K.V. and Ukhanov D.A. Motor oil tendency to low-temperature sedimentation: evaluation methods // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 21–27.

Keywords: diesel engine, petrol engine, motor oil, low-temperature sedimentation, evaluation methods, test modes.

One of the most important characteristics of modern motor oils for petrol and diesel engines is their tendency to low-temperature sedimentation, depending on engine load, speed and temperature. It should be noted, however, that existing RF standards for diesel motor oils provide no limitations concerning said characteristic. The authors analyzed known Russian and worldwide methods of motor oils tendency to low-temperature sedimentation, with a view to provide specifications for the development of Russian method of quality evaluation for diesel motor oils.

6 tables, 5 ill., 11 ref.

UDC 62-843.3

Vatolin D.S. LNG as a fuel for marine reciprocating engines // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 28–34.

Keywords: marine power plant, liquefied natural gas (LNG), dual fuel engine, construction features, knock immunity.

The article discusses feasibility of using liquefied natural gas as a fuel for marine power plants, taking account of its better economic performance compared with liquid hydrocarbon fuel. Brief review of existing dual fuel marine engines is provided. Also provided is evaluation of correlation between LNG composition (depending on its origin) on its methane number and knock immunity.

1 table, 13 ill., 18 ref.

UDC 621.43

Development of gas engine design (Based on the CIMAC proceedings) // Dvigatelistroyeniye. — 2020. — № 3. — P. 35–53.

Keywords: marine engine, noxious emissions, gas fuel, methane number, dual fuel injector.

Planned stepwise (starting since 2016) implementation of controlled emission zones (ECA) by International Maritime Organization (IMO), as well as widening of the nomenclature of normalized noxious exhaust components (NO_x , SO_x , CO_2 and PM), are drivers for further improvement of gas engine design and combustion technologies. «Yanmar Co. Ltd» developed the two types of marine gas engines: a pure gas engine and a dual fuel engine. The previous is intended to be used in a marine power plant as either auxiliary or propulsion engine, while the latter should be coupled with a propeller shaft directly. These two engines have been adapted to IMO/Tier-III NO_x restriction, while concentrations of sulfur oxides (SO_x) and particles (PM) in exhaust gas are negligible.

The new marine gas engines feature state-of-the-art technologies of fuel mix composition such as to prevent knocking and misfire. «Woodward L'Orange GmbH» developed and implemented innovative dual-fuel injector for high-speed gas-diesel engines, based on successive injection of fuel gas and pilot diesel fuel. The injector was tested on a high-speed single-cylinder research engine, with a view to define total injection rate as well as hole-to-hole scattering effects and shot-to-shot variation effects. Furthermore, the benefits of exploiting the maximum permissible gas pressure (up to 500 bar) of the injector are assessed and the use of natural gas (NG) enriched by hydrogen (H_2) is evaluated with regard to engine performance.

The CIMAC papers have been translated into Russian by G. Melnik, PhD

6 tables, 30 ill., 21 ref.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

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

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

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

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

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

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

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

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

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

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

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

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания сущности вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала