

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 4 (274)
октябрь–декабрь 2018

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капишук А.В. Методика расчета герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизеля	3 Chainov N.D., Krasnokutsky A.N. and Kapshukov A.V. Analysis of a gas joint in a high-powered medium-speed diesel engine for leak-tightness
Пацей П.С., Галышев Ю.В. Влияние формы камеры сгорания и выпускных каналов на показатели газового двигателя	8 Patsey P.S. and Galyshev Yu.V. Gas engine performance as a function of geometry of combustion chamber and outlet ducts
ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ	ENVIRONMENTAL ISSUES
Лиханов В.А., Лопатин О.П. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива	13 Likhanov V.A. and Lopatin O.P. Biofuel as a means to improve diesel engine performance
ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ	CALS TECHNOLOGIES
Задорожная Е.А., Маслов А.П., Левцов М.В. Методология формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий	18 Zadorozhnaya E.A., Maslov A.P. and Levtsov M.V. Shaping of unified information space for the development of power modules, using CALS technologies
ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ	MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES
Сорокин В.А. Проблемы реновации судовых ДВС	24 Sorokin V.A. Renovation of marine diesel engines: issues
Нечаев В.В., Головкин К.В. Метод оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя по величине давления газов в картере	31 Nechaev V.V. and Golovko K.V. Crankcase gas pressure as an indicator of sleeve assembly soundness
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ	POWER PLANTS
Смирнов А.В., Бондарев А.В., Александров С.В. Экспериментальные исследования сжигания твердого топлива в комбинированных установках энергоснабжения с активными котлами-утилизаторами	35 Smirnov A.V., Bondarev A.V. and Alexandrov S.V. Experimental investigation of firing solid fuel in hybrid power plants featuring active waste heat boilers
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Нормирование вредных выбросов судовыми двигателями. Состояние и перспективы (материалы конгресса CIMAC-2016)	40 Exhaust emissions from ships. Regulatory issues. Current situation and prospects (based on CIMAC-2016 papers)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	54 Synopsis
Перечень статей, опубликованных в журнале за 2018 год	56 List of articles published in magazine for year 2018

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
А.Н. Кострыгин	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
С.В. Хильченко	<i>техн. директор</i>	<i>ПАО «Звезда», Санкт-Петербург</i>
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО РУМО, Нижний Новгород</i>
Е.И. Бирюков	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО «Барнаультрансмаш», г. Барнаул</i>
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково</i>
А.С. Куликов	<i>гл. констр. по двиг.</i>	<i>ПАО КАМАЗ, г. Набережные Челны</i>
В.И. Федышин	<i>директор</i>	<i>ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург</i>
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	<i>ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск</i>
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	<i>ООО НЗТА, г. Ногинск</i>

НИИ

Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>Г ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>рук. науч. направления</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенко	<i>президент</i>	<i>НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург</i>

ВУЗЫ

В.А. Марков	<i>зав. кафедрой Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
В.А. Рыжов	<i>проф. кафедры ТМС и САПР</i>	<i>КИ фил. МПУ, г. Коломна</i>
Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой двигателей</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИЭТС, Санкт-Петербург</i>
М.И. Куколев	<i>проф. кафедры гидравлики</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИСИ, Санкт-Петербург</i>
О.К. Безюков	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.С. Пунда	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	<i>БГТУ, г. Брянск</i>
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ЯЭ</i>	<i>БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ г. Балаково</i>

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А.В. Хрулева, 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 (2005–2018 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Сдано в набор 03.12.2018
Подписано в печать 22.12.2018
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 44. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

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». 2018. № 4 (274)

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕРМЕТИЧНОСТИ ГАЗОВОГО СТЫКА ФОРСИРОВАННОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

*Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор, А.Н. Краснокутский, доцент, А.В. Капшуков, аспирант
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

Представлена методика расчета герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизеля при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек. Принимая во внимание сложную геометрию крышки и втулки цилиндров с наличием полостей охлаждения, анализ теплового и напряженно-деформированного состояния системы элементов, образующих узел газового стыка, проводится с помощью объемных конечно-элементных моделей. Приведенная методика позволяет оценить как уровень напряжений в базовых деталях, формирующих узел газового стыка, так и локальное распределение давления по площади уплотняющей прокладки. Это позволяет рационально назначить усилия затяжки, не представляющие опасности для прочности деталей, формирующих газовый стык, в частности крышек цилиндров и силовых шпилек.

Введение

При развитии двигателестроения сохраняется тенденция повышения агрегатных мощностей среднеоборотных дизелей путем их форсирования по среднему эффективному давлению.

Это приводит к повышению параметров рабочего процесса, включая максимальное давление газов в цилиндре p_z , что предъявляет особые требования к герметичности газового стыка и прочности деталей, его образующих (крышка и втулка цилиндра, прокладка, блок цилиндров), а также деталей крепления и, прежде всего, к усилию затяжки силовых шпилек.

Существующие методики расчета газового стыка используют зависимости, принятые в деталях машин для расчета фланцевых соединений, включая величину усилия затяжки силовых шпилек, при этом не учитываются особенности конструкции указанных деталей, их тепловое и напряженно-деформированное состояние при работе двигателя на различных режимах [1–3]. Такой упрощенный подход может применяться лишь в качестве первого шага при расчете газового стыка (предварительного выбора усилий затяжки). Расчет герметичности газового стыка

СОД при циклических нагружениях соединения должен проводиться с учетом теплового и напряженно-деформированного состояния элементов узла, в частности локального характера распределения давления по поверхности стыка при затяжке и его изменении при работе двигателя.

В связи с этим требуется разработка метода оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных двигателей, включающего определение параметров теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) деталей, образующих газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек. При чрезмерно высоких усилиях затяжки возникает опасность недопустимо высоких монтажных напряжений в крышке и втулке цилиндра.

Моделирование ТНДС деталей, образующих газовый стык

Учитывая сложную геометрию крышки и втулки цилиндров, анализ ТНДС системы элементов, образующих газовый стык, следует проводить с помощью объемных (3-мерных) конечно-элементных моделей. Для оценки ТНДС узла газового стыка используется трехмерная конечно-элементная модель сборки втулки, жарового кольца, крышки цилиндра и верхней части блока с контактным взаимодействием через зону расположения прокладки (рис. 1), построенная на основании твердотельной модели сборки.

Чтобы стык был герметичным, по всей площади плоской прокладки должны действовать сжимающие усилия. Давление p_1 по площади прокладки при отсутствии сгорания в цилиндре распределяется неравномерно. Его минимальная величина $p_{1\min}$ в результате повышения давления газа в цилиндре до значения p_z снижается до значения $p_{2\min}$. Для обеспечения герметичности газового стыка $p_{2\min}$ во всех случаях должно быть больше 0.

Необходимым и достаточным условием обеспечения герметичности газового стыка между прокладкой и поверхностями крышки цилиндра и бурта втулки цилиндра является сохранение достаточной величины давления по всей площади прокладки при действии максимального давления газа в цилиндре p_z . Это достигается превышением

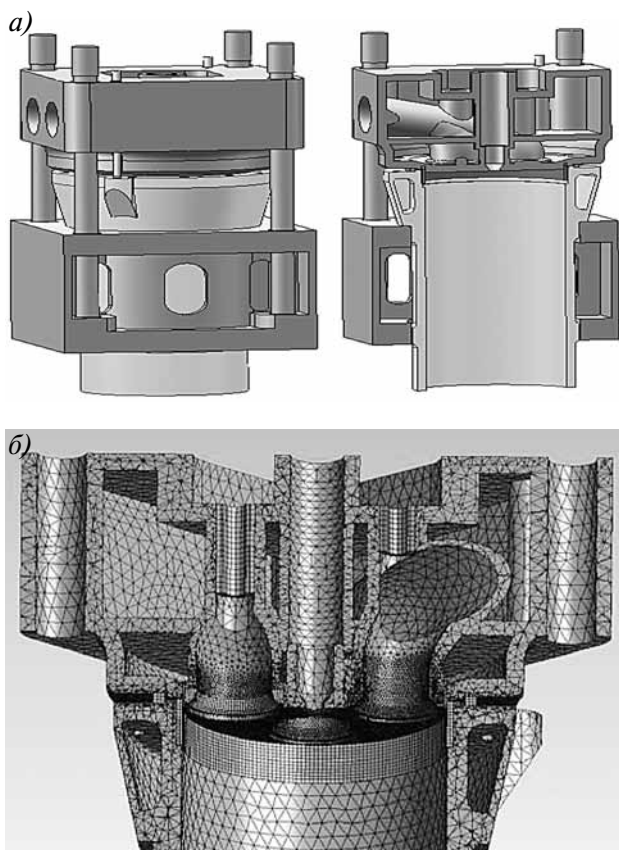


Рис. 1. Твердотельная (а) и конечно-элементная модель (б) сборки блока, втулки и крышки цилиндра двигателя типа ЧН26,5/31

величины минимального давления на поверхности прокладки $p_{\min}$ над величиной снижения этого давления Δp в момент приложения максимальной газовой нагрузки. Применительно к среднеоборотным двигателям экспериментально установлено [4], что герметичность стыка обеспечивается, если величина $p_{\min}$ на поверхности прокладки превосходит величину Δp снижения давления при приложении давления газа в цилиндре p_z в « k » раз:

$$k = \frac{p_{1\min}}{\Delta p}, \quad (1)$$

где $\Delta p = p_{1\min} - p_{2\min}$.

Применительно к среднеоборотным тепловозным и судовым дизельным двигателям рекомендуемая величина $k = 1,5-2,5$. Чем больше k , тем выше уплотнение стыка при данном значении p_z .

В начале расчета следует ориентировочно оценить исходное значение усилия предварительной затяжки шпилек $P_{\text{пр}}$. При этом можно воспользоваться известной формулой оценки усилий предварительной затяжки фланцевых соединений [1]:

$$P_{\text{пр}} = m\pi D_{\text{сп}} b_0 p_z, \quad (2)$$

где m — прокладочный коэффициент (эмпири-

ческая величина, определяется из опыта); b_0 — эффективная ширина прокладки; $D_{\text{сп}}$ — расчетный диаметр прокладки.

Рациональная величина усилия предварительной затяжки выбирается из условия обеспечения герметичности стыка и неперевышения допустимой величины напряжений, включая монтажные в деталях образующих газовый стык. Применительно к дизелю ЧН26,5/31 исходное значение усилия затяжки в соответствии с формулой (2) составило $P_{\text{пр}} = 520$ кН (52 тс). Принимаем исходное усилие затяжки 600 кН (60 тс).

При выполнении расчета согласованных граничных условий теплообмена крышки цилиндра с клапанами и втулки использован комплекс программ ICE, созданный на кафедре Поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана [2]. На рис. 2

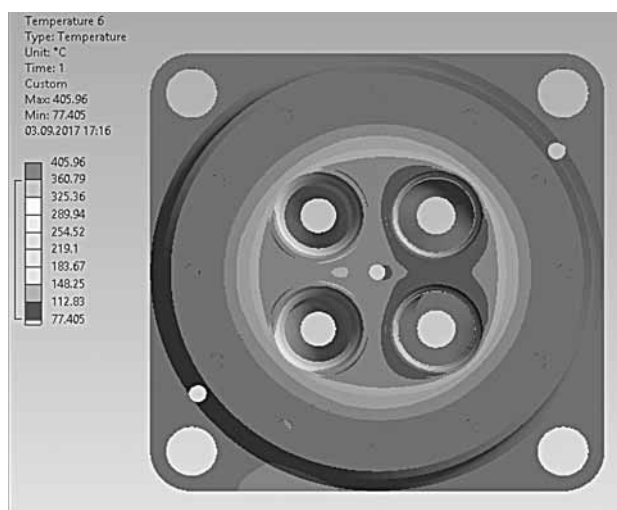
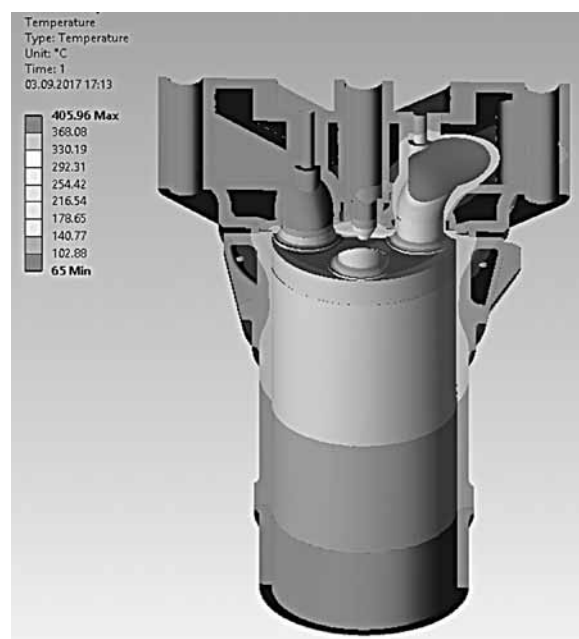


Рис. 2. Температурное поле сборки крышки с втулкой на номинальном режиме работы двигателя типа ЧН26,5/31

представлено распределение температур в крышке цилиндра и втулке двигателя типа ЧН26,5/31 на номинальном режиме работы ($p_e = 25,8$ бар, $n = 1000$ об/мин).

Крышка цилиндров является одной из наиболее теплонапряженных деталей дизеля. Тепловой поток в крышку цилиндра превосходит тепловой поток в поршень. Максимальная температура крышки находится со стороны камеры сгорания в зоне межклапанной переемычки впускных каналов и составляет 406°C . Зона крышки со стороны камеры сгорания около выпускных каналов менее нагрета, так как выпускные седла рассматриваемой крышки охлаждаются (температура достигает 360°C).

Температура на значительной части рабочей поверхности втулки невелика, равномерно распределена по окружности и колеблется в диапазоне от 130 до 225°C .

В рассматриваемой конструкции втулки цилиндра жидкостному охлаждению подлежит только верхняя часть втулки, наиболее нагреваемая при работе.

Температурная составляющая вносит заметный вклад в общую нагруженность деталей, образующих газовый стык, включая силовые шпильки.

Для оценки напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра, втулки, верхней части блока цилиндров использована приведенная на рис. 1 конечно-элементная модель сборки. Уплотнение газового стыка обеспечивается затяжкой 4-х силовых шпилек, связывающих блок, втулку и крышку с усилием 600 кН (60 тс).

На рис. 3 приведены значения главных растягивающих напряжений, возникающих в сборочном узле.

В крышке цилиндра максимальные растягивающие напряжения (495 МПа) возникают со стороны полости охлаждения ближе к неохлаждаемому седлу впускного клапана. Максимальные напряжения во втулке относительно невелики и возникают в месте контакта с блоком, достигая 310 МПа. Максимальные растягивающие напряжения в силовых шпильках составляют 425 МПа.

Перепад контактного давления по ширине прокладки составил от 29 до 203 МПа (рис. 3, б). Наибольшие сжимающие напряжения (давление) возникают на внешнем диаметре прокладки, что обусловлено краевым эффектом в месте контакта прокладки с крышкой и втулкой.

При этом герметичность газового стыка обеспечивается в полной мере. Однако при затяжке шпильки 600 кН (60 тс) напряжения в силовых шпильках и крышке оказываются чрезмерно высокими (предел прочности материала крышки при растяжении 700 МПа).

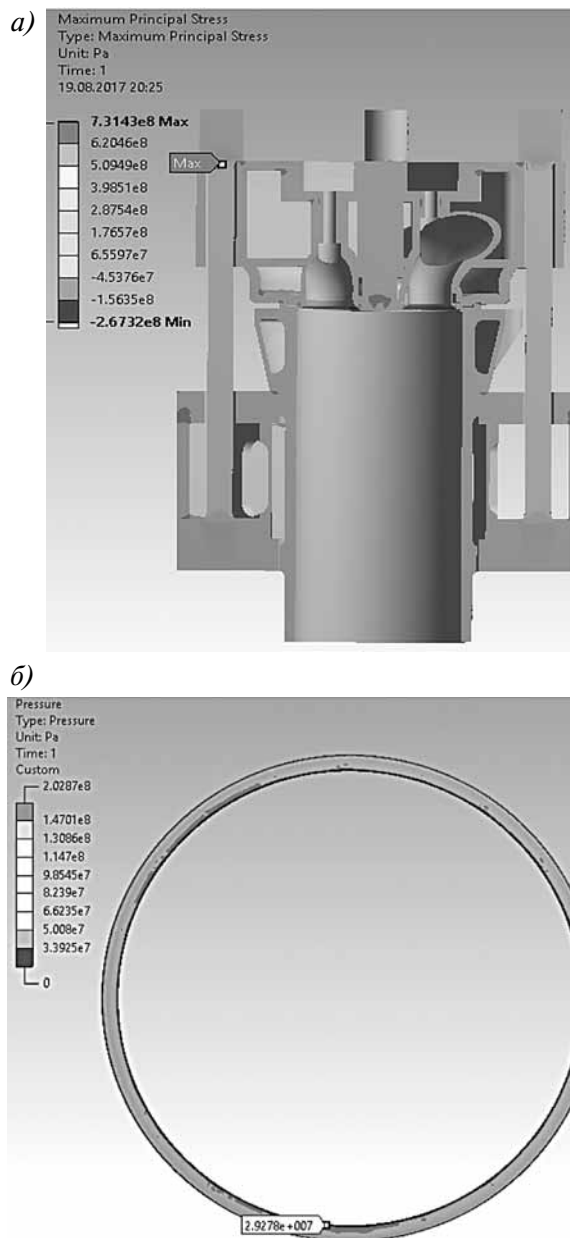


Рис. 3. Распределение напряжений в деталях газового стыка (а) и контактное давление обжатия прокладки (б) двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 600 кН (60 тс)

В связи с этим был выполнен расчет напряжений в крышке, втулке и верхнем поясе блока от действия монтажных усилий, тепловой и газовой нагрузок при усилии затяжки шпилек 450 кН (45 тс) (рис. 4).

Максимальные растягивающие напряжения снизились в шпильках с 425 до 319 МПа, в крышке цилиндра — с 495 до 475 МПа, а во втулке цилиндра — с 310 до 302 МПа.

Расчет сжимающих напряжений (давлений) на поверхности прокладки показывает, что дав-

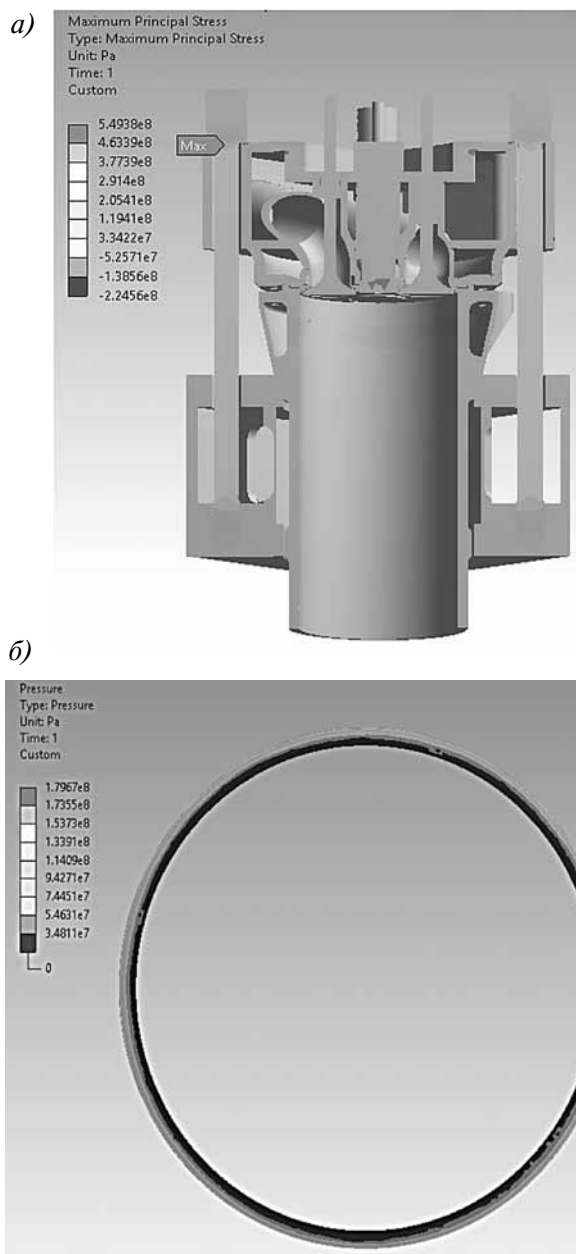


Рис. 4. Распределение напряжений в деталях газового стыка и контактное давление обжатия прокладки двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс)

ление обжатия при уменьшении усилия затяжки силовых шпилек заметно снизилось. Давление на внутреннем диаметре прокладки уменьшилось до 0, а на внешнем диаметре составило 180 МПа. Снизился также и уровень напряжений в деталях, образующих газовый стык. При этом распределение контактного давления по площади прокладки оказывается весьма неравномерным. В этом случае на поверхности прокладки появляются зоны отсутствия давления.

Общим недостатком в обоих случаях при затяжке силовых шпилек 600 кН (60 тс) и 450 кН

(45 тс) является значительная неравномерность распределения сжимающих напряжений (давления) по ширине прокладки с выраженным максимумом на внешнем диаметре прокладки.

Для уменьшения краевого эффекта и обеспечения более равномерного распределения контактного давления по ширине прокладки предлагается прокладка прямоугольного поперечного сечения из жаростойкой стали с разгрузочной канавкой эллиптической формы по наружной боковой поверхности (рис. 5), предложенная ОАО «Коломенский завод» [5].

На рис. 5 показан характер распределения контактных давлений по ширине серийной прокладки (рис. 5, а) и модернизированной прокладки с разгрузочной канавкой (рис. 5, б).

Результаты расчета ТНДС состояния узла газового стыка от совместного действия усилий затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс), тепловой и газовой нагрузок с применением прокладки с эллиптической проточной канавкой представлены на рис. 6.

При незначительном изменении теплового и напряженно-деформированного состояния удалось значительно снизить неравномерность распределения давления по ширине прокладки. Контактное давление по ширине прокладки изменяется в диапазоне от 15 МПа на внутреннем диа-

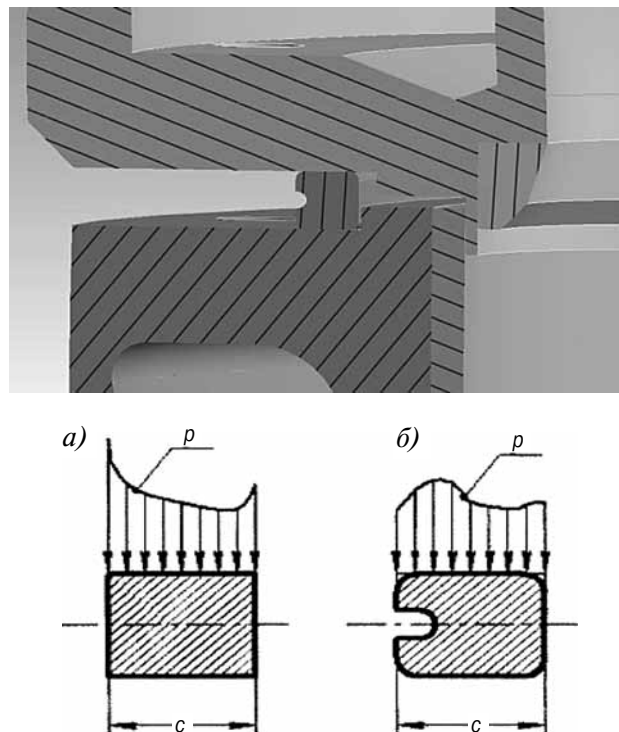


Рис. 5. Твердотельная модель узла газового стыка с модернизированной прокладкой и распределение контактного давления по ширине прокладок: а — серийной; б — модернизированной

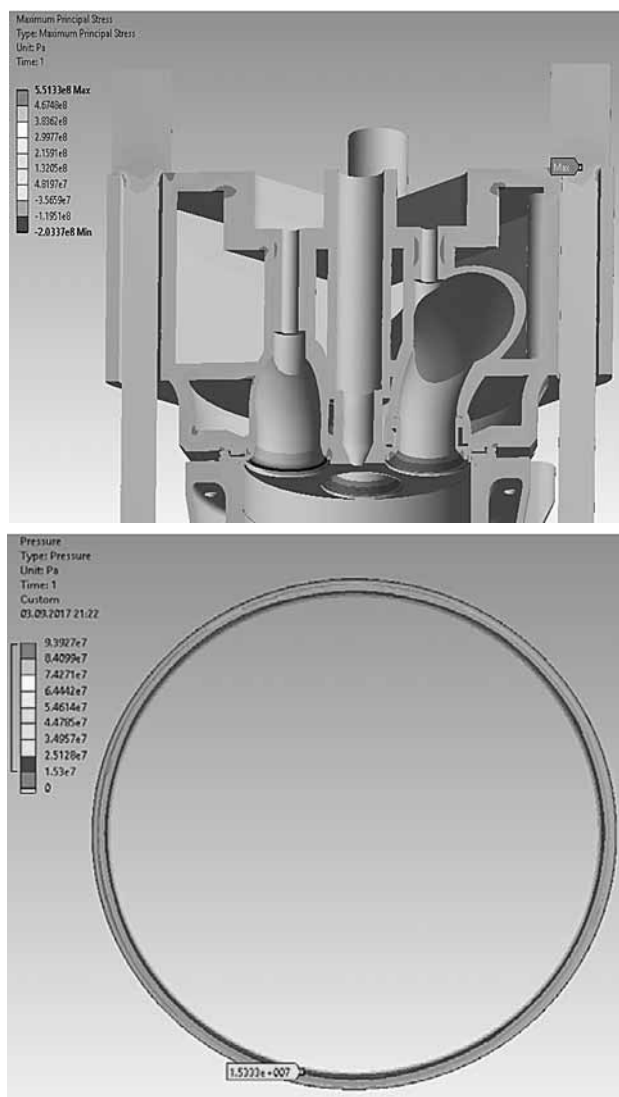


Рис. 6. Распределение напряжений в деталях газового стыка и контактное давление обжатия прокладки двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс) с прокладкой с разгрузочной канавкой

метре до 94 МПа на наружном, при приложении газовой нагрузки на всей поверхности прокладки отмечен достаточный уровень давления, при этом значение коэффициента $k = 2,471$.

Таким образом, при равном усилии затяжки прокладка с эллиптической проточкой обеспечивает герметичность и более равномерное обжатие по площади газового стыка, что должно повысить его уплотнение.

Предложенная методика прошла верификацию на основании данных эксперимента, выполненного на ОАО «Коломенский завод», в котором фиксировались результаты термометрирования элементов газового стыка СОД типа 16ЧН26/26 и 16ЧН26,5/31. Применительно к рассматриваемо-

му классу среднеоборотных дизелей показано удовлетворительная сходимость результатов математического моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния элементов, образующих газовый стык, с данными натурных экспериментов на работающем двигателе.

Таким образом, разработанный метод, основанный на определении параметров теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек может применяться для оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей на различных режимах работы.

Заключение

Разработана методика расчета герметичности газового стыка среднеоборотных двигателей, основанная на оценке параметров теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык, с применением их объемных конечно-элементных моделей. Методика позволяет назначить рациональную величину усилия затяжки силовых шпилек, обеспечивающую герметичность газового стыка.

Приведены результаты расчета герметичности газового стыка среднеоборотного двигателя типа ЧН26,5/31 с использованием разработанной методики, включающей математическое моделирование методом конечных элементов теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык среднеоборотного дизеля, и расчет распределения давления по площади уплотняющей прокладки между крышкой и втулкой цилиндра при различных усилиях затяжки силовых шпилек.

Для повышения герметичности газового стыка дизеля предложена конструкция модифицированной прокладки с кольцевой проточкой по внешнему диаметру. Показана эффективность ее использования.

Литература

1. Решетов Д.Н. Детали машин. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с.
2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. Под ред. Н.Д.Чайнова. — М. : Машиностроение, 2011. — 495 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование Под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. — М. : Высшая школа, 2005. — 400 с.
4. Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания Под ред. Н.Д. Чайнова. — М. : Машиностроение, 2015. — 355 с.
5. Уплотнение камеры сгорания двигателя внутреннего сгорания: а.с. 2015117690 РФ/Рыжов В.А. [и др.]; заявл. 13.12.01; опубл. 13.05.2015. Бюл. № 3.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ И ВЫПУСКНЫХ КАНАЛОВ НА ПОКАЗАТЕЛИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

П.С. Пацей, аспирант, Ю.В. Галышев, д.т.н., доцент, зав. кафедрой
ФГАОУ ВО «СПбПУ»

Представлены результаты исследования влияния формы камеры сгорания и впускных каналов на турбулизацию и закрутку заряда в камере сгорания, скорость сгорания смеси, экологические и индикаторные показатели двигателя. Выполнено математическое моделирование физико-химических процессов в камере сгорания поршневого двигателя, при сгорании газового топлива. Моделировалось турбулентное течение в камере сгорания, искровое зажигание и горение газового топлива. Результаты моделирования показали, что замена одного из двух впускных каналов на тангенциальный позволяет создать вихревое движение и увеличить турбулентность смеси в камере сгорания. Увеличение кинетической энергии смеси перед подачей искры ведет к уменьшению времени сгорания. Для моделирования физико-химических процессов в камере сгорания использовалась программа Ansys Forte.

Введение. Газовое топливо в последнее время находит все более широкое применение, поскольку обладает рядом преимуществ по сравнению с другими моторными топливами. Хорошие антидетонационные качества газовых топлив, благоприятные условия смесеобразования, широкие пределы воспламенения в смесях с воздухом и другие положительные свойства этих топлив обеспечивают высокие технико-экономические показатели двигателей. По удельной мощности и топливной экономичности лучшие современные газовые и газожидкостные двигатели близки к жидкотопливным, а по выбросам вредных веществ с отработавшими газами и износу — имеют значительные преимущества [1–3].

В отечественной [4–7] и в зарубежной [8, 9] литературе подробно рассмотрены вопросы конвертации дизельных двигателей на природный газ. Существуют два направления организации рабочего процесса в конвертированном двигателе. Первое основано на предельно медленном сгорании богатых газозооных смесей, второе — на максимально быстром сгорании предельно бедных смесей.

В данной работе рассматривается рабочий процесс при использовании бедной смеси. В работах [10–13] показано, что турбулизация заряда в камере сгорания увеличивает скорость турбулентного горения смеси, поэтому для ускорения сгорания бедной смеси, необходима интенсификация движения заряда в камере сгорания. В отечественной [4, 5, 14] и зарубежной литературе [8, 9] подробно рассмотрен вопрос влияния формы камеры сгорания на интенсификацию движения заряда в цилиндре двигателя.

В настоящей работе рассмотрено совместное влияние формы камеры сгорания и впускных каналов на турбулизацию и закрутку заряда в камере сгорания, скорость сгорания смеси, экологические и индикаторные показатели двигателя.

Построение тангенциальных каналов. Одним из способов организации закрутки заряда на впуске двигателя является применение тангенциальных каналов. К общим для всех типов каналов основным конструктивным параметрам относятся проходная площадь, размер, форма и месторасположение входного окна в крышке цилиндра, конфигурация и площадь минимального сечения, диаметр горловины, а также ориентация канала относительно оси цилиндра двигателя [15–17].

При профилировании тангенциального канала основными параметрами при заданном распо-

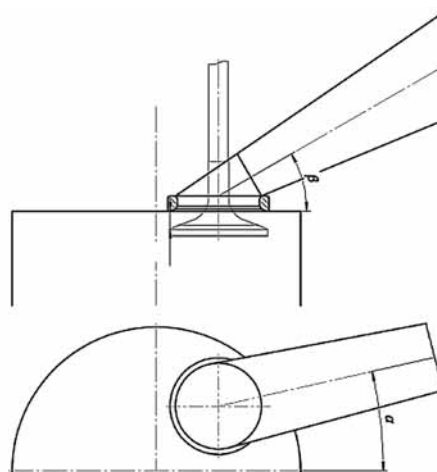


Рис. 1. Схема тангенциального канала

ложении горловины являются угол входа α в плане и угол наклона β к поверхности, перпендикулярной оси цилиндра (рис. 1).

Математическое моделирование. Турбулентное горение топлива в газопоршневом ДВС (двигателе внутреннего сгорания) характеризуется сложным сочетанием физико-химических процессов, среди которых основными являются турбулентное течение заряда в камере сгорания и горение природного газа вместе с воздухом. В настоящей работе выполнено численное моделирование указанных процессов с помощью программы Ansys Forte [18].

В инженерных расчетах при моделировании турбулентных течений используются модели, основанные на осреднении по Рейнольдсу–Фавру системы уравнений Навье–Стокса (Reynolds-averaged Navier–Stokes, RANS модели) [19]. Одной из наиболее распространенных моделей данного класса является k – ϵ модель турбулентности. В настоящей работе используется ее модификация — RNG k – ϵ модель.

Существует большое количество различных подходов к моделированию горения [20]. В отечественных работах часто встречается применение модели Магнуссена–Хартагера [4, 5, 14]. В данной работе при моделировании горения природного газа в камере сгорания использовалась модель, основанная на удельной площади поверхности пламени, так называемая G -equation модель. Для моделирования искрового зажигания применялась модель дискретных частиц ядра зажигания (Discrete Particle Ignition Kernel — DPIK) [18, 21].

Экспериментально доказано, что детонация возникает вследствие самовоспламенения несгоревшей части смеси в процессе сгорания. Для расчета возникновения детонации предлагается использовать критерий детонации K_d [23–25]:

$$K_d = \frac{\left. \frac{\text{Энергия, накопившаяся в несгоревшей смеси}}{\text{Объем камеры сгорания}} \right|_t}{\left. \frac{\text{Полная энергия, выделявшаяся в процессе сгорания}}{\text{Объем камеры сгорания}} \right|_{t_0}}. \quad (1)$$

Уравнение (1) можно представить в следующем виде:

$$K_d = \frac{(h_{st} - h_t)m_u / V_t}{h_0 m_0 / V_0}, \quad (2)$$

где h — удельная энтальпия несгоревшей смеси; m_u — масса несгоревшей смеси; V — объем камеры сгорания; индексы st и t соответствуют моменту подачи искры и текущему моменту времени, соответственно; h_0 — удельная энтальпия смеси; m_0 — масса смеси в камере сгорания в конце процесса наполнения.

Основные параметры двигателя

Наименование параметра	Значение параметра
Коэффициент тактности	Четырехтактный
Количество цилиндров в двигателе	12
Ход поршня, м	0,175
Диаметр цилиндра, м	0,150
Геометрическая степень сжатия	11
Постоянная КШМ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна)	0,275
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1900
Коэффициент избытка воздуха	1,4
Давление на впуске, бар	2,2
Температура на впуске, К	345
Топливо	Природный газ
Способ подачи топлива	Подача газообразного топлива во впускную систему
Фазы газораспределения в зависимости от угла поворота коленчатого вала (ПКВ), °:	
— выпуск	118,0–378,0
— впуск	343,0–563,0

Описание двигателя. В качестве объекта исследования рассматривался двигатель типа ЧН15/17,5 (табл. 1).

Расчетная область. На рис. 2 изображено четыре варианта геометрии расчетной области. Моделирование проводилось с двумя типами камеры сгорания и двумя вариантами впускной системы:

Вариант 1. Плоская камера сгорания и оригинальные впускные каналы.

Вариант 2. Плоская камера сгорания и один впускной канал заменен тангенциальным.

Вариант 3. Полусферическая камера сгорания и оригинальные впускные каналы.

Вариант 4. Полусферическая камера сгорания и один впускной канал заменен тангенциальным.

Результаты расчетов. В данной работе проводилось трехмерное моделирование процесса наполнения, сжатия, искрового зажигания смеси, турбулентного сгорания смеси природного газа с воздухом в камере сгорания и процесса выпуска сгоревшей смеси.

Для каждого варианта геометрии было выбрано значение угла опережения зажигания, соответствующее значению $K_{dmax} \approx 1,5$, согласно рекомендациям [25].

Тангенциальный канал используется для того, чтобы создать закрутку заряда в цилиндре двигателя и турбулизовать смесь перед началом

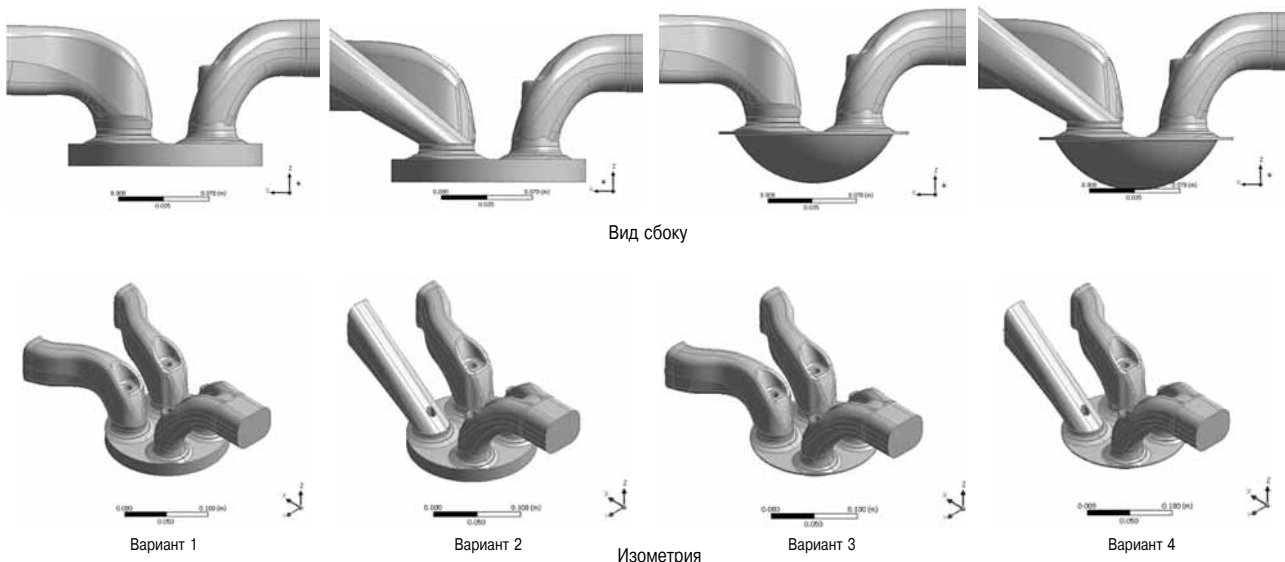


Рис. 2. Расчетная область

процесса сгорания. В табл. 2 приведены показатели рабочего процесса. Видно, что в вариантах геометрии с тангенциальным каналом число закрутки больше, чем в вариантах с оригинальными каналами. Для плоской камеры сгорания значение числа закрутки при $\theta = -25^\circ$ увеличилось с 0,03 до 1,81, а для полусферической камеры сгорания — с 0,03 до 2,92. Использование тангенциальных каналов также позволило увеличить значение турбулентной кинетической энергии. Для плоской камеры сгорания значение осредненной по объему турбулентной кинетической энергии при $\theta = -25^\circ$ увеличилось с 67 до 74, а для полусферической камеры сгорания — с 74 до 113. Данные значения показывают, что тангенциальный канал позволяет успешно создавать вихрь в камере сгорания и турбулизовать поток. При увеличении кинетической энергии увеличивается скорость сгорания топлива. Поэтому турбулизация заряда позволяет уменьшить время сгорания топлива в камере сгорания. Для плоской камеры сгорания значение продолжительности выделения 10–90 % тепла уменьшилось с 25,8 до 22,6 град угла ПКВ, а для полусферической камеры сгорания — с 26,5 до 16,8 град угла ПКВ.

На рис. 3 показан фронт пламени при разных значениях угла ПКВ. Для визуализации фронта пламени построена изоповерхность соответствующая значению $G = 0$. В данном случае для всех вариантов геометрии каналов был взят угол опережения зажигания $\theta = -20^\circ$ угла ПКВ.

Видно, что в одинаковых по форме камерах сгорания закрутка потока с помощью тангенциальных каналов увеличивает скорость распространения фронта пламени. В полусферической камере сгорания фронт пламени имеет большую площадь поверхности, что так же увеличивает

скорость сгорания топлива. Поэтому вариант 4 (с полусферической камерой сгорания и тангенциальным каналом) характеризуется наибольшей скоростью сгорания топлива и соответственно наименьшей продолжительностью сгорания.

Таблица 2

Показатели рабочего процесса двигателя

Показатели	Вариант			
	1	2	3	4
Угол опережения зажигания, °	–17,3	–16,0	–13,7	–10,4
Критерий детонации K_{dmax}	1,50	1,49	1,51	1,51
p_{max} , бар	91	97	105	113
T_{max} , К	2200	2266	2114	2257
Число закрутки в цилиндре при $\theta = -25^\circ$	0,03	1,81	0,03	2,92
Осредненная кинетическая энергия k при $\theta = -25^\circ$, м ² /с ²	67	74	74	113
Индикаторное давление p_i , бар	18,4	18,5	18,4	18,3
Индикаторная мощность N_i , кВт	90,0	90,6	90,0	89,6
Индикаторный КПД η_i , %	51,07	51,58	51,11	51,78
Коэффициент наполнения η_v	0,93	0,92	0,93	0,91
Полный тепловой поток в стенке, кДж	0,97	1,11	0,86	1,22
Потери тепла в стенки, %	7,6	8,7	6,8	9,8
Продолжительность выделения 10–90 % тепла, град	25,8	22,6	26,5	16,8
Образование оксидов азота NO _x , г/кВт·ч	8,8	11,5	15,1	16,1

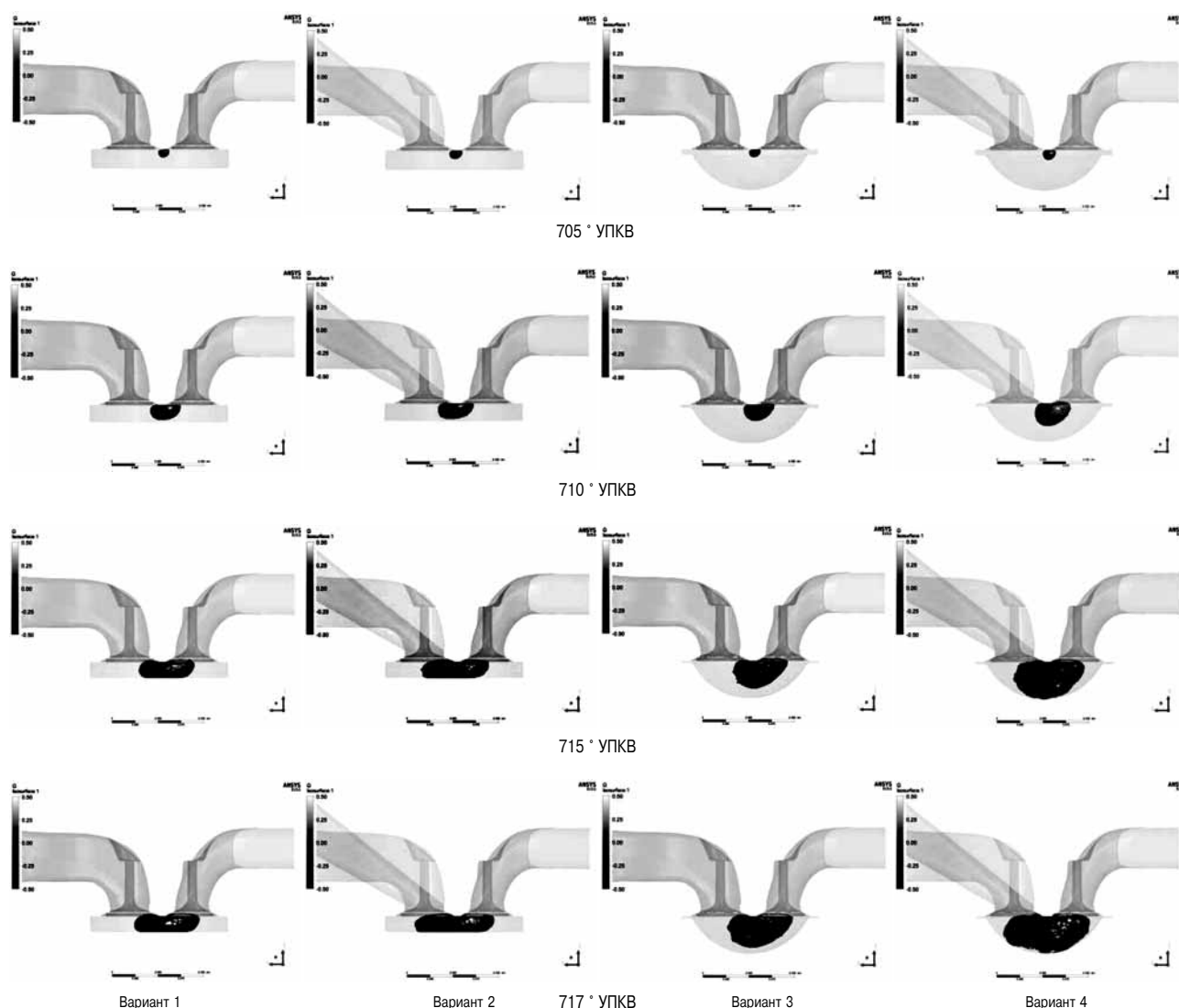


Рис. 3. Фронт пламени для разных значений угла ПКВ

Увеличение скорости сгорания топлива (уменьшение продолжительности сгорания) приводят к увеличению максимальных значений температуры и давления цикла. В то же время закрутка заряда увеличивает тепловые потери в стенки камеры сгорания. Для плоской камеры сгорания замена одного впускного канала на тангенциальный увеличивает потери тепла в стенки с 7,6 до 8,7 %, а для полусферической камеры сгорания — с 6,8 до 9,8 %. Скорость сгорания топлива увеличилась, но при этом возросли потери тепла в стенки камеры сгорания. Это привело к тому, что значения индикаторного давления и индикаторной мощности практически не изменились для всех вариантов. При этом замена плоской камеры сгорания на полусферическую и одного впускного канала на тангенциальный приводит к повышению индикаторного КПД на 0,7 %. В то же время выбросы оксидов азота возросли почти в два раза.

Выводы. Выполнено численное моделирование рабочего процесса газового двигателя с искровым зажиганием в четырех вариантах исполнения. Использовались два типа камеры сгорания — плоская и полусферическая, и два варианта впускной системы — вариант с оригинальными впускными каналами, и вариант с заменой одного из двух оригинальных каналов на тангенциальный. Получены следующие основные результаты.

Замена одного оригинального канала на тангенциальный позволяет увеличить число закрутки и заметно турбулизировать заряд в камере сгорания.

Закрутка заряда сильно влияет на процесс сгорания топлива. Увеличение турбулентной кинетической энергии к моменту подачи искры позволило существенно сократить время сгорания топлива.

Угол опережения зажигания выбирался исходя из значения критерия детонации $K_{dmax} = 1,5$. Интенсификация турбулентного движения в камере сгорания приводит к необходимости устанавливать более поздние значения угла опережения зажигания.

Увеличение закрутки заряда в камере сгорания увеличивает тепловые потери в стенки.

Замена плоской камеры сгорания на полусферическую и одного впускного канала на тангенциальный позволило повысить индикаторный КПД на 0,7 %. В то же время образование оксидов азота возросло в два раза.

Применение полусферической камеры сгорания и замена одного впускного канала на тангенциальный позволяет ускорить процесс сгорания. Предполагается применение данного варианта геометрии двигателя при более позднем значении угла опережения зажигания и с более обедненной смесью, что позволит улучшить индикаторные показатели двигателя, при этом уменьшить образование оксидов азота.

Результаты работы были получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

Литература

1. Булычева З.Ю., Семенихин А.Н., Соколов М.Г. Дизель и газодизель: соревнование равных // Автомобильная промышленность. — 1992. — № 2. — С. 13–14.
2. Васильев Ю.Н., Золотаревский Л.С., Янкевич А.И. Использование газового топлива в автомобильных двигателях // Химия и технология топлив и масел. — 1989. — № 11. — С. 13–15.
3. Левкин Г.М. Повышение эффективности применения газового топлива в транспортных ДВС: Обз. инф. — М. : ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. — Сер. 4. — Вып. 2. — 40 с.
4. Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. — М. : ООО «ИРЦ Газпром», 2007. — 480 с.
5. Кавтарадзе Р. З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 238 с.
6. Равкинд А.А. Унифицированные газовые двигатели. — М. : Недра, 1967. — 123 с.
7. Генкин К.И. Газовые двигатели. — М. : Машиностроение, 1977. — 196 с.
8. Johansson B. and Olsson K. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines. Part 1: Fluid Flow and Combustion. SAE Technical Paper 950469, 1–12, 1995.
9. Olsson K. and Johansson B. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines. Part 2: Combustion and Emission. SAE Technical Paper 950517, 1–13, 1995.
10. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 1977. — 277 с.
11. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
12. Lancaster D.R., Krieger R.B., Sorenson S.C., Hull W.L. Effects of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion. — SAE 760160.
13. Lee K. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine / K. Lee, C. Bae, K. Kang // Applied Thermal Engineering. 27. 2007. — P. 2122–2130.
14. Гайворонский А. И., Савченков Д. А. Обоснование выбора формы камеры сгорания газового двигателя транспортного назначения с учетом вихревого отношения дизельного прототипа // Известия вузов. Машиностроение. — 2008. — № 1.
15. Вихерт М.М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. — М. : Машиностроение, 1982. — 149 с.
16. Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / — К. : Вища шк. Головное изд-во, 1987. — 175 с.
17. Hill P.G., Zhang D. The effect of swirl and tumble on combustion in spark ignition engines., Department of Mechanical Engineering, The University of British Columbia, 1994.
18. ANSYS FORTE 18.0 Theory Manual. ANSYS Inc., January 2017.
19. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2009. — 143 с.
20. Снегирёв А.Ю. Основы теории горения. Учебник. — СПб. : Изд-во Политехн. ун-та (ISBN 978-5-7422-4612-1). — 2014. — 352 с.
21. Tan An Z. ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling / Z. Tan, R. D. Reitz // Combustion and Flame. — 2006. — Vol. 145. — P. 1–15.
22. Lee K. The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine / K. Lee, C. Bae, K. Kang // Applied Thermal Engineering. — 2007. — № 27. — P. 2122–2130.
23. Gao J. Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: Mechanical Engineering / J. Gao. — Calgary, Canada, 230 p. (1993).
24. Bade Shrestha, S. and Karim, G. A predictive model for gas fueled spark ignition engine applications, SAE Technical Paper 1999-01-3482 (1999).
25. Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fuelled Spark Ignition Engine. PhD thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Calgary, 1997.

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИМЕНЕНИЕМ БИОТОПЛИВА

*В.А. Лиханов, д.т.н., проф., О.П. Лопатин, к.т.н, доц.,
Вятская государственная сельскохозяйственная академия*

В работе показаны преимущества и эффективность применения биотоплива различного состава в целях снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами малоразмерных высокооборотных дизельных двигателей. Разработаны рецептуры оптимального состава спирто-топливных эмульсий на основе водного раствора метилового (МТЭ) и этилового (ЭТЭ) спиртов, а также топливной смеси, состоящей из метанола и метилового эфира рапсового масла (МЭРМ). Эффективность применения альтернативных биотоплив указанного состава подтверждена результатами стендовых моторных испытаний дизелей размерности Ч11/12,5 и Ч10,5/12. Показано, что работа двигателей на альтернативных биотопливах, по сравнению с работой на стандартном дизельном топливе, обеспечивает сокращение выбросов вредных веществ с отработавшими газами, в следующих пределах: по NO_x — на 30–47 %, по CO — на 30–48 %, по дымности ОГ — в несколько раз. При этом мощность и эффективный КПД двигателей сохраняются практически неизменными. Снижение содержания углерода в составе альтернативных биотоплив обеспечивает сокращение выбросов в атмосферу углекислого газа (CO_2) более чем на 10 %.

Производство дизелей — одно из приоритетных направлений в машиностроении, поскольку обеспечивает решение целого ряда проблем: научно-технических, экономических, оборонных и других. Поскольку характеристики дизеля во многом определяют основные потребительские свойства эксплуатируемой техники, такие как высокая экономичность, ресурс, надежность, энергоэффективность, относительно низкий уровень вредных выбросов, то дизель еще долгое время будет оставаться безальтернативной энергетической установкой [1].

Необходимо отметить, что наметившаяся в последние годы тенденция укрепления обороноспособности страны непосредственно влияет на развитие и производство силовых установок с дизелями не только для вооруженных сил, но и для подвижного железнодорожного состава, автомобильного транспорта, а также машин, ис-



пользуемых в сельском хозяйстве, строительной отрасли и дорожном хозяйстве. Развитие и совершенствование конструкции дизельных двигателей предполагает не только повышение топливной экономичности, но и соответствие постоянно ужесточающимся нормам выбросов вредных веществ с отработавшими газами (ОГ): оксидов азота (NO_x), сажи (С), суммарных углеводородов (CH_x), оксида углерода (СО) и диоксида углерода (CO_2).

Мировой опыт решения экологических проблем при использовании дизельных двигателей включает различные направления, в том числе и использование альтернативных топлив. Постоянное ужесточение законодательных норм по ограничению эмиссии указанных токсичных компонентов ОГ дизелей, а также ограниченные запасы природных топливных ресурсов способствуют развитию исследований по созданию новых альтернативных топлив, а также совершенствованию топливных систем для организации рабочего процесса при горении этих топлив в дизелях. При этом все более массовое применение находят альтернативные биотоплива, основанные на спиртах и растительных маслах (рапсовом, подсолнечном, соевом, арахисовом, пальмовом), а также их производные. Необходимо отметить, что в настоящее время проводятся исследования по переводу дизельных двигателей на биотопливо не только в странах, которые имеют ограниченный энергетический потенциал, но и в странах, где имеются большие запасы нефти, а также в финансово благополучных странах, которые могут себе позволить приобретение разных альтернативных топлив [2].

Для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на сегодняшний день достаточно перспективными выглядят топливные смеси с добавкой спиртов, таких как этанол (C_2H_5OH) и метанол (CH_3OH). К положительным свойствам метанола для применения в дизелях можно отнести наличие в его молекуле атома кислорода, что позволяет применять его как оксигенат (кислородсодержащий компонент), способствующий повышению полноты сгорания топлива и уменьшению вредных выбросов сажи и СО в продуктах сгорания. Этанол широко используется в пищевой промышленности, парфюмерии, медицине, химической промышленности, в бытовых условиях, кожевенном производстве, радиоэлектронике и конечно же в топливной промышленности. Применение спиртов в качестве альтернативного биотоплива для ДВС стало возможным в результате получения их доступным способом из сельскохозяйственных и пищевых отходов, и из природного газа. Но большие перспективы применения метанола и этанола в качестве моторных топлив состоят в снижении выбросов токсичных компонентов с ОГ [3].

Применение спиртов в качестве биотоплива в дизельных двигателях, как правило, приводит к снижению выбросов сажи. Дело в том, что в процессе диффузионного горения спирта в камере сгорания дизеля образуется меньше промежуточных продуктов (по сравнению с дизельным топливом), способствующих появлению углеводородов ацетиленового и ароматического ряда. Так же при горении спиртов (метилового и этилового) в значительной степени меньше образуется разных сернистых соединений. Спирты, обладающие более простой структурой и незначительными размерами молекул, характеризуются более «чистым сгоранием». Среди существующих альтернативных видов топлива не менее перспективны различные смеси биотоплива с дизельным топливом. Применению растительно-минеральных смесей в дизелях в какой то мере должно способствовать и то обстоятельство, что в настоящее время сельхозпредприятия вполне способны сами производить экологичное биотопливо не только для своей техники, но и для городского автотранспорта [4].

Растительные масла — это продукты, извлекаемые из растительного сырья и состоящие из триглицеридов жирных кислот и сопутствующих им веществ (фосфолипиды, свободные жирные кислоты, воски, стеролы, вещества, придающие окраску, и др.). В настоящее время альтернативное топливо в форме рапсового масла может также применяться в форме метилового и диметилового эфиров рапсового масла [5].

Работа двигателя на метилом эфире рапсового масла (МЭРМ) характеризуется меньшим коксованием деталей камеры сгорания по сравнению с работой на этиловом эфире рапсового масла вследствие меньших значений молекулярной массы и вязкости. Однако распространение МЭРМ в странах Европы определяется, скорее всего, низкой себестоимостью метанола, используемого при его производстве [6]. По сравнению с другими альтернативными топливами стоимость метанола невысока, но основной его недостаток состоит в большой теплоте испарения (1100 кДж/кг) по сравнению с теплотой парообразования дизельного топлива (250 кДж/кг). Низкое цетановое число метанола и большая теплота его испарения приводит к увеличению периода задержки воспламенения. Поэтому для воспламенения метанола используют дополнительные источники воспламенения, например подачу метанола на впуск, установки различных катализаторов и другие методы, способствующие снижению температуры воспламенения и ускоряющие процесс воспламенения и горения. Еще одним эффективным способом воспламенения метанола является подача запальной порции штатного дизельного топлива в камеру сгорания [7].

Требуемые физико-химические свойства альтернативного биотоплива обеспечиваются применением соответствующих технологий, способных обеспечить эксплуатационные, экономические и экологические показатели дизеля. При этом полученные из растительных масел биотоплива по физико-химическим показателям (некоторые из них представлены в табл. 1 [2]) должны быть приближены к показателям штатного топлива.

Так, представленные данные в табл. 1 наглядно демонстрируют близкие значения плотности биотоплива и дизельного топлива, однако существенно различаются по кинематической вязкости, низшей теплоте сгорания и цетановому числу. С учетом столь существенных различий в моторных свойствах биотоплива его применение в чистом виде нецелесообразно, поэтому было

Таблица 1

Физико-химические характеристики биотоплива и дизельного топлива

Параметры	Метанол	Этанол	Рапсовое масло	МЭРМ	Дизельное топливо
Плотность при 20 °С, кг/м ³	791–792	789	877	860–900	863
Кинематическая вязкость при 20 °С, мм ² /с	0,73	1,51	80	12	3,0–6,0
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	19,7	26,8	36,7	37,2	42,5
Цетановое число	3	8	44	51	45

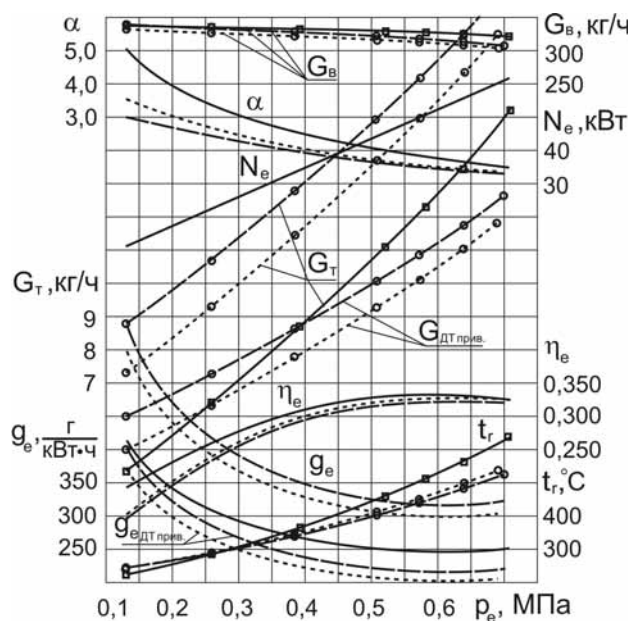
принято решение о применении биотоплива в форме спирто-топливных эмульсий (СТЭ) и МЭРМ в сочетании с метанолом, что позволяет приблизить значения физико-химических свойств биотоплива к свойствам штатного дизельного топлива.

Целью данной работы является улучшение экологических показателей дизельных двигателей и экономия нефтяного моторного топлива за счет применения биотоплива.

Для проведения исследований был создан экспериментальный моторный стенд в научно-исследовательской лаборатории испытаний дизелей кафедры тепловых двигателей, автомобилей и тракторов Вятской государственной сельскохозяйственной академии. Стенд оборудован электротормозом SAK-N670 с балансирующим маятниковым механизмом и оснащен необходимой измерительной аппаратурой. Приготовление эмульсий осуществлялось гомогенизатором MPW-302 при частоте вращения вала 2000 об/мин. Анализ состава ОГ осуществляется автоматической системой газового анализа (АСГА-Т). Дымность ОГ измерялась с помощью дымомера «BOSCH-EFAW-68A». При работе на смеси метанола и МЭРМ дизель оборудовался дополнительной системой подачи запальной порции МЭРМ, что позволяло обеспечить полное замещение нефтяного дизельного топлива [8].

При испытаниях дизеля 4Ч11/12,5 на спирто-топливной эмульсии применялся следующий состав: спирт (метанол либо этанол) — 25 %; моюще-диспергирующая присадка сукцинимид С-5А — 0,5 %; вода — 7 %; дизельное топливо — 67,5 %. Для дизеля 2Ч10/12 было разработано экологичное биотопливо, состоящее из метанола (88 %) и запальной порции МЭРМ (12 %) [9, 10].

На рис. 1 представлены рабочие параметры дизеля 4Ч11/12,5 при работе на номинальной нагрузочной характеристике ($n = 2200$ об/мин). Анализируя эффективные параметры дизеля при работе на СТЭ, следует отметить, что его эффективная мощность сохраняется и соответствует мощности дизельного процесса при увеличении часового G_T и удельного эффективного расхода топлива g_e . Так, например, при переходе с дизельного топлива на метанолотопливную эмульсию (МТЭ) при минимальной нагрузке ($p_e = 0,13$ МПа) G_T повышается в 2,0 раза, а при нагрузке, равной 0,70 МПа, на 21,2 %. Часовой расход дизельного топлива в составе СТЭ ($G_{DTприв}$) при малых нагрузках



— — дизельный процесс; — ЭТЭ; - - - - - МТЭ

Рис. 1. Рабочие параметры номинальной нагрузочной характеристики дизеля 4Ч11/12,5 ($n = 2200$ об/мин и $\Theta_{впр} = 23^\circ$)

растет по отношению к дизельному процессу, а при средних и максимальных снижается. Величина же удельного эффективного расхода топлива в составе СТЭ ($g_{e\text{ ДТприв}}$) ниже, чем в дизельном процессе во всем диапазоне нагрузок. Работа на СТЭ характеризуется снижением часового расхода воздуха G_B , коэффициента избытка воздуха α , эффективного коэффициента полезного действия η_e и температуры отработавших газов t_r .

На рис. 2 представлены характеристики выбросов вредных веществ при работе дизеля 4Ч11/12,5 на номинальной нагрузочной характеристике. Анализируя графики токсичности и дымности ОГ дизеля при работе на СТЭ, следует отметить уменьшение содержания во всем диапазоне нагрузок оксидов азота NO_x , дымности ОГ, диоксида углерода CO_2 и оксида углерода CO , при этом отмечен рост суммарных углеводородов CH_x .

Таблица 2

Результаты исследований показателей токсичности и дымности ОГ дизеля 4Ч11/12,5 ($\Theta_{впр} = 23^\circ$, $n = 2200$ об/мин, $p_e = 0,64$ МПа)

Топливо	Показатели			
	Оксиды азота NO_x , ppm	Дымность, FSN	CO_2 , %	CO , %
Дизельное	1100	5,8	10,9	0,21
МТЭ	775 (снижение на 29,6 %)	0,9 (снижение в 6,4 раза)	9,8 (снижение на 10,1 %)	0,11 (снижение на 47,6 %)
ЭТЭ	657 (снижение на 40,3 %)	1,2 (снижение в 4,8 раза)	8,0 (снижение на 26,6 %)	0,15 (снижение на 28,6 %)

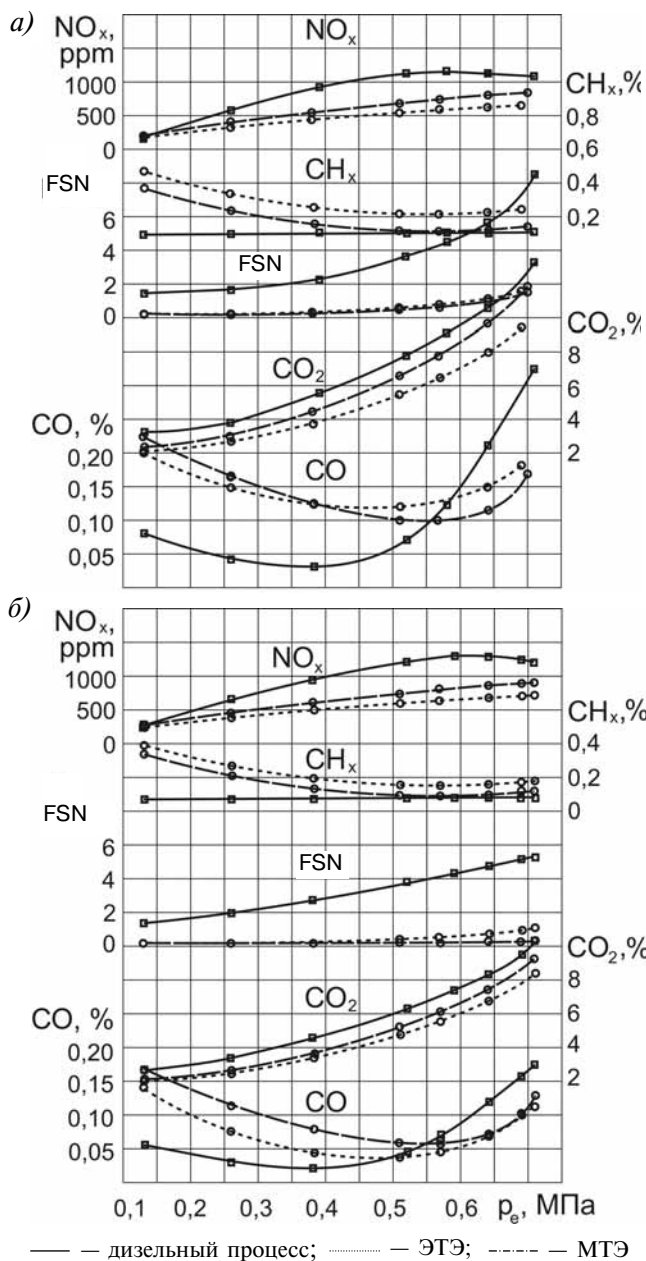


Рис. 2. Изменение концентрации токсичных компонентов при работе дизеля 4Ч11/12,5 по нагрузочным характеристикам:
 а — $n = 2200$ об/мин; б — $n = 1700$ об/мин;
 $\Theta_{впр} = 23$ град ПКВ

На рис. 3 представлены значения эффективных рабочих параметров дизеля 2Ч10,5/12 при работе на метаноле и МЭРМ по внешней скоростной характеристике. На графиках (рис. 3) показано увеличение на всех скоростных режимах суммарных часового $G_{тс}$ и удельного $g_{е\sum}$ расходов топлива при работе на метаноле и МЭРМ, что обусловлено меньшей теплотворной способностью метанола и МЭРМ по сравнению с дизельным топливом. Работа дизеля на данном смесевом биотопливе характеризуется ростом эффективного КПД (на 6,2 %), что объясняется наличием

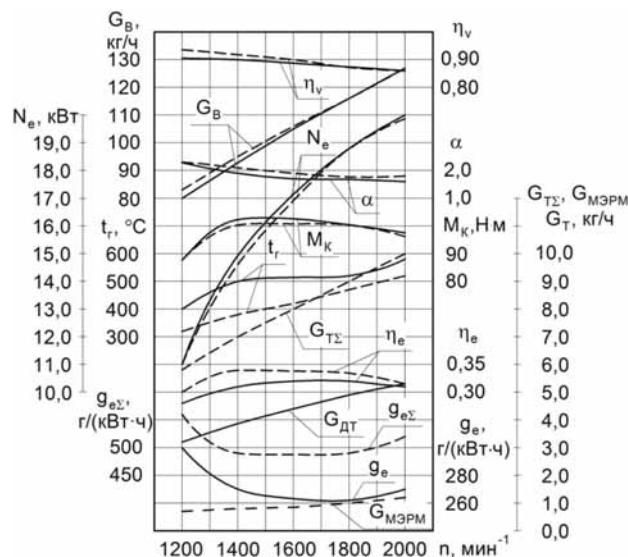


Рис. 3. Изменение эффективных рабочих параметров дизеля 2Ч10,5/12 при работе по внешней скоростной характеристике (для метанола и МЭРМ $\Theta_{впр} = 34$ град ПКВ)

кислорода в составе метанола и МЭРМ, участвующего в процессе сгорания топлива. Также можно отметить снижение температуры ОГ, незначительное увеличение коэффициента избытка воздуха α и часового расхода воздуха G_b в диапазоне частот вращения 1200–1700 об/мин, что приводит к росту коэффициента наполнения цилиндра η_v . Так, при $n = 1200$ об/мин происходит рост η_v на 4,7 % по сравнению с дизельным процессом.

На рис. 4 представлено изменение концентрации токсичных компонентов при работе дизеля 2Ч10,5/13 на смеси метанола и МЭРМ по нагрузочным характеристикам. Анализируя графики токсичности и дымности ОГ дизеля при работе на метаноле с МЭРМ на номинальном скоростном режиме ($n = 1800$ об/мин, рис. 4, а) можно наблюдать снижение содержания во всем диапазоне нагрузок оксидов азота и дымности ОГ. Работа на смеси метанола и МЭРМ характеризуется снижением оксида углерода СО при нагрузке, превышающей 0,47 МПа, и суммарных углеводородов CH_x на максимальных нагрузках при $p_e > 0,60$ МПа. При этом отмечен незначительный рост концентрации диоксида углерода CO_2 во всем диапазоне нагрузок. Работа на нагрузочной характеристике, соответствующей режиму максимального крутящего момента ($n = 1400$ об/мин, рис. 4, б) при использовании смеси метанола и МЭРМ характеризуется снижением CO_2 , NO_x и дымности ОГ (кроме режима максимальной нагрузки $p_e = 0,69$ МПа) и СО при $p_e > 0,55$ МПа, при этом отмечен рост CH_x .

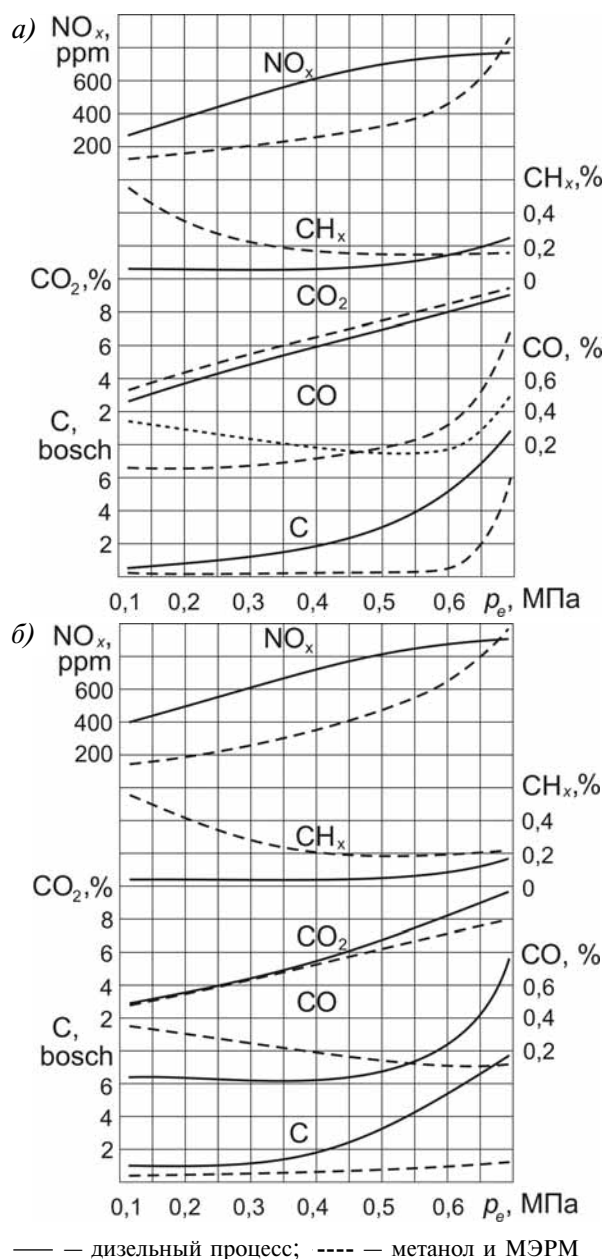


Рис. 4. Изменение концентрации токсичных компонентов при работе дизеля 2Ч10,5/12 по нагрузочным характеристикам:

$a - n = 1800$ об/мин; $b - n = 1400$ об/мин;
($\Theta_{впр} = 34^\circ$ для метанола и МЭРМ)

Таблица 3

Результаты исследований экологических показателей дизеля 2Ч10,5/12 ($\Theta_{впр} = 34^\circ$ для метанола и МЭРМ), $n = 1800$ об/мин, $p_e = 0,59$ МПа)

Топливо	Показатели		
	NO_x , ppm	C, Bosch	CO, %
Дизельное	760	5,0	0,29
Метанол 88 %, МЭРМ 12%	400 (снижение на 47,4 %)	0,48 (снижение на 90,4 %)	0,16 (снижение на 44,8 %)

Результаты измерений выбросов вредных веществ дизеля 2Ч10,5/12 сведены в табл. 3.

Выводы

Разработано и экспериментально подтверждено перспективное предложение по улучшению экологических показателей малоразмерных, высокооборотных дизелей, работающих на биотопливе следующих составов:

➤ СТЭ: спирт (метанол либо этанол) — 25 %, моюще-диспергирующая присадка сукцинимид С-5А — 0,5 %, вода — 7 %, дизельное топливо — 67,5 %;

➤ метанол — 88 %, МЭРМ — 12 %.

При работе дизеля на биотопливах указанного состава достигнуто:

➤ при работе на СТЭ снижение содержания в ОГ — оксидов азота на 40,3 %, дымности ОГ в несколько раз, диоксида углерода на 26,6 %, оксида углерода на 28,6 %;

➤ при работе на МТЭ — оксидов азота на 29,6 %, дымности ОГ в несколько раз, диоксида углерода на 10,1 %, оксида углерода на 47,6 %;

➤ при работе на смеси метанола и МЭРМ — оксидов азота на 47,4 %, дымность в два раза, оксида углерода на 44,8 %.

Литература

1. Sivakumar M., Ramesh kumar R., Syed Thasthagir M.H., Shanmuga Sundaram N. Effect of aluminium oxide nanoparticles blended pongamia methyl ester on performance, combustion and emission characteristics of diesel engine // Renewable Energy. — 2018. — V. 116. — P. 518–526.
2. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях: монография / В.А. Марков, С.Н. Деянин, В.Г. Семенов, А.В. Шахов, В.В. Багров. — М.: ООО НИЦ «Инженер» (Союз НИО), ООО «Оникс-М», 2011. — 536 с.
3. Starik A.M., Savel'ev A.M., Favorskii O.N., Titova N.S. Analysis of emission characteristics of gas turbine engines with some alternative fuels // International Journal of Green Energy. — 2018. — V. 15. — № 3. — P. 161–168.
4. Romanyuk V., Likhanov V.A., Lopatin O.P. Reducing the environmental threat of motor vehicles by converting engines for operating on natural gas // Теоретическая и прикладная экология. — 2018. — № 3. — С. 27–32.
5. Diesel-to-natural gas engine conversion with lower compression ratio / G.G. Ter-mkrtichyan, A.M. Saikin, K.E. Karpukhin [et al.] // Pollution Research. — 2017. — V. 36. — № 3. — P. 678–683.
6. Presser C., Nazarian A., Millo A. Laser-driven calorimetry measurements of petroleum and biodiesel fuels // Fuel. — 2018. — V. 214. — P. 656–666.
7. Лиханов В.А., Копчиков В.Н., Фоминых А.В. Применение метанола и метилового эфира рапсового масла для работы дизеля 2Ч10,5/12,0. — Киров: Вятская ГСХА, 2017. — 226 с.
8. Likhanov V.A., Lopatin O.P. The Study of the Process of Combustion of the Alcohol-Fuel Emulsions and Natural Gas in a Diesel Engine // International Journal of Applied Engineering Research. — 2018. — V. 13. — № 3. — P. 1703–1709.
9. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Use of Natural Gas, Methanol, and Ethanol Fuel Emulsions as Environmentally Friendly Energy Carriers for Mobile Heat Power Plants // Thermal Engineering. — 2017. — V. 64. — № 12. — P. 935–944.
10. Likhanov V.A., Lopatin O.P. Study of Loading Regimes of Diesel Engines Operating on Natural Gas // International Journal of Applied Engineering Research. — 2018. — V. 13. — № 5. — P. 2936–2939.

МЕТОДОЛОГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ЕДИНОГО ИНФОРМАЦИОННОГО ПРОСТРАНСТВА ДЛЯ СОЗДАНИЯ СИЛОВЫХ МОДУЛЕЙ НА ОСНОВЕ CALS/ИПИ ТЕХНОЛОГИЙ

*Е.А. Задорожная, д.т.н., профессор кафедры ЮУрГУ (НИУ), г. Челябинск,
А.П. Маслов, к.т.н., главный специалист ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск,
М.В. Левцов, студент, ЮУрГУ (НИУ), г. Челябинск*

В статье описывается методология создания единого информационного пространства для создания силовых модулей. Представленная архитектура информационного пространства может быть использована для разработки конструкций различных типов двигателей с учетом конкретных производственных требований и условий эксплуатации. Внедрение предлагаемой системы позволит проанализировать положительные и отрицательные аспекты развития на этапе проектирования и строительства и оперативно вносить изменения в конструкцию с учетом новых требований. Это позволит значительно снизить стоимость производства новых продуктов, быстро отреагировать на изменения рынка и потребности клиентов, а также создавать конкурентоспособные силовые модули с широким участием отечественных специалистов.

Приведен пример оптимизации конструкции шатуна W-двигателя для достижения идентичности кинематики поршней в цилиндрах с главным и прицепным шатуном.

Введение

CALS-технологии являются современным средством, которое объединяет промышленные автоматизированные системы в единую многофункциональную систему. Цель такого объединения автоматизированных систем проектирования и управления — повышение эффективности создания и использования сложной техники [1, 2].

Повышение эффективности сложной техники достигаются применением современных CALS-технологий и выражается в следующем.

1. Повышается качество изделий за счет более полного учета имеющейся информации при проектировании и принятии управленческих решений;

2. Сокращаются материальные и временные затраты на проектирование и изготовление продукции;



3. Существенно снижаются затраты на эксплуатацию благодаря реализации функций интегрированной логистической поддержки.

Информационное обеспечение составляют базы данных, включающие сведения о промышленных изделиях, используемые разными системами в процессе проектирования, производства, эксплуатации и утилизации продукции. В состав информационного обеспечения входят также серии международных и национальных CALS стандартов и спецификаций.

Программное обеспечение CALS представлено программными комплексами, предназначенными для поддержки единого информационного пространства этапов жизненного цикла изделий. Это, прежде всего, системы управления документами и документооборотом, системы управления проектными данными, средства разработки интерактивных электронных технических руководств и некоторые другие.

Математическое обеспечение CALS включает методы и алгоритмы создания и использования моделей взаимодействия различных систем в CALS-технологиях. Среди этих методов в первую очередь следует назвать методы имитационного моделирования сложных систем, методы планирования процессов и распределения ресурсов.

Методическое обеспечение CALS представлено методиками выполнения таких процессов, как параллельное проектирование и производство, структурирование сложных объектов, их функциональное и информационное моделирование, объектно-ориентированное проектирование.

CALS-технологии получили широкое распространение в различных отраслях промышленности развитых стран [3–6]. Это способствовало повышению производительности труда и качества выпускаемой продукции. В настоящее время в России существует метод информационной поддержки жизненного цикла изделий (ИПИ). Этот метод успешно применяется в авиации и космонавтике благодаря высокому уровню компьютеризации и оборудования этих отраслей [7–11]. В работе Сазонова А.А. и др. [7] представлены результаты технико-экономического анализа внедрения CALS-технологии в структуру жизненного цикла изделий авиационной промышленности. По итогам проведенного анализа авторы сформулировали организационно-экономические проблемы внедрения CALS-технологий в отечественной авиационной промышленности и предложили стратегию современной организации процесса производства.

В последние несколько лет CALS/IPI-технологии начали применяться в оборонно-промышленном комплексе России [12]. Это связано с проявлением тенденции снижения качества и конкурентоспособности продукции военного назначения, поставляемой на экспорт. Решение проблемы обеспечения качества и конкурентоспособности требует тщательного планирования и скоординированной реализации комплекса мероприятий, направленных на повышение конкурентоспособности экспортируемой продукции.

К сожалению, в других отраслях использование CALS/IPI-технологий пока не получило широкого распространения. В том числе формирование информационного пространства для создания силовых модулей различного назначения на примере двигателей внутреннего сгорания требует повышенного внимания и развития.

Основные подходы по созданию виртуального облика двигателя

Основные подходы в реализации задачи по формированию информационного пространства для тепловых двигателей были представлены в работах авторов [13–16]. Некоторые из указанных подходов получили свое подтверждение в работе Суханова В.О. [10].

Выбор геометрических размеров основных компонентов двигателя обычно осуществляется на основе маркетинговых исследований, сравнительного анализа и выбора прототипа, отвечающего основным техническим и эксплуатационным требованиям. Довольно часто этот выбор продиктован субъективным мнением дизайнеров, направленным на получение требуемого уровня мощности, обеспечивающим минимальные потери на трение и издержки производства. В то же время важным фактором является оценка

возможности производства, основанная на субъективном мнении технологов и производственных рабочих. В статье Маслова А.П. и др. [15] была предложена методология формирования геометрических размеров основных компонентов двигателя на основе вычислительных и теоретических методов, объединенных в информационное пространство.

Основные технические решения, направленные на повышение литровой мощности двигателя, представлены в [16]. Оценка эффективности представленных технических решений базируется на виртуальной тестовой системе, использующей CALS/IPI-технологии.

Технологические аспекты формирования облика теплового двигателя были представлены в работах [2, 17–21].

В качестве программного обеспечения Т.И. Тергулов и А.А. Черноусов предлагают использовать пакет программ ALLBEA [22]. В работе обсуждается организация расчетов на ЭВМ процессов в ДВС как многоэтапных проектов в контексте расчетно-экспериментальной методологии. Параметрический анализ или синтез объекта является задачей крупных этапов таких проектов. В этой связи отмечается важность автоматизации расчетных работ теми или иными программными средствами. На примере расчетного анализа и оптимизации процессов газообмена дизеля 12ЧН15/18 показано использование моделей элементов тракта и вспомогательных средств из пакета программ ALLBEA в расчетном проекте.

Базовые принципы при проектировании конструкции двигателя ориентированы на формирование концепции информационного пространства. Реализация этих принципов определяют порядок выполнения расчетных, конструкторских, технологических и производственных работ на основе сквозного проектирования. При этом обратная связь должна быть обеспечена. Указанные работы могут быть выполнены в непрерывном развитии следующих направлений:

- технологии управления производством (MES-системы);
- системы планирования ресурсов всего жизненного цикла продукции (SCM-системы);
- технологии «бережливого производства» (LEAN-технологии), промышленной кооперации и субконтрактации.

Алгоритм для формирования информационного пространства по созданию виртуального облика двигателя может быть построен следующим образом.

1. Сформировать базу расчетных комплексов для работы в едином информационном пространстве с указанием допущений. При этом

входные и выходные параметры, методы интеграции с другими программными продуктами должны быть описаны;

2. Сформировать построение математического ядра программного комплекса единого информационного пространства;

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

4. Подготовить и выполнить виртуальные испытания с имитацией полного спектра режимных и эксплуатационных параметров его работы;

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

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

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

На рис. 1–3 представлена структура формирования облика двигателя с использованием модулей CAE, CAD, CAM, которые могут быть использованы в следующем качестве:

➤ CAE-модуль используется для составления расчетов модели и построения графиков;

➤ CAD-модуль используется для создания 3D-модели и создания ассоциативных чертежей и спецификаций;

➤ CAM-модуль используется для написания программ обработки модели на станке с числовым программным обеспечением.

Во всем мире унифицированные языковые средства для представления используемой информации бурно развиваются при отсутствии формализованных методов решения некоторых задач компьютеризованного интегрированного производства [23]. Широко известна методология SADT, послужившая основой для создания языка представления данных EXPRESS. Все большее

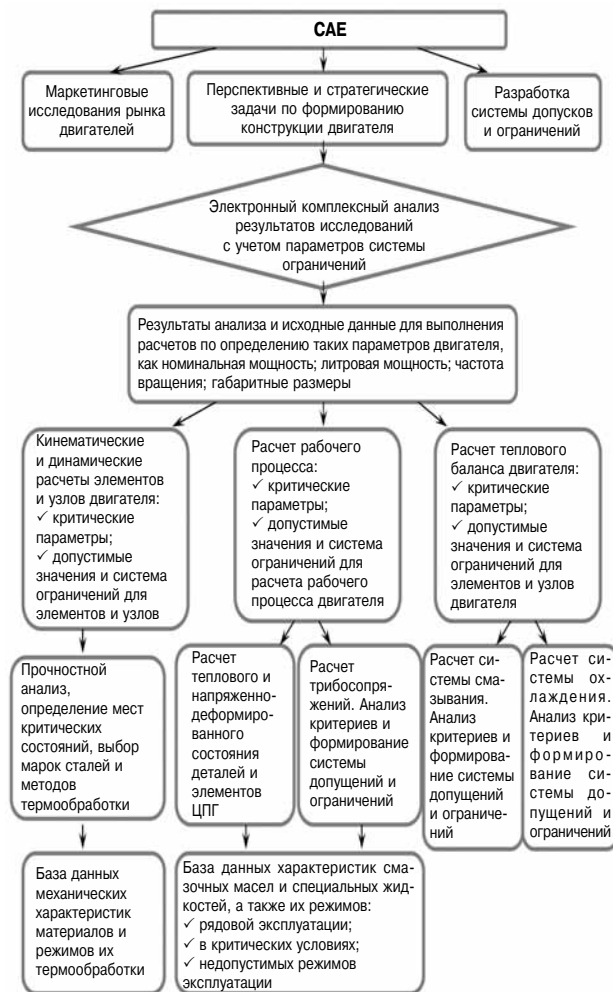


Рис. 1. Структурная схема системы CAE

распространение получает унифицированный язык моделирования UML, использующий методологию объектно-ориентированного программирования и в большей мере отражающий специфику смыслового описания процессов функционирования сложных систем. Несмотря на создание указанных средств, проблема разработки методов математического моделирования в области CALS-технологий остается весьма актуальной.

В настоящей работе применение расчетных методов в рамках CALS/ИПИ технологий было выполнено с использованием программного продукта Creo Parametric [24].

В рамках CAE выполняются инженерные расчеты, анализ теплового и напряженно-деформированного состояния, оптимизация геометрических параметров и уровня тепловой и силовой нагруженности с последующим моделированием облика разрабатываемой детали, узла, двигателя.

В рамках CAM выполняются работы по разработке технологических процессов, их синтеза в управляющие программы для технологической



Рис. 2. Структурная схема системы CAD



Рис. 3. Структурная схема CAM

обработки на оборудовании с числовым программным обеспечением.

В рамках логики CAE, CAD, CAM можно осуществлять сквозное проектирование с использованием принципов MES систем, направленных на решение оперативных задач управления проектированием и создания двигателя. Так же при работе с этими модулями в одном программном продукте имеется возможность визуально оценить все недочеты и возможные ошибки. Виртуальные испытания опытного образца проводят для возможного исправления, корректировки модели и программы обработки узлов сборки.

Применение CALS-технологий для решения задач проектирования элементов теплового двигателя

Авторы книги «Семейство двигателей W Программа самообучения 248 (устройство и принцип работы)» [25] отметили, что двигатели такого типа отличаются новым подходом к конструированию автомобильных силовых установок, отличительной особенностью которых является большое количество цилиндров. При этом такие двигатели характеризуются крайне небольшими

размерами. Новые двигатели W8 и W12 концерна «Фольксваген» входят в новое поколение автомобильных двигателей семейства W.

Конструктивная особенность двигателя W заключается в том, что расположение цилиндров может быть представлена как сдвоенное V. Принципиальная компоновка такого двигателя представлена на рис. 4.

На первом этапе, используя модуль САПР, была создана трехмерная тестовая модель W-образного поршневого двигателя с прицепными поршнями. Результат моделирования показан на рис. 5.

Данная модель была открыта в CAE-модуле для проведения кинематического анализа (в тестовой модели были взяты 2 главных и 2 прицепных шатуна, находящихся на одной шейке).

Кинематика поршня была получена в результате расчета (рис. 6). Из графика видно, что ход поршня в цилиндрах с прицепным шатуном меньше, чем в цилиндрах с главным шатуном.

Было принято решение изменить 3D модель главного и прицепного шатуна для корректировки хода прицепного шатуна в соответствии с ходом главного. Для этого был использован CAD-модуль программного обеспечения, в котором происходит разработка данного двигателя.

В результате корректировки геометрических параметров главного и прицепного шатунов

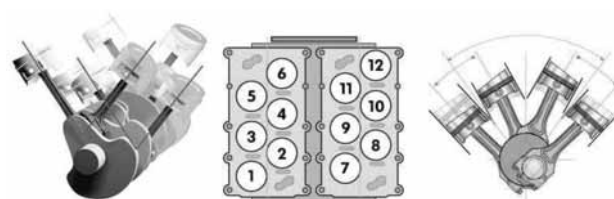


Рис. 4. Принципиальная компоновка двигателя W

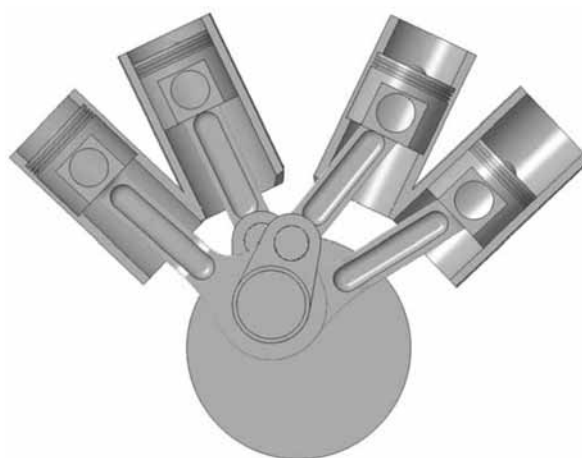


Рис. 5. Схема кривошипно-шатунного механизма с прицепными шатунами

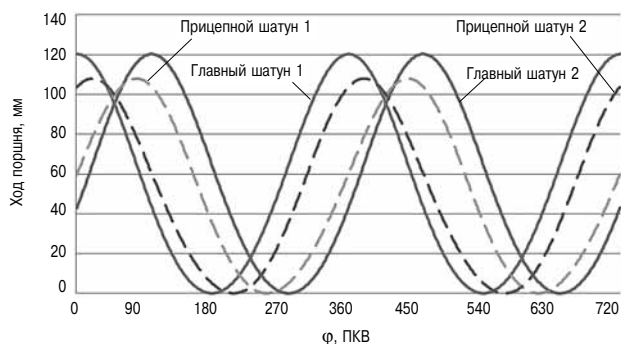


Рис. 6. Кинематика движения поршней, первоначальный вариант

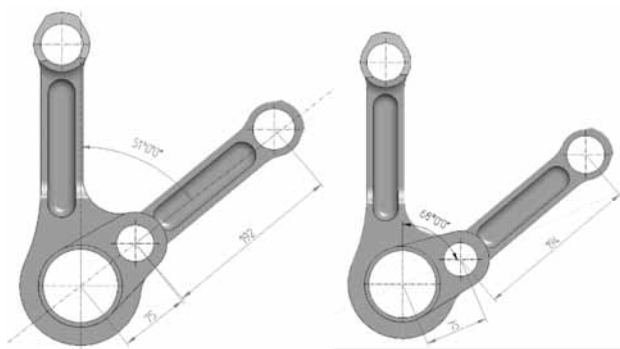


Рис. 7. Конструктивные изменения главного и прицепного шатунов

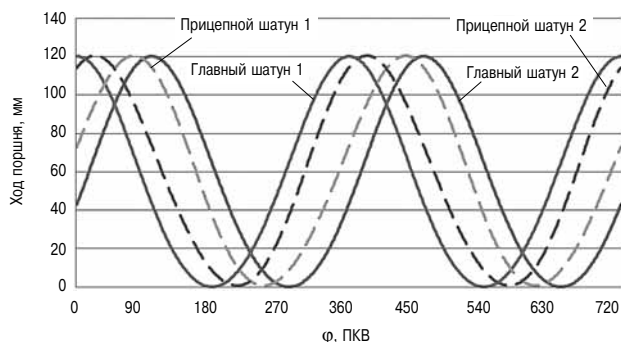


Рис. 8. Кинематика движения поршней, окончательный вариант

угол расположения отверстия относительно оси шатунной шейки главного цилиндра был изменен (с 51 до 68°). Также межосевое расстояние прицепного шатуна было увеличено (с 192 до 194 мм). Это позволило обеспечить одинаковый ход поршня у главного и прицепного шатунов (рис. 7, 8).

На данном примере можно отследить связанную работу CAD и CAE-модулей. Использование этих модулей в одном программном продукте способствует наименьшей потере данных, наглядности и быстродействию при необходимой корректировке. Дальнейшее исследование кинематики и динамики данной конструкции может быть проанализировано в со-

ответствии с результатами анализа уравнивания двигателя, представленного в работе В.В. Гусарова и Ф.В. Автаева [20].

После внесения изменений и согласования всех чертежей технологическая карта и программа обработки деталей для станков с числовым программным обеспечением в САМ-модуле, опираясь на ассоциативную 3D модель, может быть составлена. Это способствует взаимосвязанной работе конструктора, расчетчика, технолога и программиста станков с числовым программным обеспечением.

Заключение

В статье рассмотрены возможности и методика создания единого информационного пространства для создания силовых модулей. Предложена схема взаимодействия различных организаций в рамках заданного пространства. Представленная архитектура информационного пространства может быть использована при разработке конструкций двигателей различных типов с учетом конкретных производственных требований и условий эксплуатации.

На примере кинематического анализа работы W-двигателя с прицепными шатунами выполнена предварительная оценка влияния геометрических размеров деталей и их соотношений на кинематику двигателя.

Результаты показали, что использование инструмента CALS/ИПИ-технологий (Creo Parametric) позволяет выполнить анализ конструктивных изменений, конструкторско-технологические и производственные операции с оценкой технологичности и возможностей производства.

Представленная архитектура информационного пространства может быть использована при разработке конструкций двигателей различных типов с учетом конкретных производственных требований и условий эксплуатации. Внедрение предлагаемой системы позволит проанализировать положительные и отрицательные стороны разработки на стадии проектирования и строительства и оперативно вносить изменения в проект с учетом новых требований. Это позволит значительно снизить себестоимость изготовления новой продукции, оперативно реагировать на изменения рынка и потребности заказчиков, а также создавать конкурентоспособные силовые модули с широким участием отечественных специалистов.

Литература

1. Imaoka Z. Understand Supply Chain Management through 100 words. Published by KOUGYOU-CHOUSAKAI, 2012 [Online]. <http://www.leanmanufacturing-japan.com/scm-terminology/push-pull-manufacturing.html>

2. Норенков И.П., Кузьмик П.К. Информационная поддержка наукоемких изделий (CALS-технологии). — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. — 320 с. http://bigor.bmstu.ru/?cnt/?doc=Default/110_CALS.cou
3. Chiang P.H., Torg C.C. Development of total logistics support management information system and its applications to the aerospace industry // International Journal of Industrial and Systems Engineering. 2006. Vol. 23, № 4, pp. 482–499.
4. Whiteside A., Shehab E., Beadle C., Percival M. Developing a current capability design for manufacture framework in the aerospace industry // Proceedings of the 19th CIRP Design Conference «Competitive Design». 2014, pp. 223–228.
5. Swift K.G., Brown N.J. Implementation strategies for design for manufacture methodologies // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture. 2003. Vol. 217, № 6, pp. 827–833.
6. Mase T. Vehicle CALS — A big challenge to virtual development // Proceedings of the International Working Conference on the Design of Information Infrastructure Systems for Manufacturing (DIISM '96). 1996, pp. 3–10.
7. Сазонов А.А., Джамай В.В., Повеквечных С.А. Анализ эффективности внедрения CALS-технологий (на примере отечественного авиастроения) // Организатор производства. — 2018. — Т. 26. — № 1. С. 84–92.
8. Бендигов М.А., Ключков В.В. Экономические аспекты внедрения CALS-технологий в авиационной промышленности // Прикладная информатика. — 2010. — № 1 (25). — С. 21–34.
9. Вольсков Д.Г. Сертификация компонентов воздушных судов в методологии CALS-технологий // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2014. — Т. 16, № 6 (2). — С. 406–411.
10. Суханов В.О., Кукарцев В.В. Актуальность применения CALS-технологий на машиностроительных предприятиях России // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. — Красноярск: Изд.-во СГАУ имени М.Ф. Решетнева, 2011. — Т. 1, № 7. — С. 466–467.
11. Российская энциклопедия CALS. Авиационно-космическое машиностроение / Под ред. А.Г. Братухина. — М. : ОАО «НИЦ АСК», 2008. — 608 с.
12. Концепция развития ИПИ технологий для продукции военного назначения, поставляемой на экспорт / А.А. Суханов, О.Н. Рязанцев, С.А. Артизов, А.Н. Бриндигов, Н.И. Незаленов, А.В. Карташев, П.М. Елизаров, Е.В. Судов. — М. : НИЦ CALS «Прикладная логистика», 2013.
13. Маслов А.П., Бирюк В.В. Как нам преобразовать тракторное двигателестроение // Двигателестроение. — 2010. — № 4. — С. 35–38.
14. Маслов А.П. Формирование информационного пространства по созданию силовых модулей на основе CAKS/ИПИ технологий // Двигателестроение. — 2013. — № 2 (252). — С. 33–36.
15. Маслов А.П., Задорожная Е.А., Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Информационное пространство для определения геометрических размеров базовых деталей двигателя // Двигателестроение. — 2013. — № 4. — С. 31–36.
16. Задорожная Е.А., Маслов А.П. Разработка элементов дизельного двигателя повышенной мощности на основе применения системы виртуальных испытаний // Двигателестроение. — 2014. — № 1. — С. 36–40.
17. Судов Е.В., Левин А.И. Концепция развития CALS технологий в промышленности России. — М. : НИЦ CALS-технологий «Прикладная логистика», 2002. — 102 с.
18. Бирюк В.В., Каюков С.С. и др. Методика прогнозирования качества распыливания топлива форсункой на основе CALS/ИПИ-технологий // Двигателестроение. — 2015. — № 2 (260). — С. 15–19.
19. Пестрецов С.И. CALS-технологии в машиностроении: основы работы в CAD/CAE-системах. — Тамбов : Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. — 104 с.
20. Гусаров В.В., Автаев Ф.В. Уравновешивание двигателей типа W8 // Двигателестроение. — 2015. — № 1. — С. 7–13.
21. Зрелов В.А., Коротков В.А., Проданов М.Е. и др. Организация информационного взаимодействия участников жизненного цикла изделия на этапе послепродажного обслуживания // Инновации. Технологии. Производство. — 2015. — С. 110–114.
22. Терезулов Т.И., Черноусов А.А. Программный пакет ALLBEA: расчетный анализ и синтез характеристик газообмена дизеля с турбонаддувом // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 28–32.
23. Павлов В.В. Структурное моделирование в CALS-технологиях. — М. : Наука, 2006. — 307 с.
24. Беккель Л.С., Сломинская Е.Н. Анализ возможностей CREO PARAMETRIC // Международный научный журнал «Инновационная наука». — 2016. — № 9. — С. 47–50.
25. Программа самообучения 248. Семейство двигателей W. Устройство и принцип действия [Электронный ресурс] https://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/248_W-dvig_W8_W12_Volkswagen.pdf

ПРОБЛЕМЫ РЕНОВАЦИИ СУДОВЫХ ДВС*В.А. Сорокин, к.т.н., доц.**АО «Центральный научно-исследовательский
и проектно-конструкторский институт морского флота»*

Значение ресурсосберегающих технологий при развитии судового энергомашиностроения приобретает особую актуальность. Значительным резервом ресурсосбережения судовых энергетических установок (СЭО), включая ДВС, может служить реновация как форма утилизации, обеспечивающая частичный возврат затраченных материальных и энергетических ресурсов при постройке судна. Производственный процесс реновации СЭО или их элементов (деталей, сборочных единиц) представляет собой совокупность работ, обеспечивающих восстановление потребительских свойств объектов реновации для возможного их использования в новых жизненных циклах.

Развитие процессов реновации позволяет сэкономить сырье, материалы, энергоресурсы, а также уменьшить негативное влияние на окружающую среду.

Развитие современного судового машиностроительного производства характеризуется повышенным вниманием к ресурсосберегающим технологиям, поскольку энергетические ресурсы на нашей планете, как известно, ограничены. Поиск новых путей обеспечения ресурсосбережения при производстве и технической эксплуатации объектов судостроения — важнейшая проблема всех развитых стран.

К числу основных направлений ресурсосбережения в энергомашиностроении следует отнести: реновацию, безотходные технологии, улучшение потребительских свойств, повышение технологичности изделий, уменьшение массы и конструктивное совершенство машин.

Комплексная работа по экономии материальных и топливно-энергетических ресурсов обеспечивается на всех этапах жизненного цикла (ЖЦ) машин, включая утилизацию [1].

Обычно после списания судна его корпус и энергетическое оборудование представляют собой отходы потребления, подлежащие утилизации переработкой в металлолом, чем обеспечивается вторичное использование материальных ресурсов. Данная форма утилизации судового энергетического оборудования обеспечивает возврат материальных ресурсов, стоимость которых со-

ставляет около 3–5 % его первоначальной стоимости. В целях повышения эффективности ресурсосбережения целесообразно применять другие более совершенные формы утилизации, предусматривающие возможность вторичного использования в новых ЖЦ оборудования или его ресурсоемких элементов при наличии остаточного ресурса, либо в случае возможности и целесообразности — восстановление объекта утилизации в исходном виде.

Вторичное использование утилизируемых объектов по своему или новому назначению требует проведения комплекса работ. Производственный процесс возобновления функциональных параметров энергетического оборудования, демонтированного с утилизируемого объекта морской техники для его использования в новых ЖЦ, получил наименование реновация. Термин «реновация» (лат. *renovatio*) — восстановление или возобновление функциональных показателей системы или отдельных ее элементов.

Реновация ДВС — производственный процесс возобновления потребительских свойств двигателя, демонтированного с объекта утилизации морской техники, в целях его последующего использования в новых ЖЦ.

Предпосылки к реновации ДВС определяются спецификой морской техники, характеризуемой значительными массогабаритными и ресурсоемкими показателями, широкой номенклатурой, а также существенными различиями в уровнях деградиционных процессов к моменту утилизации судна.

Реновации подлежат ДВС, механизмы и оборудование, дальнейшая эксплуатация которых невозможна, экономически не оправдана, или опасна для окружающей среды и/или для человека.

В статье также кратко рассмотрена взаимосвязь процессов реновации судовых ДВС с утилизацией судна как объекта морской техники.

Некоторые виды оборудования, например, аварийные дизель-генераторы, шлюпочные двигатели, водоотливные и пожарные насосы за время использования судна реализуют не более 5–8 % исходного ресурса. Детали цилиндропоршневой группы и газораспределительного механизма судовых дизелей обычно достигают предельного состояния, однако некоторые базо-

вые элементы конструкции (остов, коленчатый вал) по своему техническому состоянию могут быть использованы вторично. Известно также, что главные двигатели, изготавливаются в условиях мелкосерийного производства, характеризуются значительной трудоемкостью и высокой стоимостью. Общая стоимость ДВС составляет около 10 % общей стоимости судна. Старение отечественного флота, вызванное значительным спадом в отрасли судостроения, деградация судового энергомашиностроения также создает предпосылки к реновации ДВС.

Как известно, с 90-х годов прошлого века в России в результате экономического спада практически не обновлялся парк морских судов. Поэтому средний возраст значительной части судов в настоящее время составляет более 25 лет. Они во многом утратили проектные характеристики, что объясняется изношенностью корпуса, а также выработкой моторесурса ДВС, что ухудшает эксплуатационные показатели судов и, в конечном счете, снижает экономическую эффективность их эксплуатации. За последние 15 лет в России было выведено из эксплуатации более 10 тысяч судов главным образом из-за их физического и морального износа.

В результате в отечественном судоходстве возникла дилемма: или утилизация большого количества старых судов, или выполнение комплексных ремонтных мероприятий, которые позволили бы восстановить их эксплуатационные свойства.

Следует отметить, что реновация судового энергетического оборудования относится к обществу значимым проблемам, поскольку она способствует сохранению флота в условиях спада в судостроительной отрасли.

Для повышения эффективности реновации ДВС необходимо стремиться к повторному использованию их деталей и узлов, сохранивших значительный остаточный ресурс. При этом главной проблемой является надежность оценки величины остаточного ресурса, что определяет пригодность детали к повторному использованию.

Использование реновационных деталей в новых жизненных циклах возможно также после их частичного восстановления. Существующие технологии восстановления деталей методом плазменного напыления, лазерной наплавки и т. п. позволяют не только восстановить работоспособность деталей, но и превратить их первоначальный ресурс. Данный путь реновации естественно требует дополнительных затрат, а процесс восстановления деталей ДВС должен быть максимально приближен к условиям производства завода-изготовителя [2].

При использовании восстановленных деталей, необходимо учитывать экономическую эффек-

тивность их вторичного использования, которая оценивается целым рядом показателей [3].

Показатели технологичности конструкции ДВС характеризуют ее приспособленность к достижению оптимальных затрат при производстве, эксплуатации и ремонте с учетом объема выпуска и условий производства. К ним относятся такие характеристики изделия, как трудоемкость, материалоемкость, энергоемкость.

Жизненные циклы ДВС характеризуются продолжительностью их существования, начиная с момента обоснования расчетного ресурса при создании двигателя и заканчиваются процессом утилизации.

Реновация может дать начало повторному использованию двигателя или его отдельных элементов в новых жизненных циклах при изготовлении или технической эксплуатации аналогичных двигателей.

При этом важнейшим фактором является объективная оценка уровня физического и морального износа объекта утилизации [4].

Очевидно, что утилизация судовых ДВС включает в себя разборку, дефектацию, сортировку деталей и их переработку или восстановление, а также транспортные и погрузочно-разгрузочные работы. Возврат материалов, затраченных при производстве оборудования, обеспечивает существенную экономию материальных и энергетических ресурсов.

На формирование ресурсосберегающих технологий при производстве ДВС влияют различные факторы: сложность свойств, образующих качество двигателя; новизна его конструкции; трудности управления научно-техническими, опытно-конструкторскими и опытно-технологическими работами; условия использования по назначению, восстановление и техническое обслуживание эксплуатируемых двигателей и т. п. Эти факторы определяют номенклатуру ресурсосберегающих показателей, особенности их выбора и применения для конкретных условий разработки, изготовления и использования двигателей и поэтому должны быть выявлены до начала формирования системы показателей качества в целом [5].

Таким образом, решение о возможности и целесообразности реновационно-восстановительного ремонта должно базироваться на следующих основных положениях.

1. Возможность и целесообразность реновации деталей ДВС в форме их повторного (вторичного) использования определяется путем оценки их технического состояния, экономической целесообразности и востребованности. Экономически оправдано использование реновационных деталей, изготовление которых требует больших материальных и энергетических затрат, например, ко-

ленчатый вал, детали остова (фундаментная рама, блок цилиндров), крышки цилиндра, шатуны, поршни, втулки.

2. Принятие решения о возможности использования деталей после реновации ДВС производится после тщательного анализа и оценки их технического состояния с использованием визуального, инструментального и неразрушающих методов контроля и дефектации. Расчетный метод оценки технического состояния является обязательным, задача которого — определение остаточного ресурса и запаса прочности.

3. Расчетная оценка остаточного ресурса и запаса прочности производится на основании информации о наработке детали до момента начала реновационного процесса, фактического состояния, условий эксплуатации двигателя, количества ремонтов, выполненных технических обслуживаниях и др. Необходимой информацией для расчета остаточной долговечности служит также время работы и величина износа после последнего ремонта или после замены интересующей детали.

4. Возможны два направления использования реновационных деталей:

- без восстановления ресурса, если техническое состояние детали соответствует техническим условиям, а ее остаточный ресурс гарантирует безаварийную эксплуатацию на заданный срок;
- использование детали после восстановительного ремонта, в процессе которого восстанавливается утраченный ресурс и работоспособность.

Принято считать, что применение деталей для вторичного использования в новых жизненных циклах целесообразно, если их остаточный ресурс составляет не менее 0,5–0,6 от ресурса новой детали.

5. Выбор метода восстановительного ремонта зависит от большого количества факторов, включая характер и размеры повреждений, возможность обеспечения заданных геометрических размеров по точности и свойствам поверхностного слоя, наличия оборудования и материалов, а также себестоимости и трудоемкости работ. Технологический процесс реновационно-восстановительного ремонта предусматривает использование широкой номенклатуры различного оборудования, установок, станков, приспособлений, инструментов, а также участия квалифицированных инженерно-технических сотрудников и рабочих. Учитывая характер технологического процесса, реновационно-восстановительный ремонт необходимо выполнять на специализированных ремонтных предприятиях, оснащенных современным оборудованием для механической обработки, поверхностного упрочнения, гальванического покрытия и т. п.

Решение об утилизации судна как объекта морской техники может быть принято судовладельцем в силу убыточности дальнейшей эксплуатации. При этом отдельные элементы сохраняют свои потребительские свойства, однако независимо от этого могут подлежать утилизации.

В настоящее время имеется опыт отдельного использования различных элементов утилизируемых судов — корпуса, ДВС и других при постройке новых судов при участии и наблюдении Речного регистра РФ [6, 7].

Эффективность ресурсосбережения при утилизации ДВС обеспечивается выборочным использованием в новых ЖЦ остаточного ресурса оборудования или его ресурсоемких элементов, что является типичным признаком реновационного процесса. Реализация данного направления обеспечивается путем решения следующих задач: обоснование и разработка общих организационно-технологических принципов реновации; разработка методики реализации объекта реновации для использования в новом ЖЦ по своему или новому функциональному назначению.

В настоящее время развитие реновации как формы утилизации ДВС сдерживается отсутствием нормативно-правовой документации.

В конвенциях, стандартах, руководствах, Правилах РМРС и других нормативно-правовых документах нет положений и требований, регламентирующих правила и процедуры проведения реновации судовых механизмов, включая ДВС. В Правилах РРР имеются отдельные положения, касающиеся реновации корпусных конструкций судна.

В настоящее время вопросы реновации судовых технических средств решаются в большинстве случаев судовладельцами самостоятельно, привлекая, в случае необходимости, инспекцию Классификационного общества. По указанным причинам проведение реновации ресурсоемких объектов или их элементов носит случайный и ограниченный характер.

Известно, что отдельные фирмы для обеспечения ремонта, например, главных двигателей, постоянно используют детали утилизированных машин по критерию востребованности без достаточной обоснованной оценки технического состояния.

Постройка или модернизация судов с использованием элементов списанного судна возможна только после того, как судно-донор снято с учета (это дает возможность произвести его разделку).

С позиции ЖЦ ДВС процесс использования остаточного ресурса надо рассматривать как нормальный, технически и экономически неизбежный. Желательно, чтобы в период создания

ДВС прогнозировался ресурс наиболее важных или дорогостоящих изделий; предусматривалась технология их восстановления и в какой-то мере этого процесса уже в ходе проектирования. Поэтому в комплекте технической документации на эти изделия необходимо предусматривать документацию по рациональному использованию остаточного ресурса (утилизации).

Обоснованием реновации ДВС или их элементов служат следующие объективные факторы:

- необходимость сбережения материальных и энергетических ресурсов за счет вторичного использования оборудования или его элементов;
- изменение условий технической эксплуатации флота в связи с его старением, в частности уменьшение межремонтных периодов, увеличение затрат на ремонты, в том числе на запасные части;
- недостаточное обеспечение потребности в судовом оборудовании и запасных частях.

Необходимо отметить, что своевременная утилизация ДВС с использованием частичной реновации способствует улучшению экологической ситуации, поскольку скопление судов, ожидающих разделки, представляет потенциальную экологическую опасность.

Алгоритм критериального обоснования возможных вариантов использования утилизируемого ДВС должен рассматривать различные способы реализации в зависимости от его технического состояния.

Реновация ДВС или его элементов, в частности главных двигателей, в настоящее время носит лишь случайный характер, поскольку этот процесс затруднен рядом обстоятельств, в том числе — отсутствием предреновационной подготовки, разукомплектованностью оборудования, утратой технической документации вследствие неоднократной смены судовладельца, а также (как отмечено выше) отсутствием нормативно-правовой документации, регламентирующей процедуры реновации.

Разработка методологических принципов проведения реновации включает решение следующих основных задач:

- анализ существующих и перспективных процессов реновации судового энергетического оборудования судов различного назначения с разработкой рекомендаций по оптимальным решениям и приоритетному использованию;
- разработка критериев вторичного использования ДВС или его элементов в новых ЖЦ по первоначальному или новому назначению с прогнозированием остаточного ресурса деталей и узлов с учетом износа и усталостной прочности;
- анализ различных факторов и рисков, влияющих на эксплуатационные показатели

реновационных ДВС различной комплектацией и назначения (главные, вспомогательные и аварийные);

- разработка методов восстановительного ремонта деталей и узлов ДВС для последующего их использования в новых жизненных циклах.

Применительно ко всем направлениям утилизации ДВС (использования их остаточных ресурсов) они представляют по своей сути специализированный вид производства с характерными для каждого из них технологическими процессами. При этом процессы могут быть полными или частичными; выполняться по месту снятия изделия с эксплуатации или в условиях специализированных организаций, а также с разными уровнями централизации и специализации производства работ.

Оценка технического состояния непосредственно в процессе реновации производится по комплексным показателям, включая степень износа и повреждений деталей, результатов дефектации, проверок, испытаний, параметров оценки остаточного ресурса и др.

Производится также расчет запаса усталостной прочности и остаточного ресурса по величине запаса прочности деталей [8].

Реновационные ДВС должны удовлетворять стандартам безопасности плавания. Вполне очевидно, что техническое состояние важнейших реновационных частей ДВС должно обеспечивать безопасность эксплуатации, а также соответствовать требованиям РМРС и международных конвенций.

Известно, что длительная работа особо нагруженных деталей ДВС, например коленчатого вала двигателя и др., в условиях циклических напряжений приводит к накоплению усталости металла, возникновению трещин и последующему разрушению. По существу происходит качественное изменение материала, поэтому повторное использование подобных деталей возможно лишь при особо тщательном контроле их поверхностей, на отсутствие трещин (особенно в местах концентраторов напряжений) [8]. Однако обычно методы дефектации (токовихревой капиллярный и др.) не всегда позволяют обнаружить субмикроскопические трещины на поверхности деталей.

Методы неразрушающего контроля позволяют обнаружить усталостные трещины длиной не менее 1–6 мм, раскрытием не менее 1–3 мкм и глубиной не менее 0,05–0,5 мм. Если накопление усталости металла проявляется в виде субмикроскопических и микроскопических трещин размерами менее указанных выше, то они не обнаруживаются с помощью традиционных методов неразрушающего контроля. Детали ДВС при

наличии усталостных трещин таких размеров не могут служить объектом реновации, поскольку у них отсутствует достаточный запас усталостной прочности.

Использование методов, позволяющих оценивать усталостное состояние металла на более ранних периодах эксплуатации, позволяет прогнозировать усталостные разрушения, а также с высокой степенью надежности использовать восстановленные детали.

Ниже приведен перечень сборочных единиц и деталей судовых дизелей, подлежащих при реновации обязательной проверке на отсутствие трещин методами неразрушающего контроля: тронк поршня; головка поршня; поршневой палец; вставка поршня; вкладыш нижней головки шатуна; нижний вкладыш рамового подшипника; вкладыш упорного подшипника; подшипники распределительного вала; днище (огневая часть) крышки цилиндров; седло выпускного клапана; клапан выпускной — шпindel, тарелка; ролик и ось толкателя топливного насоса; вал ротора газотурбонагнетателя в сборе; улитка газоприемная ГТН; коленчатый вал; цилиндровая втулка; блок цилиндров (опорные бурты); шатун (тело, район зубчатых разъемов); втулка цилиндра (опорный бурт); шатунные болты и болты крепления противовесов к/в.

Для решения вопроса о возможности использования дорогостоящих деталей в новых жизненных циклах машин необходимо иметь достоверную оценку их усталостного состояния, на основе которой можно прогнозировать длительность работы до ее разрушения.

Особой проблемой прогнозирования ресурсных показателей ДВС остается аналитическое описание потери работоспособности их деталей и узлов с увеличением наработки. Существует множество факторов, оказывающих разрушающее воздействие, однако большинство деталей ДВС выходят из строя по причине накопления многоциклового усталости и износа. Эти физические процессы старения деталей в известной мере поддаются расчету. Применительно к решаемой задаче расчетами на усталость должны определяться уменьшение прочности при увеличении наработки, а расчетами на износ — увеличение зазоров [8].

Как отмечено выше, одной из основных причин усталостного разрушения является образование трещин под действием динамических прикладываемых циклических нагрузок. Причем нагрузка по амплитуде распределена в относительно узком диапазоне и имеет ограничение в зависимости от максимального давления сгорания в цилиндре. Циклическое нагружение приводит к накоплению усталости металла и к появлению трещин.

Как известно, число циклов нагружения ($N_{ц}$) связано с частотой вращения (n , об/мин) двигателя следующей зависимостью

$$N_{ц} = 60 n t k, \quad (1)$$

где t — наработка двигателя, ч; k — коэффициент, учитывающий тактность двигателя: $k = 1$ для двухтактных и $0,5$ для четырехтактных двигателей.

Если рассмотреть и принять для расчета среднестатистические (интегральные) параметры ресурса различных по частоте вращения двигателей в соответствии с их классификацией (ВОД, СОД, МОД), то число циклов нагружения рассчитанное по формуле (1) до выработки ими назначенного ресурса приведено в таблице:

	ВОД 1 Ресурс — 40 тыс. ч, $n = 1500$ об/мин	СОД Ресурс — 90 тыс. ч, $n = 750$ об/мин	МОД Ресурс — 170 тыс. ч, $n = 130$ об/мин
2	Количество циклов нагружения до выработки ресурса		
3	$1,8 \cdot 10^9$	$2,1 \cdot 10^9$	$1,3 \cdot 10^9$

Как известно, кривая усталости (кривая Велера) показывает, что с увеличением числа циклов нагружения (наработки двигателя) максимальное напряжение, при котором происходит разрушение, значительно уменьшается.

Как видно из таблицы, число циклов нагружения деталей ДВС при наработке, соответствующей выработке назначенного ресурса, для двигателей различного назначения составляет 10^9 – 10^{10} циклов, что значительно превышает число базовых циклов при лабораторных испытаниях образцов на предел выносливости (обычно $N_6 = 10^7$), при достижении которого усталостного разрушения не происходит.

В работе [9] показано, что спектр эксплуатационных средних нагрузок судовых дизелей составляет: для ГД — 60–80 % от номинальной мощности; ДГ — 50–70 %. Это свидетельствует о том, что средний уровень нагрузок в циклах нагружения меньше их расчетных значений для номинального режима работы ДВС. В соответствии с кривой усталости Велера снижение нагрузки (напряжения) в циклах нагружения приводит к увеличению их числа, при котором происходит разрушение материала.

Это положение хорошо коррелируется с опытом освидетельствований двигателей, выработавших свой моторесурс. Как правило, на деталях, отработавших весь срок назначенного ресурса (базовые детали) в условиях циклических нагрузок, при их дефектации трещины не обнаруживаются.

Таким образом, учет эксплуатационных режимов работы судовых ДВС позволяет иметь резерв для продления ресурса двигателей до списания [9], что открывает возможности для проведения реновации.

Критерии для оценки оптимальных условий реновации должны определяться с учетом экономической эффективности, так как конечный результат оптимальной реновации в основном зависит от выбранных критериев.

В любом случае реновация может считаться оптимальной, если при одном из принятых решений затраты на ее проведение будут минимальными, а доход от повторного использования объекта максимальным при гарантированной работоспособности объекта.

Необходимо особо подчеркнуть, что уровень реновации должен также определяться условиями, в которых ДВС будет эксплуатироваться.

Любой вид ДВС, прежде всего главный дизель, представляет собой сложную систему, которая включает большое количество элементов, работающих в различных условиях и имеющих разный срок службы. Некоторые детали требуют замены в процессе технической эксплуатации, другие, например, детали остова дизеля, обычно имеют избыточный ресурс и их состояние к моменту завершения ЖЦ может находиться в пределах требований технических условий.

Известно, что специализированные предприятия производят восстановительный ремонт дорогостоящих деталей, таких как коленчатые валы, поршни, цилиндры втулки, крышки цилиндров ДВС и др. [10, 11]

Важной составляющей системы технического обслуживания и ремонта судовых ДВС является обеспечение их высококачественными запасными частями. Потребность судовладельцев в запасных частях удовлетворяются либо путем закупок, либо за счет восстановления изношенных деталей.

На практике проблема поставки запасных частей обостряется из-за старения флота. Особенно это относится к изделиям малой серии, в первую очередь к главным судовым двигателям. Они могут иметь существенные конструктивные различия в зависимости от типа судна, места и времени его постройки. Это значительно затрудняет поставку запасных частей от производителя двигателей. К тому же многие двигатели, эксплуатирующиеся на судах, морально устарели и сняты с производства. Понятно, что с увеличением возраста судовых двигателей потребности в запасных частях только растут. В условиях, когда изготовление запасных частей на заводе-производителе двигателей невозможно или экономически неоправдано из-за дороговизны, возникают известные трудности при эксплуатации. Выход из данной неопределенной ситуации — попытки судоремонтных заводов изготавливать самостоятельно запасные части судовых ДВС. Однако, как показывает опыт, технологические возможности судоремонтных заводов ограничены, со-

ответственно качество изготовления запасных частей зачастую не отвечает техническим требованиям [10].

Производство запасных частей для судовых дизелей дизелестроительными фирмами является эффективной коммерческой деятельностью, приносящей прибыль, поскольку цены на них часто сопоставимы с уровнем цен на эти детали, используемые в качестве комплектующих при производстве. Во многих странах, включая РФ, появились совершенно независимые так называемые «пиратские фирмы», занимающиеся восстановлением деталей и предлагающие судовладельцам запасные части по более низким ценам. Снижение себестоимости продукции на таких фирмах достигается обычно путем исключения затрат на дорогостоящие процессы производства, контроля качества, обеспечения гарантии высокой эксплуатационной надежности деталей.

Анализ производства и потребления судовладельцами запасных частей позволяет сделать заключение об отсутствии системы восстановления деталей как целостного механизма, основанного на взаимовыгодном сотрудничестве изготовителей и потребителей запасных частей и имеющей достаточное обоснование.

Успешное проведение различных видов ремонта судовых ДВС часто зависит от наличия запасных частей, а реновация деталей утилизируемых ДВС позволяет частично решить эту проблему.

К типовым видам повреждений реновационных деталей, устранение которых возможно при восстановительном ремонте, относятся: повышенные износы при незначительных повреждениях рабочих поверхностей (задиры, схватывание); износы и выкрашивание отдельных участков поверхностей; искривление оси валов; ослабление пресовых посадок в сопряжениях; коррозионные, эрозийные и кавитационные разрушения.

Рассматриваются следующие условия реновации элементов ДВС без восстановительного ремонта: наличие документации на утилизируемую деталь; наличие существенного остаточного ресурса не менее 0,5–0,6 от исходного; отсутствие аварийных повреждений рабочих поверхностей (задиры, выкрашивание и т. д.); геометрические параметры точности (размеры, форма, взаимное расположение поверхностей) в пределах допуска в соответствии с ТУ; качество поверхностного слоя, включая микрогеометрию, толщину упрочненного слоя или покрытия в пределах ТУ и т. д.

Совокупность указанных показателей качества позволяет принять решение об использовании утилизированных деталей лишь при условии сохранения ими запаса усталостной прочности (для деталей работающих в условиях циклической нагрузки).

Рациональный выбор методов реновационно-восстановительного ремонта деталей определяется принципами качественной, экономической и организационной целесообразности. Очевидно, что реновационно-восстановительный ремонт некоторых особо ресурсоемких деталей рационально выполнять на заводах, производящих это оборудование (фирменный ремонт), что способствует улучшению их качества.

Реновацию ДВС при списании судна целесообразно проводить в условиях специализированного реновационного технологического центра. Частичная реновация может осуществляться на судоремонтном предприятии, например при модернизации судна, либо на специализированных реновационных фирмах.

Заключительным этапом проектирования технологического процесса восстановления — прогнозирование ресурса и расчет стоимости восстановления с использованием современных материалов и методов восстановления деталей позволяет не только обеспечить исходный ресурс, но иногда превысить его.

Однако следует также учитывать психологию судового экипажа, который часто негативно относится к восстановленным деталям и поэтому старается заменить их на новые при первой возможности без учета технико-экономических показателей.

Создание специализированных центров (участков), организация планирования восстановления деталей и узлов ДВС, оснащение реновационных центров современным специализированным производственным и технологическим оборудованием, внедрение прогрессивных инновационных технологических процессов восстановления судового оборудования являются совокупностью взаимосвязанных организационно-технических мероприятий, обеспечивающих успешное проведение реновации с технико-экономическим эффектом ее реализации. Для практического решения вопросов совершенствования организационных форм восстановления деталей и узлов судовых двигателей необходим комплексный системный подход.

Анализ отечественного и зарубежного опыта показывает, что реновация особенно эффективна, когда она выполняется на индустриальной основе, с использованием прогрессивного оборудования, методов и форм организации производства. Можно сделать заключение о необходимости

создания и внедрения в систему централизованного восстановления с определенной специализацией и концентрацией производства, организацию специализированных участков и цехов.

Централизованное восстановление способствует достижению высокого уровня технологической подготовки, повышению производительности труда, внедрению высокопроизводительного, автоматизированного оборудования.

Применительно ко всем направлениям утилизации СЭО (ДВС) они представляют по своей сути специализированный вид производства с характерными для каждого из них технологическими процессами. При этом процессы могут быть полными или частичными, выполняться организациями с разными уровнями специализации.

При незначительной загрузке объектами реновации судоремонтное предприятие в наибольшей степени отвечает требованиям, предъявляемым к выполнению реновационных работ.

Литература

1. Карпунин М.Г. и др. Жизненный цикл и эффективность машин. — М. : Машиностроение, 1989. — 312 с.
2. Сорокин В.А. Инновации в судовом дизелестроении // Судостроение. — 2013. — № 5. — С. 34–38.
3. Пирса Д.Г., Уолтер И. Исследование вторичных ресурсов. Экономические аспекты. — М. : Экономика, 1981. — 95 с.
4. Волков Б.Н., Яновский Г.А. Основы ресурсосбережения в машиностроении. — Л. : Политехника, 1991. — 180 с.
5. Сорокин В.А. Производство современных среднеоборотных судовых дизелей // Двигателестроение. — 2013. — № 3. — С. 3–8.
6. Российский речной регистр. Руководство Р. 003–2002. Строительство судов внутреннего и смешанного (река-море) плавания с использованием элементов эксплуатировавшихся судов. — М., 2003.
7. Ефремов Н.А., Егоров Г.В. Опыт строительства судов с использованием элементов эксплуатировавшегося флота. — М., 2005. — 25 с.
8. Румб В.К., Медведев В.В. Прочность судового оборудования. Ч. 1. Конструирование и расчеты прочности судовых двигателей внутреннего сгорания. — СПб. : ГМТУ, 2006. — 536 с.
9. Сорокин В.А. Проблемы эксплуатации судовых дизелей с большой наработкой // Двигателестроение. — 2016. — № 1. — С. 34–39.
10. Молодцов Н.С. Восстановление изношенных деталей судовых механизмов. — М. : Транспорт, 1988. — 182 с.
11. Кривошеков В.Е. Восстановление изношенных деталей судовых дизелей // Судостроение. — 1993. — № 10. — С. 34–37.

МЕТОД ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЯ ПО ВЕЛИЧИНЕ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ В КАРТЕРЕ

*В.В. Нечаев, к.т.н., доцент, К.В. Головкин, адъюнкт
ФГКВОУ ВО «Военная академия материально-технического обеспечения
имени генерала армии А. В. Хрулева»*

Выполнен анализ экспресс-методов технического диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя, выявлены основные недостатки и пути их устранения. Приведено описание метода диагностирования цилиндропоршневой группы при холодной холостой прокрутке коленчатого вала двигателя автомобильной техники на основе математической зависимости изменения давления газа в картере неработающего двигателя от суммарной величины неплотностей в сопряжении зеркало цилиндра–поршневое кольцо–поршень. Получены результаты экспериментального исследования при диагностировании цилиндропоршневой группы двигателя с использованием разработанного метода.

Эксплуатационная надежность грузового автомобиля в значительной степени зависит от технического состояния двигателя, а именно его цилиндропоршневой группы. Эта группа определяет основные показатели рациональности использования техники, такие как:

- быстрота набора скорости перемещения;
- время, затрачиваемое для преодоления определенного расстояния;
- экономические и экологические показатели.

Поэтому следует уделять должное внимание состоянию деталей цилиндропоршневой группы, в случае возникновения неисправностей (дефектов) определять и локализовывать их на начальной стадии. Существует множество различных методов технического диагностирования цилиндропоршневой группы. Они достаточно информативны, широко используются в настоящее время, позволяют с достоверной точностью определять техническое состояние деталей цилиндропоршневой группы и в то же время имеют ряд существенных недостатков. Наиболее характерными недостатками, относящимися практически ко всем методам, являются [1–2]:

- необходимость обязательного пуска двигателя и его прогрев до рабочей температуры, что не



всегда возможно из-за неисправности, либо по другим причинам;

- демонтаж деталей двигателя и их последующая установка на штатное место, что неизбежно приведет к износу соединительных поверхностей;

- возможность использования методов диагностирования только в стационарных условиях.

Следовательно, возникает необходимость в разработке экспресс-метода, который исключил бы перечисленные недостатки.

Сущность предлагаемого метода заключается в том, что создаются специальные условия для диагностирования: происходит имитация работы двигателя при прокрутке коленчатого вала стартером без подачи и, соответственно, без воспламенения рабочей смеси в цилиндрах двигателя. Одновременно в цилиндры подается сжатый воздух под небольшим давлением и контролируется давление в картере. Принципиальная схема предлагаемого метода диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя представлена на рис. 1.

Давление газа в картере зависит от суммарной величины неплотностей сопряжения зеркало цилиндра–поршневое кольцо–поршень.

Метод исключает само понятие алгоритма поиска неисправностей деталей цилиндропоршневой группы, так как является методом «экспресс-диагностирования» и предназначен

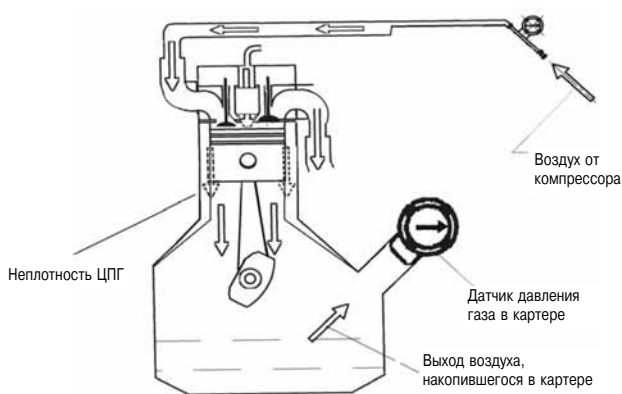


Рис. 1. Принципиальная схема метода для диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя при холодной, холостой прокрутке коленчатого вала

для решения определенного круга задач технического диагностирования двигателя в условиях ограниченного времени и при отсутствии стационарных комплексов технического обслуживания и ремонта. В то же время при необходимости определения неисправности в конкретном цилиндре такая возможность существует.

Основное назначение разработанного метода — определение возможности автомобиля преодолеть расстояние более 1000 км, исключив при этом какую-либо неисправность деталей цилиндропоршневой группы.

Метод в соответствии с общими техническими требованиями к средствам диагностирования автомобилей является безразборным. Для диагностирования цилиндропоршневой группы первоначально выполняют следующие подготовительные действия: проверяют уровень масла в картере двигателя, при необходимости доводят его до нормы, герметизируют картерное пространство двигателя, закрывая пробками отверстия сапуна и под маслостопную линейку. Вместо крышки маслостопной горловины устанавливают модифицированную крышку с вмонтированным в нее манометром и клапанным механизмом, затем отключают подачу топлива в цилиндры. Далее проводят непосредственно диагностирование цилиндропоршневой группы. Стартером прокручивают коленчатый вал диагностируемого двигателя без его пуска в течение 10 секунд, подавая одновременно воздух под давлением 0,6 МПа (необходимое давление для того, чтобы продуть цилиндропоршневую группу от остатков масла во избежание погрешности измерения) во впускной коллектор двигателя и через поочередно открывающиеся впускные клапаны газораспределительного механизма в цилиндры, при этом часть воздуха попадает в картер двигателя, проходя между компрессионными кольцами и внутренней поверхностью гильзы (чем больше

износ деталей цилиндропоршневой группы двигателя, тем больше создается давление в картерном пространстве). При достижении давления в картере диагностируемого двигателя определенной величины (по истечении 10 секунд), прекращают подачу воздуха и прокрутку коленчатого вала двигателя. Сравнивая полученную величину давления газа в картере с полученными ранее в лабораторных условиях значениями для данного типа двигателя (с учетом поправочных коэффициентов, учитывающих влияние температуры окружающей среды, состояния моторного масла и район, в котором эксплуатируется техника), делается вывод о техническом состоянии деталей цилиндропоршневой группы и принимается решение об использовании автомобиля [3].

Для определения конкретного цилиндра, в котором присутствует неисправность на маслостопную горловину вместо штатной крышки устанавливают специальный клапан. Во время диагностирования датчик стробоскопа, прибора ПАС-2, последовательно соединяют со штуцерами ТНВД проверяемых цилиндров и по шкале на корпусе клапана, установленного на маслостопной горловине, определяют вертикальный ход клапана, освещая при этом стрелку и шкалу стробоскопом. Ход клапана соответствует импульсу давления газов, создаваемого в картере при каждом рабочем ходе поршня, т. е. прорыву сжатого воздуха в отдельных цилиндрах. По величинам хода клапана оценивают техническое состояние деталей цилиндропоршневой группы [4].

Закономерность изменения давления газа в картере неработающего двигателя от суммарной величины неплотностей в сопряжении зеркало цилиндра—поршневое кольцо—поршень, подтверждает зависимость Бернулли—Эйлера для массового расхода воздуха

$$Q = \alpha \varepsilon F \sqrt{2\rho(p_v - p_k)},$$

где Q — массовый расход воздуха кг/с; α — коэффициент расхода, учитывающий неравномерное распределение скоростей по сечению потока; ε — поправочный множитель на расширение изменяемой среды; F — общая площадь зазора в замке поршневого кольца, м²; ρ — плотность воздуха кг/м³; p_v — давление сжатого воздуха, поступающего в цилиндр двигателя, при прокрутке коленчатого вала, Па; p_k — давление газов в картере двигателя после подачи сжатого воздуха в цилиндры и прокрутки коленчатого вала, Па.

Данная математическая зависимость научно обосновывает возможность использования предлагаемого метода диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя при холодной хо-

лостой прокрутке коленчатого вала. Другими словами, состояние деталей цилиндропоршневой группы определяет величину давления газов в картерном пространстве.

Экспериментальные исследования, выполненные на Тутаевском моторном заводе, полностью подтверждают не только возможность использования метода диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя при холодной, холостой прокрутке коленчатого вала, но и указывают на высокую его информативность и достоверность.

Эксперимент проводился на трех экземплярах двигателей ТМЗ модели 8492.10-033 (I, II и IV категории):

I категория — новый двигатель, прошедший проверку в отделе технического контроля, готовый к установке на автомобиль или использования в качестве силовой установки;

II категория — работоспособный двигатель, бывший в эксплуатации на автомобиле (пробег не более 120 000 км) или использовавшийся в качестве силовой установки (наработка не более 4800 моточасов);

IV категория — двигатель, требующий проведения капитального ремонта, бывший в эксплуатации на автомобиле (пробег более 150 000 км) или использовавшийся в качестве силовой установки (наработка более 6000 моточасов).

Задача исследования состояла в оценке информативности предложенного диагностического параметра — давления газа в картере неработающего двигателя при подаче сжатого воздуха в цилиндр при холодной холостой прокрутке коленчатого вала для определения технического состояния деталей цилиндропоршневой группы (поршень—поршневое кольцо—гильза).

Исследования проводились при температуре охлаждающей жидкости: 0, 5, 10, 15, 20 °С. Предварительно компрессия в цилиндрах диагностируемых двигателей проверялась стандартным способом при помощи серийно выпускаемого диагностического прибора (компрессометром). По окончании проведения экспериментального исследования на каждом двигателе выполнялись разборочные работы и производились замеры деталей цилиндропоршневой группы (поршень, поршневое кольцо, гильза).

Результатом проведения эксперимента стали значения величины давления газа в картере (нормальное — 4050 Па, допустимое — 31 800 Па и предельное — 56 050 Па) для оценки технического состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей модели 8492.10-033 и полученные эмпирически значения поправок, которые учитывают влияние температуры окружающей среды, климатического района и состояние моторного масла.

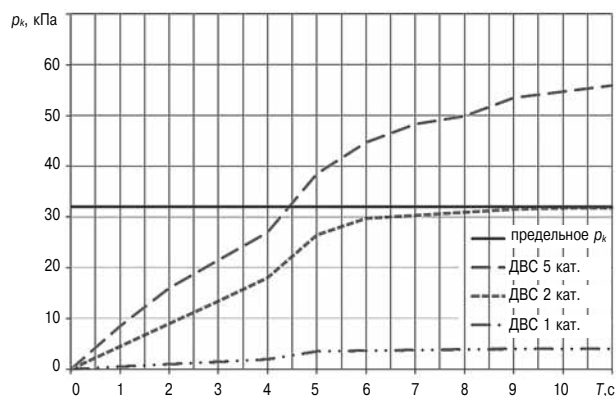


Рис. 2. Графики изменения давления газа в картере двигателей различной категории

Графики изменения давления газа в картере испытуемых двигателей от суммарной величины неплотностей в сопряжении зеркало цилиндра—поршневое кольцо—поршень за время диагностирования представлены на рис. 2. Основные результаты эксперимента и «браковочные параметры» представлены в таблице.

В результате экспериментальных исследований было установлено, что метод и средство технического диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя при холодной, холостой прокрутке коленчатого вала можно применять для определения технического состояния цилиндропоршневой группы как новых, так и поступивших в ремонт двигателей ТМЗ модели 8492.10-033 в системе диагностирования автомобильной техники. Используемый в методе диагностический параметр (максимальное давление в картере) обладает достаточной информативностью. Применение предлагаемого метода позволяет существенно сократить время, затрачиваемое на выполнение работ по техническому диагностированию. Например трудоемкость диагностирования (проведение пневматической опрессовки деталей цилиндропоршневой группы) 8-цилиндрового двигателя с помощью максиметра мод. КИ-1336А и прибора мод. К-69М составляет 1,7 чел.ч, а с использованием описанного метода и устройства работающего на его принципе всего 0,23 чел.ч.

Таким образом, представленный метод технического диагностирования цилиндропоршневой группы двигателя при холодной, холостой прокрутке коленчатого вала соответствует условиям для решения поставленной задачи, исключает из процесса диагностирования основные недостатки, что позволяет сделать заключение о возможности и целесообразности его использования при определении технического состояния цилиндропоршневой группы двигателей, устанавливаемых

Основные результаты проведения эксперимента

№ цилиндра	Показание компрессометра, кПа	Максимальное показание датчика давления картерных, газов Па	Среднее давление картерных газов, Па	Температура °С	Номер опыта в серии	Данные микрометража детали ЦПГ
Двигатель 8492.10 -033 (I кат) Заводской номер J0026568 Дата испытания 20.06.2018г						
1	3600	4050	50	20	2	соответ. ТУ
2	3500		55		2	соответ. ТУ
3	3600		50		2	соответ. ТУ
4	3600		50		2	соответ. ТУ
5	3600		50		2	соответ. ТУ
6	3500		55		2	соответ. ТУ
7	3600		50		2	соответ. ТУ
8	3600		45		2	соответ. ТУ
Двигатель 8492.10 033 (II кат) Заводской номер J0026605 Дата испытания 16.07.2018г						
1	2700	31800	465	20	1	соответ. ТУ
2	2800		405		1	соответ. ТУ
3	2900		360		1	соответ. ТУ
4	2800		405		1	соответ. ТУ
5	2700		465		1	соответ. ТУ
6	2900		360		1	соответ. ТУ
7	2900		360		1	соответ. ТУ
8	2900		360		1	соответ. ТУ
Двигатель 8492.10 -033 (IV кат) Заводской номер 0026468 Дата испытания 19.07.2018г						
1	2700	56050	465	20	2	соответ. ТУ
2	2200		980		2	несоот. ТУ
3	2300		920		2	несоот. ТУ
4	2600		515		2	соответ. ТУ
5	2700		425		2	соответ. ТУ
6	2300		915		2	несоот. ТУ
7	2700		455		2	соответ. ТУ
8	2300		930		2	несоот. ТУ

на специальных колесных шасси и тягачах высокой проходимости выпускаемых акционер-

ным обществом «Брянский автомобильный завод».

Литература

1. Картуков А.Г., Нечаев В.В. Метод определения разброса компрессии в цилиндрах двигателя внутреннего сгорания при прокрутке коленчатого вала // Двигателестроение. — 2017. — № 1. — С. 31–33.
2. Пичугин А.И. Повышение эффективности диагностирования цилиндропоршневой группы автомобильных двигателей путем совершенствования методов и средств распознавания ее состояний : дис. канд. тех. наук. — Саратов: Изд-во СГАУ, 2011. — 214 с.
3. Пат. 181484 Российская Федерация, МПК G01M 15/00, G01M 15/04 Устройство для определения технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания / В.В. Нечаев, К.В. Головкин, М.Л. Буренев, Л.В. Жуков; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное

казенное военное образовательное учреждение высшего образования «Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева» (RU). — № 2017138876; заявл. 8.11.2017; опубл. 16.07.2018 Бюл. № 20. — 6 с.

4. Пат. 181076 Российская Федерация, МПК G01M 15/00, G01M 15/04 Устройство для определения технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя внутреннего сгорания / В.В. Нечаев, Е.В. Воробьев, В.П. Капустин, К.В. Головкин, В.В. Нечаев, Л.В. Жуков, А.Л. Бараш, М.Л. Буренев, И.Г. Толмачев; заявитель и патентообладатель Федеральное государственное казенное военное образовательное учреждение высшего образования «Военная академия материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева» (RU). — № 2018113346/03; заявл. 12.04.2018; опубл. 04.07.2018 Бюл. № 19. — 2с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СЖИГАНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В КОМБИНИРОВАННЫХ УСТАНОВКАХ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ С АКТИВНЫМИ КОТЛАМИ-УТИЛИЗАТОРАМИ

*А.В. Смирнов д.т.н., проф., ВИ(ИТ), Санкт-Петербург
А.В. Бондарев, к.т.н., С.В. Александров, инженер
ВА МТО, Санкт-Петербург*

Выполнены экспериментальные исследования автономной комбинированной установки выработки электроэнергии дизель-генератором и тепла активным котлом-утилизатором, работающим на твердом топливе. Утилизация тепла отработавших газов дизеля осуществляется за счет их подачи на вход котла высокотемпературного кипящего слоя.

Получены экспериментальные данные изменения коэффициента полезного действия котла, экономии топлива и коэффициента избытка кислорода в зависимости от объема отработавших газов, подаваемых в топку котла-утилизатора. Сравнение теоретических и экспериментальных данных представлено в графической форме и демонстрирует хорошую сходимость.

Энергоснабжение (тепло- и электроснабжение) муниципальных образований и ведомственных объектов, удаленных от централизованных электрических и тепловых сетей, а также сетей газоснабжения, осуществляется от автономных котельных и дизельных энергетических установок.

Одним из приоритетных направлений модернизации автономных систем тепло- и электроснабжения считается применение установок для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии.

Работа автономных комбинированных силовых установок для совместной выработки тепловой и электрической энергии характеризуется следующими важными функциональными и технологическими особенностями:

- тепловые нагрузки в несколько раз превышают электрические нагрузки;

- графики тепловых нагрузок определяются сезонными колебаниями температур наружного воздуха для систем отопления и суточными колебаниями в потреблении тепла и горячем водоснабжении;

- графики электрических нагрузок носят резко переменный характер и существенно отличаются от графиков тепловых нагрузок;

- в соответствии с тепловым балансом дизель-генератора можно утилизировать тепловой поток, примерно равный вырабатываемой электрической мощности;

- вырабатываемая тепловая мощность ДТЭС зависит от электрической мощности.

Одним из вариантов совместной выработки тепловой и электрической энергии является использование установки на базе дизель-генератора и активного котла-утилизатора (ДТЭС АКУ). В данной схеме предусмотрена подача отработавших газов дизеля с температурой около 400 °С и высоким содержанием кислорода в топку котла. При этом в котел с отработавшими газами вносится теплота и кислород для сжигания котельного топлива, что обеспечивает сокращение его расхода при обеспечении той же мощности, что и без утилизации и улучшается качество горения.

Одной из разновидностей ДТЭС АКУ является установка, в которой в качестве активного котла-утилизатора используется угольный котел высокотемпературного кипящего слоя [1, 2].

Теоретические исследования совместной работы комбинированной установки на базе котла-утилизатора высокотемпературного кипящего слоя КВП-1,74-ВТКС представлены в работе [3], в которой представлена математическая модель определения максимально возможного расхода отработавших газов дизеля, подаваемых в топку котла ВТКС. Расчетные значения коэффициента избытка кислорода в смеси воздуха и отработавших газов и оценка экономии котельного топлива на различных нагрузках представлены в виде графических зависимостей.

На основе результатов моделирования в теплоэнергетическом комплексе Военного института инженерно-технического Военной академии материально-технического обеспечения на кафедре двигателей и тепловых установок проведены пусконаладочные испытания и экспериментальные исследования совместной работы ДТЭС с АКУ на статических и динамических режимах.

Общая схема экспериментальной силовой установки с активным котлом-утилизатором

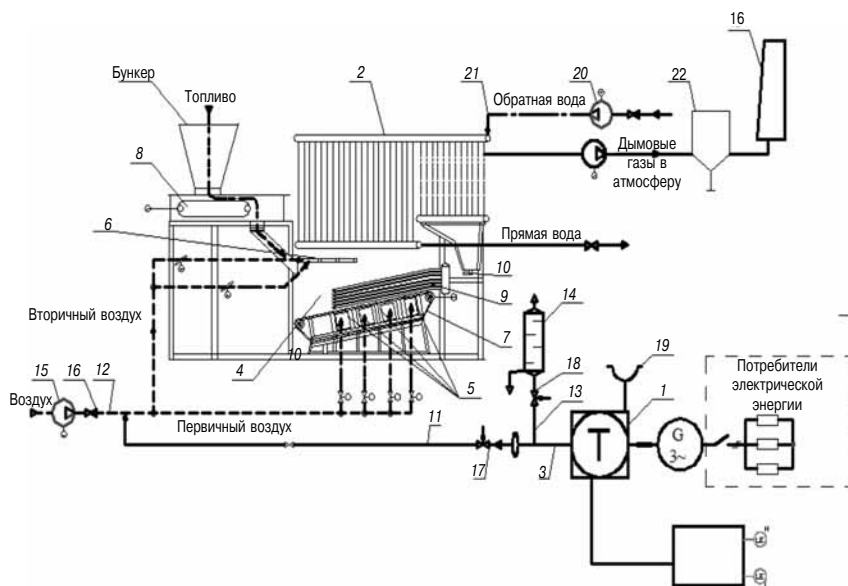


Рис. 1. Экспериментальная установка с активным котлом-утилизатором высокотемпературного кипящего слоя и дизель-генератором:

1 — дизель-генератор; 2 — котлоагрегат с топкой высокотемпературного кипящего слоя; 3 — выпускной коллектор дизель-генератора; 4 — топочное устройство; 5 — дутьевые зоны первичного воздуха; 6 — дутьевые зоны вторичного воздуха; 7 — механическое топочное устройство с наклонной к горизонту подвижной колосниковой решеткой; 8 — питатель; 9 — поверхности нагрева; 10 — эжектор возврата уноса; 11 — газопускной патрубок котла-утилизатора; 12 — линия нагнетания дутьевого вентилятора; 13 — газоход перепуска отработавших газов в атмосферу; 14 — глушитель шума; 15 — дутьевой вентилятор; 16–18 — задвижки регулирования расхода сред; 19 — всасывающий коллектор; 20 — насос-котлового контура; 21 — трубопровод обратной воды; 22 — батарейный циклон; 23 — дымосос

высокотемпературного кипящего слоя и дизель-генератором представлена на рис. 1.

Топливо в топочное устройство 4 котла-утилизатора подается из бункера питателем топлива 8. Отработавшие газы (ОГ) дизель-генератора 1, содержащие кислород, через выпускной коллектор 3 и газопускной патрубок 11 подаются в топочное устройство котла-утилизатора 2, где их теплота передается нагреваемой воде и осуществляется дожигание продуктов неполного сгорания дизельного топлива.

Для создания высокотемпературного кипящего слоя дутьевым вентилятором 15 по линии нагнетания 12 воздух подается в воздуховод первичного воздуха, где смешивается с отработавшими газами дизель-генератора. Смесь ОГ и воздуха подается в дутьевые зоны первичного дутья 5 под подвижной колосниковой решеткой 7 для достижения эффекта псевдооживления.

Остальной воздух подается на вторичное дутье для дожигания несгоревших частиц топлива 6. Дымовые газы удаляются из котла-утилизатора дымососом через дымовую трубу 16 после очистки в батарейном циклоне.

Количество воздуха и количество отработавших газов, подаваемых в топочное устройство, регулируется при помощи задвижек (16, 17). Ко-

личество отработавших газов, перепускаемых в атмосферу, регулируется устройством 18.

При работе дизель-генератора на установившемся режиме задвижка 16 частично открыта, обеспечивая постоянную работу дутьевого вентилятора и приток воздуха в топочное устройство. Задвижка 17 открыта, задвижка 18 закрыта, отработавшие газы, содержащие кислород, в полном объеме подаются в газопускной патрубок котла утилизатора, где в топочном устройстве происходит устойчивое горение твердого топлива. На переходных режимах работы дизель-генератора содержание кислорода в отработавших газах дизель-генератора сокращается, что может привести к ухудшению процесса горения топлива и остановке котла-утилизатора. Для исключения остановки АКУ открывается задвижка 16 на линии нагнетания и дутьевым вентилятором 15 в

топочное устройство подается дополнительный воздух на горение. Задвижка 18 открывается, перепуская отработавшие газы в атмосферу, а задвижка 17 закрывается. После выхода дизель-генератора на установившийся режим работы задвижка 17 открывается, задвижка 18 закрывается, и отработавшие газы поступают в топочное устройство, задвижка 16 частично закрывается, уменьшая подачу дополнительного воздуха в топочное устройство котла-утилизатора. Таким образом, в топочном пространстве 4 поддерживается требуемый коэффициент избытка кислорода, позволяющий осуществлять эффективное сжигание твердого топлива и надежную работу котла-утилизатора на неуставившихся режимах. Регулирование производится таким образом, чтобы объем подаваемой в топочное устройство искусственной газовой смеси (ИГС) не превышал объем воздуха, подаваемого при автономной работе котлоагрегата. [4].

Для уменьшения противодавления на выпуске дизель-генератора и предотвращения режима, когда поток дутьевого воздуха «запирает» выпускной коллектор в месте врезки газохода в воздуховод первичного воздуха смонтирован узел смешения газов. Принципиальная схема узла смешения газов представлена на рис. 2.

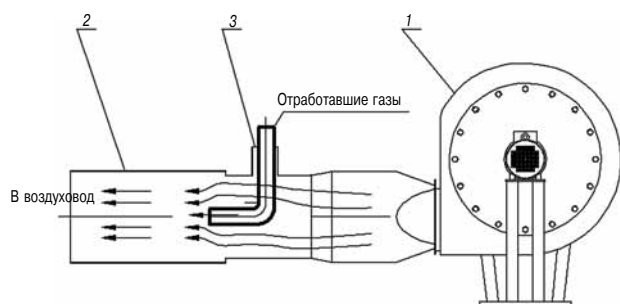


Рис. 2. Схема узла смешения газов:

1 — дутьевой вентилятор; 2 — воздуховод первичного воздуха; 3 — газоход отработавших газов

Газоход отработавших газов в месте врезки в воздуховод выполнен с изгибом в сторону движения первичного воздуха. В месте врезки образуется локальное сужение, что приводит к увеличению скорости движения первичного воздуха. На конце трубы узла смешения создается разрежение и отработавшие газы эжектируются в общий поток. Данное решение позволяет избежать «запирания» отработавших газов и затекания первичного воздуха в газоход при работе дизель-генератора на долевых нагрузках и холостом ходу.



Рис. 4. Узел смешения отработавших газов дизель-генератора с воздуховодом подачи воздуха в котел

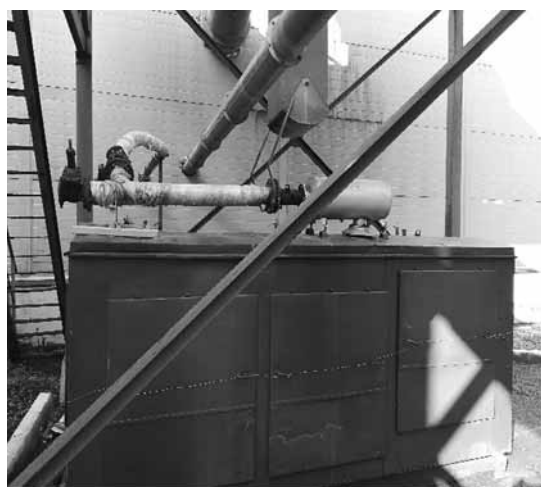


Рис. 3. Дизель-генератор с системой подачи отработавших газов в АКУ



Рис. 5. Приборы измерения расхода воздуха и отработавших газов

На рис. 3–5 представлена экспериментальная установка, включающая дизель-генератор АД-60/Т-400Р мощностью 60 кВт с узлом смешения отработавших газов и первичного воздуха.

Экспериментальные исследования на статических и динамических режимах с силовой установкой с активным котлом-утилизатором проводились при сжигании каменного угля с Моховского угольного разреза Кемеровской области calorificity 5221 ккал/кг, зольностью $A^p = 11,1 \%$, влажностью $W^p = 14,6 \%$ и с фракционностью 10,25 мм.

Для работы дизель-генератора использовалось дизельное топливо, соответствующее стандарту Евро-5.

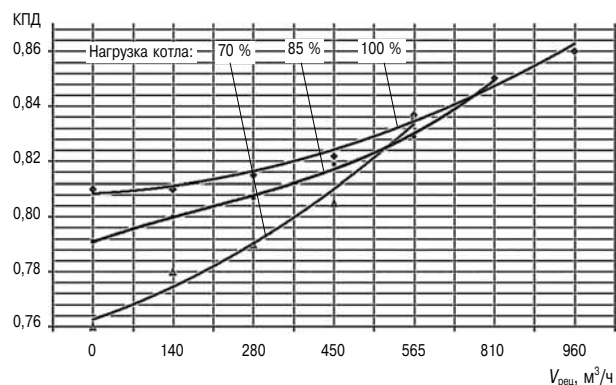


Рис. 6. Изменение КПД котла от объема замещения воздуха отработавшими газами при различных нагрузках котлоагрегата КВП-1,74 ВТКС

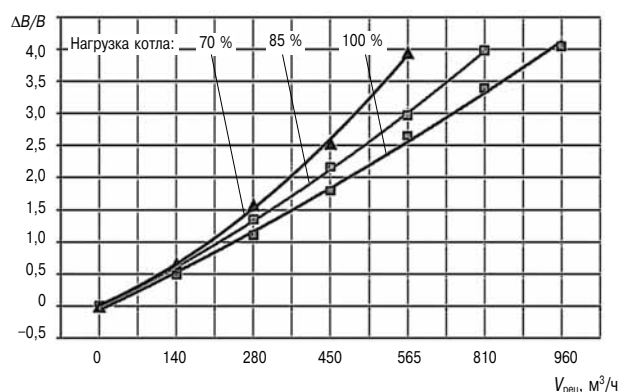


Рис. 7. Экспериментальные зависимости экономии твердого топлива $\Delta B/B$ от объема замещения воздуха отработавшими газами дизель-генератора на различных нагрузках котлоагрегата КВП-1,74 ВТКС

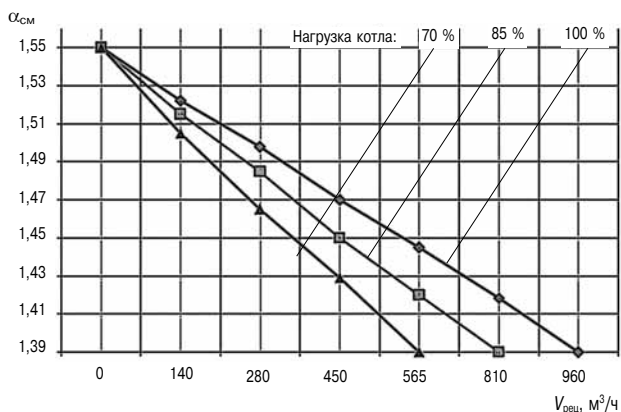


Рис. 8. Экспериментальные зависимости коэффициента избытка кислорода от объема замещения воздуха отработавшими газами дизель-генератора при различных нагрузках котлоагрегата КВП-1,74 ВТКС

В рамках исследований проведено 4 серии экспериментов совместной работы силовой установки с АКУ на стационарных и переходных режимах при нагрузках 70, 85, 100 % с различным содержанием отработавших газов, подаваемых в топку котла на каждом режиме.

Графики зависимости коэффициента полезного действия (КПД), экономии котельного топлива, коэффициента избытка кислорода в зависимости от объема отработавших газов, подаваемых в топочное устройство на различных нагрузках, представлены на рис. 6–8.

Анализ полученных данных показывает:

- КПД силовой установки находится в диапазоне от 76 до 86 % при нагрузках АКУ 70–100 %. На полной нагрузке котел устойчиво работает с объемом замещения воздуха отработавшими газами до 30 %;

- на всех нагрузочных режимах котла с увеличением объема подачи отработавших газов от дизель-генератора в топочное пространство АКУ, увеличивается экономия твердого топлива, достигающая максимального значения при 30 %-ном объеме подачи отработавших газов на каждом из режимов;

- на всех режимах работы котла максимальное снижение коэффициента избытка кислорода достигается при подаче отработавших газов в количестве 30 % от общего объема воздушной смеси и составляет 1,35. Дальнейшее снижение

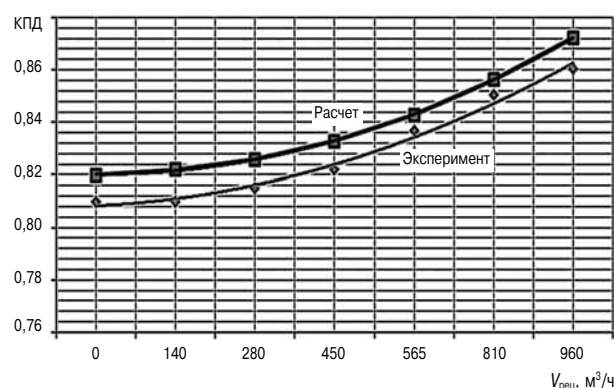


Рис. 9. Изменение КПД котла от объема замещения воздуха отработавшими газами при нагрузке котла 100 %

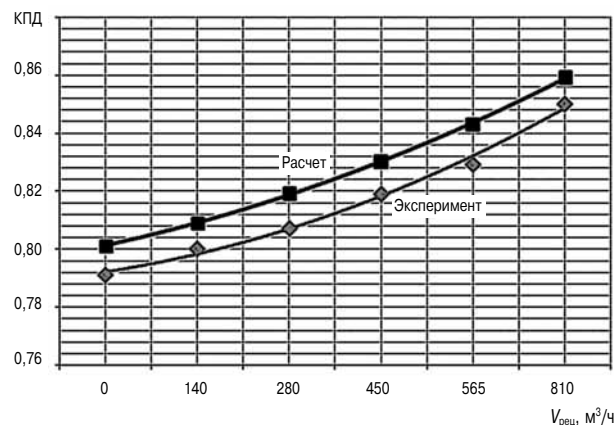


Рис. 10. Изменение КПД котла от объема замещения воздуха отработавшими газами при нагрузке котла 85 %

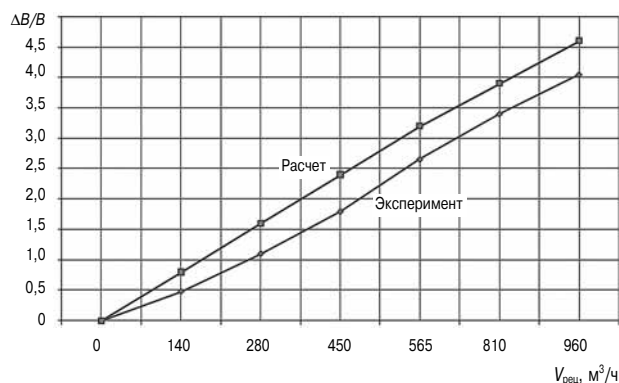


Рис. 11. Расчетная и фактическая зависимости экономии котельного топлива от объема подачи отработавших газов дизель-генератора в топку котла при нагрузке котла 100 %

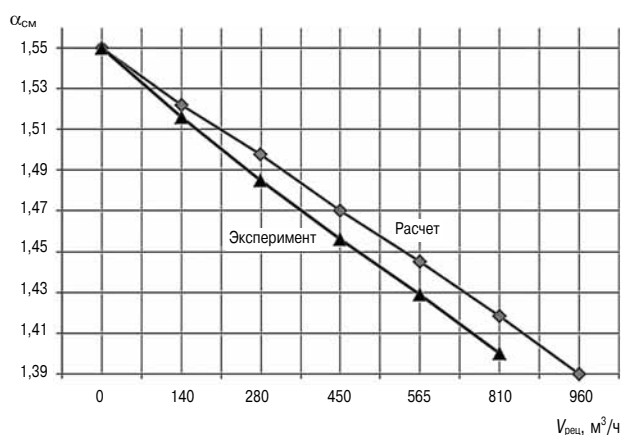


Рис. 12. Расчетная и фактическая зависимости коэффициента избытка кислорода от объема отработавших газов дизель-генератора при 100 % нагрузке котлоагрегата

этого показателя ведет к постепенному нарушению режима устойчивого горения.

На рис. 9–12 показаны расчетные и экспериментальные значения рабочих параметров комбинированной установки тепло-электроснабжения, которые показали удовлетворительную сходимость (расхождение не более 5 %).

Более низкие значения КПД котла, полученные экспериментальным путем, по сравнению с теоретическими обусловлены более низкой температурой отработавших газов, подаваемых в топочное устройство котла. Снижение температуры газов объясняется отклонением нагрузки дизель-генератора от нагрузки, принятой в расчетах (51,4 вместо 60,0 кВт). Дополнительные потери теплоты отработавших газов объясняются недостаточной толщиной теплоизоляции газоразводного тракта и отсутствием изоляции на глушителе и задвижках.

В результате проведенных пусконаладочных и экспериментальных испытаний удалось добиться экономичной и устойчивой работы комби-

нированной установки в диапазоне нагрузок от 70 до 110 %, при различных объемах подачи отработавших газов в АКУ. Экономия котельного топлива составляла до 4 %, КПД котлоагрегата при работе в составе комбинированной установки показал рост до 86 %, что на 4 % выше чем при автономной работе.

Экспериментальные показатели КПД и экономии топлива $\Delta B/B$ незначительно (на 2 %) ниже расчетных показателей, что обусловлено неравномерной подачей топлива скребковым питателем, а также, в значительной мере, потерей теплоты отработавших газов дизель-генератора на участках газохода без тепловой изоляции (глушитель, задвижки).

Выводы

1. Проведенные исследования показали возможность устойчивой работы комбинированной установки АД60-Т400-1Р мощностью 60 кВт с активным котлом-утилизатором высокотемпературного кипящего слоя КВП-1,74 ВТКС.

2. Устойчивое горение топлива в котлоагрегате КВП-1,74 ВТКС при подаче на впуск отработавших газов дизель-генератора без шлакования решетки наблюдалось при оптимальном значении коэффициента избытка кислорода в пределах 1,3–1,6.

3. Максимальная экономия топлива комбинированной установки составляет 4 %.

4. Установлена возможность кратковременной устойчивой работы АКУ в случае подачи в топку 100 % объема отработавших газов, что подтверждает работоспособность котла без вентилятора при возникновении внештатных ситуаций.

Литература

1. Смирнов А.В., Бондарев А.В., Рода И.С., Карпов М.А. Практический опыт проектирования, строительства и реконструкции угольных котельных малой мощности по технологии высокотемпературного кипящего слоя // Инженерные системы. — 2006. — № 4 (25). — С. 8–12.
2. Антонович Д.В., Юферев Ю.В., Смирнов А.В. Особенности работы котла-утилизатора с кипящим слоем на отходящих газах ДВС. В сб. «4-й международный по тепломассообмену». — Минск: Изд. ИТМО. Т. 3. — С. 105–107.
3. Смирнов А.В., Бондарев А.В., Александров С.В., Болышев Э.В. К вопросу разработки дизельных теплоэлектростанций с активными котлами-утилизаторами высокотемпературного кипящего слоя // Двигателестроение. — 2018. — № 3. — С. 19–23.
4. Смирнов А.В., Александров С.В., Бондарев А.В. Силовая установка с активным котлом-утилизатором высокотемпературного кипящего слоя. Патент на изобретение. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений РФ 06.04.2018 г. № 2650018 С1, бюл. № 10.

НОРМИРОВАНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ СУДОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ. СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ (материалы конгресса СИМАС-2016)

В обзоре представлены материалы последнего всемирного конгресса двигателестроителей СИМАС, посвященные современному состоянию и перспективам законодательного ограничения выбросов вредных веществ с отработавшими газами судовых двигателей. С учетом того, что вклад в глобальное загрязнение атмосферы судовыми двигателями несопоставимо мал (по разным оценкам от 2 до 5 %), в сравнении с двигателями наземного транспорта (автомобили, тракторы, тепловозы, строительно-дорожная техника и т. д.), жаркие дискуссии о целесообразности радикального сокращения нормы выбросов NO_x в зонах контроля выбросов (ECA) в ближайшей перспективе сразу на 80 %, а также расширение номенклатуры нормируемых компонентов, не прекращаются на всех научных собраниях специалистов отрасли двигателестроения.

Попытка глобального ввода в действие нормативов IMO Tier III пока не увенчалась успехом из-за инфраструктурной, технологической и организационной неготовности судостроителей, судоходных компаний и портов к эксплуатации и обслуживанию судов с двигателями, соответствующими этим трудновыполнимым требованиям. Исключение составляет решение администрации США о введении норматива IMO Tier III в зонах ECA на Атлантическом и Тихоокеанском побережье Северной Америки для судов, построенных после 01.01.2016 года. При этом какие-либо сведения об успешном опыте эксплуатации новых судов в этом регионе полностью отсутствуют.

В преддверии запланированного введения нормативов IMO Tier III в Балтийском и Северном морях с 01.01.2021 года весьма актуальным является доклад крупнейшего судовладельца и оператора Германии (компания NSB Niederelbe Schifffahrtsgesellschaft mbH & Co. KG) о проблемах, с которыми столкнутся судовладельцы после вступления в законную силу этого норматива.

Аналитический обзор, посвященный перспективам расширения номенклатуры нормируемых вредных веществ в зонах ECA, а именно ограничению выбросов черного углерода (BC), входящего в состав твердых частиц (PM) подготовлен объединенным классификационным обществом DNV & GL. Обзор базируется на результатах недавних исследований, выявивших негативное влияние выбросов PM/BC на климат и на здоровье населения, а также значительный вклад судоходства в интенсивность выбросов PM/BC — как на локальном, так и на глобальном уровнях, особенно в арктических районах, где интенсивность судоходства будет только возрастать. Тематика дискуссий в комитете защиты морской среды IMO по данной проблеме включает вопросы выбора методов измерения выбросов PM/BC от судовых двигателей, а также разработку первоочередных мер по их сокращению. Авторы обращают внимание заинтересованных сторон на необходимость интенсификации совместных исследований, которые пролили бы свет на решение этой чрезвычайно сложную проблему.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ПРОБЛЕМЫ, С КОТОРЫМИ СТОЛКНУТСЯ ПОЛЬЗОВАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ВСТУПЛЕНИИ В СИЛУ НОРМАТИВОВ IMO TIER III

**Проблемы техобслуживания и мониторинга главных
судовых двигателей с точки зрения пользователей**

Jorg Erdtmann,

NSB Niederelbe Schifffahrtsgesellschaft mbH & Co. KG

Keith Wilson, Keith Wilson & Associates

Введение

Ввод в действие нормативов IMO Tier III приведет к целому ряду проблем, с которыми столкнутся пользователи двигателей. Проблемы эти связаны с адаптацией двигателей к новым видам топлива и, соответственно, к новым видам смазочных масел, на которых нормальная работа двухтопливных двигателей не гарантируется на 100 %. Особенно это касается двигателей с наддувом, для которых проблема возникновения «помпажа» турбокомпрессоров окончательно не была решена.

В европейских зонах контролируемых выбросов (ECA) был зарегистрирован один (пока) случай, когда топливо Exxon HDMA 50 было смешано

с мазутом. Это привело к выпадению в осадок асфальтенов и к необходимости ручной чистки топливного бака. Даже при содержании мазута в пределах 4 % (обычно его гораздо больше) топливный бак нуждается в чистке. Вот почему операторы, фрахтующие суда длительное время, не могут себе позволить иметь на борту разные виды топлива. Назрела необходимость разработки стандарта ISO, который бы регламентировал возможность и правила смешивания новых видов топлив. Такой стандарт должен регламентировать действия оператора, связанные со смешиванием топлив, кроме того, должна быть обеспечена возможность контроля качества смеси и доступность соответствующих топлив в каждом порту. Многие поставщики топлив предлагают узаконить смесь RMD 80 по стандарту ISO 8217.

К тому же существует ряд проблем с мощными четырехтактными двигателями, работающими на судовом маловязком дизельном топливе (MGO) при нахождении судна в зоне ECA. Например, на одном из судов за 7 часов работы в

картер вытекло более тонны топлива. Это может вызвать разрушение подшипников или возгорание масла в картере.

При работе на некоторых новых видах дистиллятных топлив возможна остановка двухтактного двигателя при маневрировании. Во избежание этого приходится менять уставку минимальной скорости двигателя, что повышает риск аварий.

Все это приводит к повышению эксплуатационных расходов, которые несет оператор (пользователь) двигателя, на фоне роста цен и падения прибылей.

Вероятные последствия вступления в силу Tier III

Для выполнения требований IMO Tier III потребуются, во-первых, инвестиции в новые технологии и их реализацию; во-вторых, необходимо будет организовать переобучение персонала для эксплуатации, ремонта и обслуживания нового оборудования.

Практически все лицензиары двигателей должны будут снизить выбросы NO_x либо за счет совершенствования рабочего процесса, либо с помощью очистки отработавших газов (ОГ). Попытка глобального ввода в действие нормативов IMO Tier III пока не увенчалась успехом, за исключением их введения в зонах ЕСА Северо-Американского побережья США и Канады применительно к судам, которые заложены после 1 января 2016 года. Тем не менее, операторам многих судов, работающих на международных линиях, придется эти нормативы выполнять.

Помимо технических трудностей, эксплуатационных затрат и проблем с расходными материалами, для достижения показателей IMO Tier III необходимо будет вложить от 80 до 100 долларов США на киловатт установленной мощности главного судового двигателя в систему очистки ОГ. То же самое относится и к вспомогательным двигателям. Если взять, например, дизель модели 6S60 ME-C — типичный главный двигатель большого танкера, то его апгрейд с уровня Tier II до уровня Tier III обойдется, в зависимости от мощности, в сумму порядка 1 миллиона долларов США, которые придется затратить на установку либо системы SCR (селективной каталитической очистки), либо системы EGR (рециркуляции отработавших газов). Эти системы до сих пор не стандартизированы и не сертифицированы. Для их сертификации потребуются типовые испытания, что также связано с немалыми расходами. Несколько лучше обстоят дела со вспомогательными двигателями. Уже существуют модели дизель-генераторов с требуемыми характеристиками почти для всего мощностного ряда вспомогательных двигателей, которые, по всей вероятности, вскоре получат типовые сертификаты соответствия.

Технология очистки ОГ (SCR) предусматривает впрыск мочевины в поток отработавших газов, продукты разложения которой реагируют с NO_x в керамическом каталитическом реакторе. Форсунки для впрыска мочевины встраиваются в систему SCR. Мочевина — химикат, поставляемый обычно либо в виде растворимого в воде порошка, либо в виде готовой к употреблению жидкости в пластиковых контейнерах.

В течение 2015 г. цена на мочевины была подвержена резким колебаниям [1]. Она менялась в пределах от 492 до 192 долларов США за метрическую тонну, что происходило на фоне ожидания повышения спроса в связи с ожиданием вступления в силу норматива IMO Tier III. Цена на мочевины в основном следует за курсом топлива (IFO 380 Rotterdam) и составляет примерно 50 % цены топлива. В настоящее время рынки мочевины носят преимущественно локальный характер, так что цены приходится уточнять через контакты с поставщиками в каждом конкретном порту. Раствор мочевины с концентрацией порядка 32,5 % в виде мельчайших капель впрыскивается в поток отработавших газов с температурой 280–300 °C, где превращается в аммиак [2] — весьма едкое и опасное вещество, что вызывает необходимость специальных мер в случае разгерметизации системы. Необходимый удельный расход мочевины составляет порядка 5 г/кВт·ч [3]. Таким образом, установка мощностью 10 МВт расходует примерно 1,2 т мочевины в сутки — величина далеко не мизерная, которую необходимо учитывать в расчетах запаса воды для разведения реагента, а также при калькуляции затрат на работу с мочевиной. Если учесть потребность охлаждаемых контейнеров в электроэнергии, то окажется, что от вспомогательных двигателей контейнеровозов требуется примерно такая же мощность, как и от главного двигателя, так что необходимое количество мочевины удваивается.

Существуют суда, для которых потребность в воде для разведения мочевины, используемой в главном и вспомогательных двигателях, превышает максимальную производительность бортовой опреснительной установки. Чтобы исключить дефицит пресной воды, необходимо либо запастись дополнительной водой при бункеровке в порту, либо увеличивать производительность бортовой опреснительной установки.

При больших расходах мочевины габариты каталитических реакторов и цистерн для раствора мочевины оказываются весьма значительными, что требует дополнительного пространства и соответственно увеличивает стоимость строящихся судов.

Необходим также тщательный контроль количества и качества впрыскиваемой мочевины.

Передозировка мочевины или отсутствие регулирования температуры приводит к возникновению внутри системы твердых отложений — нитратов и/или сульфата аммония, которые должны вручную удаляться во избежание засорения сотовых каталитических элементов SCR. Для управления впрыском и контроля состояния катализатора необходима замкнутая система управления, обычно называемая детектором NO_x . Последнее сильно осложняет задачу химикам-лаборантам и членам команды судна, работающим с контролирующими газоанализаторами. Для поддержания газоанализаторов в работоспособном состоянии необходимы наличие эталонного газа и периодическая калибровка. Обычно в качестве характерного показателя используется содержание кислорода, однако кислородный датчик крайне чувствителен к влажности. Поэтому, во-первых, обязательно должно быть предусмотрено резервирование датчиков, во-вторых, датчик не должен устанавливаться в местах, промываемых водой, например в зонах, подлежащих промывке турбокомпрессоров препаратом Nut Shell. Впрыск воды сильно затрудняет пробоотбор на малых ходах или при малых нагрузках, где образуется конденсат, что существенно влияет на точность измерений.

Промывка турбокомпрессоров и утилизационных котлов двухтактных или четырехтактных двигателей входит в регламент ежедневного техобслуживания на судне. Практиковавшаяся прежде промывка водой теперь запрещена, поскольку, помимо коррозионного износа котлов и поломок подшипников турбокомпрессоров, она приводит к быстрому засорению катализаторов, после чего их необходимо чистить.

При стоянке в порту очистка котлов производится с помощью обдувочных машин или механических виброщеток. При этом образуется большое количество пыли, что тоже может влиять на работу SCR [12].

Система SCR также требует периодического прокаливания (выжигания сажи) при температуре более 400°C . Сигнал на прокаливание поступает от дифманометра с электрическим выходом. Обычно для выжигания сажи используются отработавшие газы, которые в течение 1–2 часов направляются в SCR в обход турбокомпрессора через байпас, причем влияние этой процедуры на динамику двигателя, маневренность судна и расход топлива изучено пока еще недостаточно. Двухтактные двигатели крайне чувствительны к противодавлению ввиду наличия продувки. Достаточно противодавления более 400 мм в.с., чтобы возникли вероятность перегрева и задира поршней. Противодавление 250 мм в.с. и более

заметно увеличивает расход топлива. Менее чувствительны к противодавлению четырехтактные двигатели, обычно используемые на судне в качестве вспомогательных.

Операционные риски

Аэрозоли масла, содержащиеся в ОГ двигателя, отравляют катализатор. Аналогичным образом действует ванадий, обычно присутствующий в мазуте. Он образует на поверхности катализатора плотный слой, устойчивый к выжиганию и снижающий эффективность катализатора. Единственный способ их восстановить — ручная замена дорогостоящих керамических блоков катализатора силами команды или ремонтной бригады. (в предположении, что имеются запасные блоки). На сотовую керамику разрушительно действуют определенные частотные составляющие спектра вибрации. В образующиеся при этом зазоры между блоками уходит часть отработавших газов, которая остается неочищенной. Поэтому необходимы регулярные проверки состояния катализатора, а также наличие полнофункциональной системы пробоотбора, если установка сертифицирована по стандарту приемки «В». Для поддержания системы пробоотбора в работоспособном состоянии с учетом ее чувствительности к влаге и потребности в периодической калибровке, необходимо будет организовать обучение судовых механиков, особенно на контейнеровозах и сухогрузах, где подобные системы встречались достаточно редко. Также необходимо будет обучить персонал процедурам проверки и замены блоков катализатора. В прошлом у многих двигателей слабым местом были клапаны перепуска отработавших газов, которые обычно просто не использовались длительное время, пока не кончался их гарантийный срок. Необходимость поддержания их в рабочем состоянии приведет к росту трудозатрат со стороны команды судна. При неудовлетворительном качестве тяжелого топлива эффективность системы SCR резко снижается.

Следует иметь в виду, что в настоящее время обеспечить надлежащий контроль качества мазута практически нереально. Даже если удастся наладить скрининг 100 % топливных проб с привлечением лабораторий, пользующихся высокой репутацией, работа SCR при использовании мазута сопряжена со значительным риском.

Другой вариант — использование системы EGR — также связан с определенным риском. В этом случае высока вероятность возникновения хорошо известных проблем с перепускными клапанами как двухтактных, так и четырехтактных двигателей. Чтобы предотвратить быстрый износ деталей и исключить возможность ложных срабатываний, необходимы специальные заслонки

в жаропрочном исполнении. Для обеспечения рециркуляции до 30 % загрязненных отработавших газов необходимы устройства для их промывки типа скруббера со всеми характерными для них проблемами, включая кислотную коррозию, а сочетание «черной стали» с нержавеющей типа SUS316L вызывает питтинг деталей из нержавеющей стали. Очистка промывочной воды при использовании сернистого топлива также является проблемной. Присутствие серной кислоты в количестве всего 0,5 % уже приводит к разрушению стенок газоочистителя. Охладитель, скруббер, трубопроводы и вентилятор контура рециркуляции придется изготавливать из дорогой нержавеющей стали.

При условии работы двигателя исключительно на бессернистом топливе использование EGR может оказаться предпочтительным. Однако на сегодняшний день для двигателей мощностью 10 МВт и более SCR, похоже, является единственным приемлемым решением. При этом в 2014–2015 гг. практически никому из судовладельцев не удалось получить коммерческого предложения или хотя бы габаритных чертежей систем EGR и SCR для двухтактных двигателей. В 2015 г. было завершено проектирование и выполнена закладка почти всех судов, намеченных к постройке на ближайшие годы. В первом квартале 2016 г. ведущим двигателестроительным фирмам было заказано менее 10 % двигателей для судов, запланированных к постройке на этот год.

Заказ первых образцов новой техники всегда сопряжен с определенным риском, поскольку лишь опыт эксплуатации позволяет убедиться в том, что «болезни роста» преодолены.

Состояние судоходства на сегодня и на ближайшую перспективу

Кризис балкерных перевозок и потребность в перевозке контейнеров в количестве, превосходящем возможности самых крупных контейнеровозов, привели к тому, что цена за перевозку одного TEU (Twenty Foot Equivalent Unit, т. е. условного двадцатифутового контейнера) опустилась до минимума, вследствие чего заказы новых контейнеровозов будут откладываться во избежание полного коллапса на рынке контейнерных перевозок. Это означает, что оживление спроса на новые суда возможно лишь после того как проблемы с вводом в действие IMO Tier III будут решены, с учетом опыта эксплуатации экспериментальных образцов.

Во избежание проблем, связанных с введением IMO Tier III — как технических, так и экономических (первоначальные затраты, эксплуатационные расходы, включая реактивы, обучение персонала, стоимость техобслуживания и зап-

частей, а также повышенный расход топлива), — на верфях самых разных стран мира заранее были заложены сотни судов, удовлетворяющих требованиям Tier II. Другие возможные решения — продление срока эксплуатации судов, удовлетворяющих требованиям Tier I и Tier II, или их апгрейд путем расширения корпуса судна [13] — технологии, которая позволит к 2025 г. довести показатель EEDI (конструктивный коэффициент энергетической эффективности) до того уровня, которым обладают вновь построенные суда, но с первоначальными затратами на 90 % ниже.

Шансы

В настоящее время спрос на модернизацию двигателей с Tier I до Tier II или с Tier II до Tier III, относительно невелик, однако в будущем он может возрасти, если цена топлива снова будет возрастать. Стремление к экономии топлива может оказаться решающим применительно к двигателям Tier II, однако при этом необходимо будет считаться с требованиями по очистке отработавших газов от NO_x. С точки зрения занимаемого места, это может быть реализовано при апгрейде существующих четырехтактных двигателей [5], [9]. Однако для двухтактных двигателей в настоящее время это почти нереально, учитывая пространственные ограничения и сертификационные требования. Сроки ввода новых нормативов IMO в действие:

1.1.2000 введен глобальный норматив IMO Tier I для вновь строящихся судов. С апреля 2012 г. он приобрел обратную силу для некоторых устаревших дизелей Wartsila и двигателей MAN типа S.

1.1.2011 введен глобальный норматив IMO Tier II для вновь строящихся судов.

1.1.2016 введен локальный норматив США (US ECA) только для вновь строящихся судов.

Литература

1. <http://www.indexmundi.com/commodities/?commodity=urea&months=60>
2. Urea Dosing and Injection Systems, W. Addy Majewski https://www.dieselnets.com/tech/cat_scr_mobile_urea_dosing.php
3. MAN Customer Day Hamburg, 27.4.2016.
4. Wartsila NO_x Reducer brochure 2014.
5. MAN Ready for TIER III, EGR Retrofit on new buildings brochure 2016.
6. MAN Technology for Ecology, Medium speed engines for clean air brochure 2016.
7. MAN Selective Catalytic Reduction, The solution for less NO_x brochure 2016.
8. Wartsila Environmental Product Guide 2010, booklet.
9. Wartsila Environmental Solution Retrofit Solution 2013 brochure
10. Cat MAK SCR System, brochure 2015.
11. U.S. EPA Tier 4 Final & IMO III Marine Engine Emissions Technology, [HTTP://WWW.CAT.COM/EN_US/PRODUCTS/NEW/BY-INDUSTRY/MARINE/USEPATIER4FINALMARINEEMISSIONS.HTML](http://www.cat.com/en_us/products/new/by-industry/marine/usepatier4finalmarineemissions.html) 2016
12. NSB Solutions, Exhaust Gas Boiler Cleaning Tools, OS@REEDEREI-NSB.COM.
13. NSB Solutions, Ship Widening Patent, OS@REEDEREI-NSB.COM.
14. DNVGL Homepage 2016, <https://www.dnvgl.de/>.

НОРМИРОВАНИЕ ВЫБРОСОВ РМ/ ВС ОТ СУДОВ – ОБЗОР СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ

Torsten Mundt, Malte Zeretzke, DNV GL

Введение

Твердые частицы (РМ) и черный углерод (ВС), составляющий часть общих выбросов РМ, привлекают к себе все более пристальное внимание общественности, поскольку заметно влияют на здоровье людей и на климат. Еще одна причина столь пристального внимания заключается в том, что эти выбросы происходят в непосредственной близости от берега¹. Люди своими глазами видят дымные шлейфы над трубами стоящих в гавани судов, так что и пресса этот факт не может обойти вниманием.

Что касается вклада судоходства в общий объем вредных выбросов, то на этот счет нет единого мнения. Слишком мало объективной информации о том, какова доля судовых двигателей в суммарной объеме антропогенных выбросов черного углерода. Известные результаты оценки выбросов РМ и ВС судовыми двигателями недостаточно достоверны, и делать на их основе окончательные выводы пока преждевременно.

Что касается других источников загрязнения атмосферы, в частности автомобильных двигателей, то для них в последние годы уже введены жесткие заградительные нормативы. В то же время применительно к судовым выбросам подобных нормативов явно недостает — таково, по крайней мере, мнение широкой общественности. Именно поэтому политики и неправительственные организации постоянно призывают к действиям в этом направлении.

В качестве независимой технической организации DNV GL ощущает необходимость глубже разобраться в этом вопросе и получить больше информации о выбросах частиц и черного углерода судовыми двигателями.

Настоящий доклад можно считать введением к более детальному изучению проблемы РМ и ВС. В нем рассматриваются базовые принципы, такие как механизм формирования РМ и ВС в двигателе, их влияние на здоровье людей и климат, общие принципы и различия в способах измерения РМ и ВС. Приводятся данные о существующих (применяемых в смежных секторах) или перспективных технологиях снижения вредных выбросов. Сформулированы проблемы, которые предстоит преодолеть разработчикам новых технологий снижения выбросов.

Предпринята попытка оценить вклад² судоходства в выбросы РМ и ВС на глобальном уровне, несмотря на неполноту и существенную неточность имеющихся данных. Становится ясно, что международному сообществу ученых и исследователей предстоит еще немало потрудиться в этом направлении.

Наконец, в докладе приводятся сведения об экологическом законодательстве в смежных секторах, а также о действующих нормативах по выбросам РМ от судовых двигателей.

Частицы и черный углерод — что это такое?

Под частицами РМ понимают взвесь твердых частиц и капель жидкости в воздухе. Разные частицы (РМ) отличаются между собой размерами и химическим составом. По размерам РМ разделяются на три категории, в зависимости от аэродинамического диаметра — РМ₁₀, РМ_{2,5} и РМ_{0,1} (см. таблицу).

Основным источником антропогенных РМ является горение продуктов, содержащих углеводороды, в том числе уголь, все виды топлива и биомассы. Все эти продукты используются как топливо в быту, в промышленности, в сельском хозяйстве, на железных дорогах, на флоте и на сухопутном транспорте. Другим источником РМ являются лесные пожары.

В состав РМ входят различные химические элементы. Один из них — ВС. Кроме того, в их состав могут входить органические вещества (ОМ), различные металлы, нитраты, сульфаты и другие компоненты. Источники различных РМ, образующихся при горении, показаны на рис. 1. Некоторые компоненты РМ, такие как ВС, ОМ и металлы, состоят в основном из частиц, которые образуются в результате сгорания и присутствуют в отходящих газах. Вторичные частицы, включая NO_x и SO_x — это газы, находящиеся в выпускном тракте двигателя. На выходе из выпускной трубы они превращаются в конденсат и вступают в реакции, образуя различные формы частиц (например, нитрат аммония и серную кислоту).

Категория	Обозначение	Диаметр ³
Крупные частицы	PM ₁₀	< 10 мкм
Тонкие частицы	PM _{2,5}	< 2,5 мкм
Ультратонкие частицы	PM _{0,1} или UFP	< 0,1 мкм

³ Наиболее точное научное определение: 50 % диаметра проскока (точное определение — см. VDI 2066 лист 10).

¹ Согласно 2-му исследованию ИМО по выбросам парниковых газов от судов в зависимости от расстояния до берега:

.1 в зоне 200 морских миль от берега: 70 %;
.2 в зоне 50 морских миль от берега: 44 %;
.3 в зоне 25 морских миль от берега: 36 %.

² На основании анализа литературы на данном этапе.

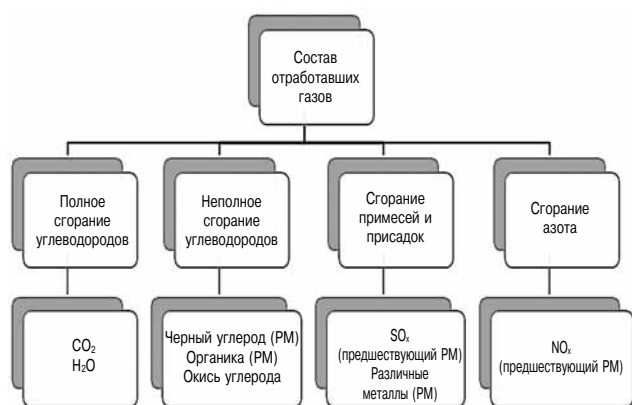


Рис. 1. Продукты, присутствующие в отработавших газах

Как показал анализ источников, определения черного углерода, встречающиеся в научной литературе, неоднозначны и не всегда согласуются друг с другом. Общепринятое ныне определение было предложено в 2013 г. Бондом и др. [1]. Кроме термина «черный углерод», используются «элементарный углерод», «углеродсодержащая фракция» и «сажа». Международная Морская Организация (ИМО) использует следующее определение, предложенное Бондом с соавторами.

Черный углерод, это вещество, которое:

- является сильным поглотителем видимого света, с сечением массового поглощения не менее 5 м²/кг при длине волны 550 нм;
- обладает жаростойкостью, т. е. сохраняет форму при высоких температурах, испаряясь лишь при температуре порядка 4000 К;
- не растворяется водой, органическими растворителями, включая метанол и ацетон, и другими атмосферными аэрозолями;
- существует в виде множества мелких углеродных шариков.

Влияние РМ на климат

Можно отметить несколько механизмов влияния РМ на климат. Самым непосредственным образом это влияние проявляется в увеличении поглощения и рассеяния света. В этом смысле

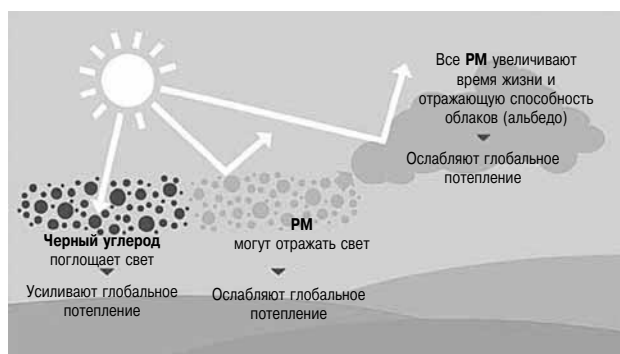


Рис. 2. Иллюстрация климатического эффекта частиц

наиболее значимой частью РМ является черный углерод, влияние которого на климат проявляется в усилении глобального потепления из-за собственного РМ поглощения света.

Кроме того, РМ способствует образованию облаков и продлевает срок их существования (косвенное влияние на климат). Это свойство аэрозолей РМ, как и их взаимодействие с облаками, способствует ослаблению глобального потепления, следовательно, имеет охлаждающий эффект [2] (рис. 2).

Влияние РМ на здоровье людей — размер имеет значение

Согласно оценке Всемирной Организации Здравоохранения (ВОЗ), в 2012 г. РМ стали причиной преждевременной смерти примерно 3,7 миллиона человек. Причина заключается в том, что длительные и даже кратковременные контакты с РМ увеличивают риск возникновения сердечно-сосудистых заболеваний и болезней органов дыхания, как хронических, так и острых, а также рака легких [3].

Безвредные свойства частиц объясняются токсичностью компонентов РМ и физическим внедрением частиц в слизистые оболочки легких и других органов тела [4]. Любые твердые частицы — РМ₁₀, РМ₂₅ или РМ₀₁ — влияют на человеческий организм отрицательно, однако сильнее всего это влияние проявляется у самых мелких частиц, поскольку они глубже проникают в легкие и могут даже попадать непосредственно в кровь.

Согласно ряду исследователей [5–8], наиболее разрушительным для человеческого здоровья из всех компонентов РМ является черный углерод. Поскольку организация точных исследований в этой области является делом чрезвычайно сложным, приходится считаться с наличием значительных пробелов как в результатах, так и в корпусе доступной литературы.

Эмиссия и иммиссии

Одним из неперемных условий любого исследования в области загрязнения воздуха является необходимость четко разделять пути прохождения вредных компонентов от каждого их источника (например, выпускной трубы) до объекта поражения (окружающей среды или человеческого существа). В частности, нужно научиться различать эмиссии и иммиссии.

Эмиссии (выбросы) — это загрязняющие атмосферу вещества, которые вылетают из выпускной трубы двигателя, или, вообще говоря, из любой дымовой трубы. Эти «эмиссии» выбрасываются из трубы в атмосферу, где подвергаются разного рода химическим и физическим превращениям. Они переносятся потоками воздуха (ветром) и где-то оседают в результате

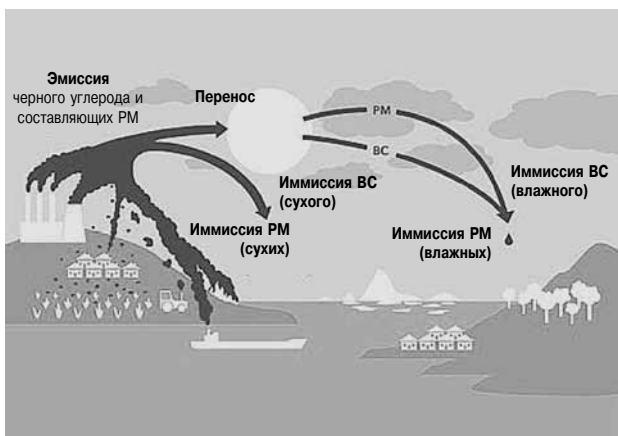


Рис. 3. Различие между эмиссиями и иммиссиями

различных атмосферных процессов (осадки, дождь). Если загрязняющие вещества проникают в любую систему, влияющую на человеческий организм или состояние окружающей среды, их называют иммиссиями. (Иммиссия — восприятие организмами или экосистемой вредных веществ, содержащихся в окружающей среде и поступивших в нее из источников эмиссии). Это определение иллюстрируется рис. 3.

Говоря о вредном влиянии частиц, находящихся в отработавших газах дизеля, необходимо провести четкое различие между эмиссиями и иммиссиями, поскольку в данном аспекте имеют значение именно иммиссии. Когда речь идет о законодательных нормативах или о мерах по снижению выбросов в любой из промышленных отраслей, то почти всегда при этом подразумеваются эмиссии.

Учет выбросов РМ и ВС

Общая практика состоит в том, что выбросы РМ и ВС привязываются к потреблению топлива в пределах определенного сектора (отрасли) хозяйственной деятельности, даже если этот сектор сводится к одному единственному источнику. Допустим, суммарное годовое потребление топлива судовыми двигателями оценивается примерно в «х» тонн мазута (НФО), при этом считается, что коэффициент выбросов РМ равен 6,2 кг/т НФО⁵. Получаем результат, отнесенный к «х» тоннам топлива. Вопрос, однако, в том, насколько точно указанный коэффициент выбросов учитывает все многообразие рабочих режимов судов и другие влияющие факторы. Существует несколько моделей для оценки расходов топлива и различных веществ, загрязняющих атмосферу. Главная проблема состоит в том, чтобы полученные результаты были надежными и качественными. При сопоставлении разных моделей нужно учитывать

причины значительного расхождения соответствующих результатов. Эти причины могут быть следующими:

- Трудно сравнивать локальные и глобальные результаты, поскольку на локальном уровне от *глобальных моделей* особая точность не требуется. Иначе они становятся чересчур сложными. При прогнозировании глобальных климатических эффектов используется большее количество усредненных коэффициентов.

- *Локальные модели* подробно учитывают факторы местного масштаба, например, волнение, ветер (когда речь идет об особенностях местности, как, например, мелководье, приливы и отливы), а также размеры судов, использование топлива и рабочие условия (когда речь идет об источниках загрязнения). Попытки построения глобальной модели на основе подобных локальных условий путем простого масштабирования встречают значительные трудности.

- Коэффициенты выбросов РМ и ВС обычно «страдают» чрезмерным обобщением и упрощением.

- Лишь в редких случаях учитываются (если учитываются вообще) такие параметры, влияющие на выбросы двигателем РМ и ВС, как нагрузка, тип двигателя, системы впрыска, возраст двигателя и его техническое состояние.

- Качество топлива учитывается лишь в форме самой грубой классификации (мазут либо дизель).

- Непросто найти достаточно точные и надежные данные по коэффициентам выбросов. Далеко не все суда имеют бортовые средства измерения выбросов. Далее необходимо, чтобы условия пробоотбора, а также рабочие режимы и параметры двигателя были сравнимы и репрезентативны. И еще: для формирования более надежной базы данных необходимо иметь больше информации по типам судов и режимам их работы.

Выброс частиц, вклад судоходства

Согласно исследованию ЕС [9], судоходство в водах стран ЕС генерирует 10–20 % от мировых выбросов РМ_{2.5}. Далее, согласно этому же источнику, называемые в литературе коэффициенты выбросов РМ варьируются в пределах от 1,5 до 2,1 тонн на килодунну СО₂. Суммарный выброс СО₂ от судов международных линий в 2012 г. составил 796 мегатонн [10], что составляет порядка 2,2 % от мировых выбросов СО₂ за этот год. Следует также различать «общее судоходство», включающее также международные перевозки, и национальное судоходство. С учетом последнего, выбросы СО₂ от «общего судоходства» за 2012 г. составят 949 мегатонн, или 3,1 % глобальных выбросов СО₂.

⁵ Эти цифры приводятся в качестве примера.

Учет выбросов черного углерода

Согласно расчетам 2000 г., во всем мире годовой выброс ВС составлял порядка 7500 килотонн, при этом наблюдался огромный разброс данных, полученных из различных источников — от 2000 до 29 000 килотонн в год (см. Калькулятор Компонентов Вредных Выбросов — Speciated Pollutant Emissions Wizard [SPEW] [1]). Примерно 60 % суммарных выбросов ВС поступает от объектов энергетики, в число которых входят основные антропогенные источники — транспорт, промышленность, котельные и электростанции. Остальные 40 % — это открытый огонь (пожары), которые могут быть как антропогенного, так и природного происхождения. Пожары чаще всего происходят в тропических лесах, тогда как большинство объектов энергетики расположено в северном полушарии.

Распределение выбросов ВС от объектов энергетики (которые в сумме составляют порядка 4500 Гг в год) рассмотрено в работе [1].

Современные оценки выбросов РМ и ВС весьма приблизительны. Ощущается острая необходимость в более достоверных оценках объемов выбросов и в более глубоком понимании процессов формирования РМ и ВС.

Измерения выбросов частиц

Во многих областях техники, связанных с производством и применением двигателей, существуют нормативы, регламентирующие допустимые объемы РМ на стороне как эмиссии, так и имиссии. Исходя из этого, разработан целый ряд методик и средств измерения, приспособленных для определенных условий, с учетом целей выполняемых измерений. Например, измерения выбросов на электростанциях ведутся при температуре 160 °С, при которой обеспечено испарение воды и летучих органических соединений (VOC). Затем полученное количество «пыли» относится к выбрасываемому количеству (расходу) сухого вещества [11, 12]. Методика измерения выбросов для двигателей внедорожной техники (ISO 8178:2006 [13]) требует, чтобы температура среды была в пределах от 42 до 52 °С, а измеренное количество РМ относится к мощности двигателя [г/кВт]. Эта методика распространяется также на суда речного флота. Для судов морского флота она тоже применима, хотя и не обязательна с точки зрения действующего законодательства. Тем не менее, DNV GL обладает обширным опытом измерения выбросов РМ по стандарту ISO 8178:2006 на судах морского флота.

Измерения выбросов черного углерода

На сегодняшний день ни в одной промышленной отрасли не существует нормативов, регламентирующих выбросы ВС от каких-либо

источников. Поэтому никто и не занимался разработкой стандартного метода измерения ВС в выпускной/дымовой трубе судового двигателя. Существует и коммерчески доступно большое количество методов и приборов для измерений в исследовательских целях содержания ВС, причем каждый из этих методов выбирает одно из свойств черного углерода в качестве основы для измерений. Одни способы предусматривают непрерывное (полунепрерывное) измерение, другие основаны на отборе пробы с фильтра [14].

В последнее время в ИМО обсуждались следующие методы измерений.

➤ **Фотоакустический метод:** Частицы нагреваются лазерным лучом за доли секунды, и так же быстро охлаждаются. Попеременный нагрев и охлаждение частиц сопровождается их тепловым расширением и последующим сжатием, что порождает волны давления, воспринимаемые приборами как звук. Метод основан на поглощении света. Светопоглощение ВС значительно сильнее, чем у других частиц, а в качестве меры количества поглощенного света используется издаваемый звук [14, 15].

➤ **Лазерно-индуцированная инкаандесценция (ЛИ).** Частицы нагреваются лазерным лучом до 4000 К. При этой температуре ВС начинает светиться, затем испаряется и испускает излучение черного тела. Последнее используется для обнаружения и определения массы. Однако существует и вторичный эффект, а именно — рассеяние лазерного луча, которое может быть использовано для определения размеров частиц ВС [14, 16].

➤ **Пропускание через фильтр.** Проба отработавших газов пропускается через фильтр, на котором собираются частицы. При этом ведется непрерывное измерение пропускаемого и поглощаемого фильтром света. Масса ВС рассчитывается на основе эмпирических коэффициентов ослабления на единицу массы, причем выбор этих коэффициентов является предметом постоянных дискуссий [17–19]. Должна существовать возможность найти общепринятый коэффициент для хорошо известного источника, например двигателя [20]. Как говорилось выше, данному методу свойственно множество разного рода систематических погрешностей, однако на рынке предлагается большое количество промышленных систем измерения, в которых эти погрешности существенно снижены [14, 21, 16].

➤ **Дымовое число фильтра (FSN).** Ведется непрерывное измерение обратного рассеяния накапливающегося на фильтре слоя частиц. FSN — параметр, стандартизованный в ISO 10054:1998. Метод FSN подвергается критике со стороны многих метеорологов, поскольку он

игнорирует большинство систематических погрешностей, присущих измерениям на основе светопропускания [14]. Однако многие специалисты энергично выступают в защиту FSN. Их аргументы — обширная база имеющихся данных, относительная дешевизна аппаратуры, а также тот факт, что данный метод — самый популярный среди двигателестроителей.

Разные методы измерения дают сильно различающиеся результаты, а попытки сравнения этих результатов сталкиваются с серьезными трудностями и чреваты значительными погрешностями [14, 17, 22–24]. При сравнении результатов измерения черного углерода необходимо убедиться в том, что во всех случаях был использован один и тот же метод измерения. Каждому методу измерения присущи свои погрешности, достоинства и недостатки. Например, многие методы, основанные на эффекте светопоглощения, страдают от того, что результаты измерений могут зависеть от покрытий, от присутствия других поглощающих или рассеивающих свет частиц или даже газов, в зависимости от длины волны, используемой при измерениях [18, 21]. Если используется метод на основе фильтрации, то надо учесть, что сам фильтр тоже поглощает и рассеивает свет, и во многих системах предусмотрена соответствующая поправка. Есть методы, основанные на тепловой стабильности ВС, но они чувствительны к обугливанию других частиц. Здесь также существуют усовершенствованные методы, менее чувствительные к указанным эффектам [24, 25].

Нормирование выбросов для других видов транспорта

Предельно допустимые выбросы частиц от транспортных двигателей сильно зависят от вида транспорта. Наиболее жесткие нормы установлены для дорожного транспорта, поскольку именно в этом секторе расходы топлива максимальны, кроме того, автомобильные выбросы концентрируются в непосредственной близости от жилых кварталов. В настоящее время автотранспорт является единственным сектором, в котором нормируются не только масса частиц, но и их число (EURO6). В последнем случае учитывается эффект от присутствия ультратонких частиц, составляющих наибольшую долю общего количества частиц, но лишь малую часть их общей массы [26].

Для других групп источников загрязнения, например, судов внутреннего плавания и тепловозов, ограничивается масса частиц, а нормативы, по сравнению с EURO6, носят менее жесткий характер. Однако следует признать, что различие в испытательных циклах практически исключает саму возможность сравнения между

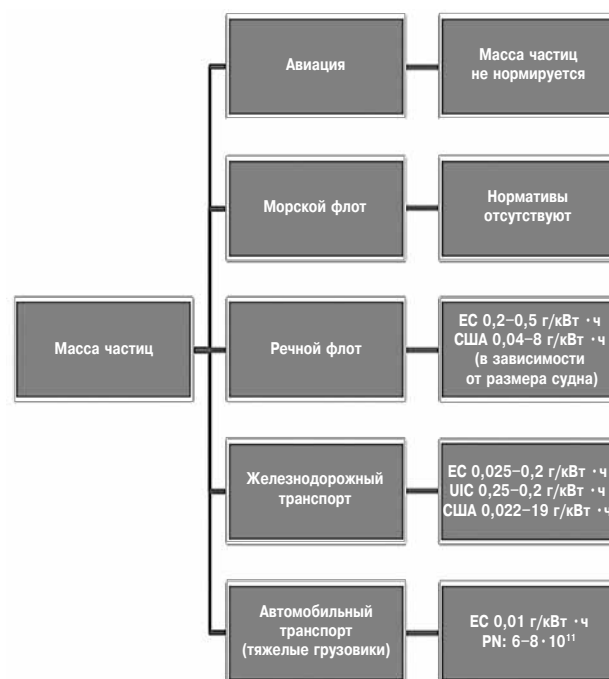


Рис. 4. Предельно допустимые выбросы РМ согласно источникам Союза Машиностроителей Германии (VDMA) [27]

показателями выбросов частиц от автомобильных [в г/км] и промышленных [в г/кВт · ч] двигателей. Что касается авиации, то там какие-либо ограничения на выброс частиц вообще отсутствуют. Нормы ИМО косвенно ограничивают выбросы частиц, устанавливая предельно допустимое содержание серы в топливе для судовых двигателей. Как известно, при снижении содержания серы в топливе выбросы частиц уменьшаются.

Ни для одного вида транспортных двигателей какие-либо ограничения на выброс черного углерода нигде не установлены.

Позиция ИМО — история

ИМО и ее подкомитет по защите морской окружающей среды (MEPC) с начала 1990-х годов прилагают большие усилия, чтобы привлечь внимание к проблеме выброса частиц от морских судов. Протокол МР/CONF 3/34 1997 г. (MARPOL, Приложение VI) ограничивает содержание серы в топливе, используемом на судах гражданского флота, в особенности в зонах ограниченных выбросов. Не ограничивая выбросы РМ напрямую, ИМО сознательно принимает меры, косвенно лимитирующие массовый выброс частиц. Поскольку побочные продукты химических реакций — сера и вода — являются наиболее важными массовыми составляющими РМ, ограничение содержания серы в топливе означает также ограничение массовых выбросов РМ. ИМО постоянно принимает меры для снижения массовых выбросов РМ от морских судов путем

ужесточения предельно допустимого содержания серы в топливе как на международном, так и на локальном уровнях. Впрочем, основной задачей в этом случае является борьба с другими негативными воздействиями данного вида РМ на окружающую среду, а именно, с кислотными дождями и подкислением чувствительных участков водных бассейнов.

Как уже говорилось, неблагоприятное воздействие РМ проявляется следующим образом:

- прямой вред, наносимый человеческому здоровью;
- потемнение заснеженных областей земной поверхности из-за снижения отражательной способности покрова, что ускоряет таяние снега и льда.

Однако часть РМ, состоящая из серы, к глобальному потеплению отношения не имеет. Наиболее грозные последствия глобального потепления, в особенности таяние полярного ледяного покрова из-за снижения его отражательной способности, лежали в основе дискуссий, уже более шести лет ведущихся в подкомитетах ИМО по предотвращению загрязнений и реагированию (PPR, ранее называвшийся «BLG» — Bulk Liquids and Gases) и по охране морской среды (MEPC — Marine Environment Protection Committee). Принимая во внимание сложность цепи превращений «эмиссии» частиц в «иммиссию», соответствующие отрицательные эффекты и другие факторы, ИМО в качестве первого шага выработала компромисс относительно определения той части РМ, которая подлежит дальнейшему обсуждению, а именно, черного углерода (см. выше). На заседании MEPC 68 в мае 2015 г. комитет согласился принять определение, предложенное PPR 2 (в январе 2015 года) Бондом и др. [1]. Это определение теперь принято в качестве основы для дальнейшей деятельности. Необходимо интенсифицировать научные исследования в области измерения ВС на судах, в связи с чем ИМО обратилась к странам-членам организации с предложением провести добровольные исследования в отношении черного углерода. Результаты этих исследований должны быть тщательно проанализированы и обобщены. Такая работа была проведена лишь однажды. Теперь она должна быть продолжена.

Механизм формирования РМ

Продуктами идеального сгорания углеводородов являются только CO_2 и H_2O . Однако идеальное сгорание практически неосуществимо по двум причинам:

- наличие множества примесей как в топливе, так и в воздухе;
- неравномерность распределения реагентов в камере сгорания, приводящая к неполному сгоранию.

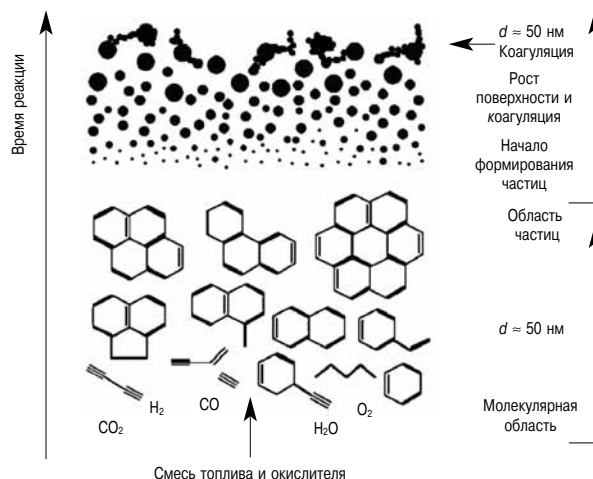


Рис. 5. Рост первичных молекулярных образований и коагуляция сажи [29]

На формирование таких примесей влияют, во-первых, конструкция/конфигурация двигателя, во-вторых — рабочие параметры, такие как нагрузка двигателя, качество топлива, давление и температура окружающего воздуха.

Химические и физические процессы формирования ВС изучены далеко не полностью, особенно те, что происходят на ранней стадии образования ВС. Значение подобных исследований состоит в том, что они помогают не только снизить влияние вредных выбросов, но и улучшить параметры процесса сгорания, снизив, в частности, расход топлива. Общий характер процесса, происходящего на молекулярном уровне и ведущего к сажеобразованию, проиллюстрирован рис. 5.

Экспериментальные исследования формирования ВС в дизеле, которые велись главным образом в автомобильной промышленности, выявили следующие стадии процесса сгорания, связанные с формированием ВС:

- формирование ВС в зонах обогащенной неоднородной смеси;
- образование ВС из топлива, впрыскиваемого в факел;
- образование ВС из топлива, впрыскиваемого в горящие газы;
- окисление ВС, снижающее их выброс.

Опыт автомобильной промышленности может быть с успехом использован и в главных судовых двигателях большой мощности, выбросы от которых могут быть снижены за счет правильной настройки упомянутых выше параметров.

Технологии снижения вредных выбросов

Для снижения выброса частиц есть два пути — либо предотвращать или уменьшать их образование («внутренний» способ, предполагающий оптимизацию параметров рабочего процесса, о чем говорилось выше), либо удалять их из потока отработавших газов (т. е. очистка ОГ).

«Внутренние» мероприятия (совершенствование рабочего процесса)

Источником выброса частиц является рабочий процесс дизельного двигателя. Образование частиц особенно интенсивно происходит в областях камеры сгорания с пониженным содержанием кислорода. Однако по мере развития процесса сгорания большая часть этих РМ окислится. Следовательно, для снижения выброса частиц из цилиндра двигателя есть две возможности:

- избегать образования в камере сгорания областей с пониженным содержанием кислорода;
- интенсифицировать процесс окисления в цилиндре двигателя.

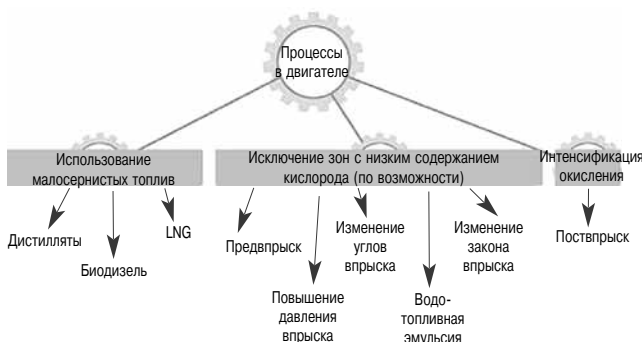


Рис. 6. Обзор «внутренних» способов снижения выбросов частиц

На рис. 6 показаны различные «внутренние» технологии снижения выброса частиц, включая использование малосернистого топлива, изменение параметров рабочего процесса и применение водотопливной эмульсии. В большинстве случаев эти технологии могут быть реализованы (или усовершенствованы) за счет применения системы топливоподачи типа common rail (CR). Многофазный впрыск, обеспечиваемый системами CR, способствует значительному снижению выбросов частиц. Следует, однако, иметь в виду, что улучшение параметров сгорания (в данном случае это означает повышение температуры сгорания) обычно влечет за собой рост выбросов NO_x . У специалистов это называется «РМ/ NO_x trade-off», т. е. компромисс между РМ и NO_x .

Есть еще один способ снижения выбросов частиц — использование водотопливной эмульсии в традиционных механических системах впрыска. В этом случае снижение выбросов частиц сопровождается также небольшим уменьшением расхода топлива. Но в системах CR водотопливная эмульсия не только не снижает выбросы частиц, но может приводить к повышенному износу двигателя из-за возникновения кавитации. Впрочем, данная технология в дизелях

используется достаточно редко. Однако иногда она применяется при модернизации существующих механических систем впрыска, поскольку дает заметное даже на глаз снижение дымности и некоторое повышение КПД.

«Внешние» мероприятия (очистка ОГ)

Существует целый ряд средств очистки отработавших газов, приводящих к снижению выбросов частиц. Многие из них снижают выбросы РМ лишь в качестве побочного эффекта, так как их основной задачей является очистка ОГ от других загрязнителей. Наиболее известные средства этой группы — фильтры, скрубберы, катализаторы SCR и циклоны (рис. 7).

В автомобильной промышленности и в сухопутных энергоустановках применяются разного рода фильтры. Причем в автомобильной промышленности используются только фильтры закрытого типа. Для работы на тяжелых топливах с высоким содержанием серы закрытые фильтры непригодны [28], так как они легко забиваются. Еще один важный момент заключается в том, что в ловушках частиц обычно имеется слой катализатора, задача которого — снизить температуру начала регенерации. Это означает, что окисление сажи (эффект авторегенерации) будет начинаться при температурах более низких, чем температура окисления сажи в обычных условиях (порядка 550°C). В судовых установках одной из главных проблем является использование мазутов с примесями тяжелых металлов, отравляющих катализатор и снижающих его способность к авторегенерации.

В других секторах промышленности использование открытых фильтров, менее подверженных засорению, является одним из возможных методов снижения выбросов частиц [28], однако в таких фильтрах трудно обеспечить устойчивость слоя

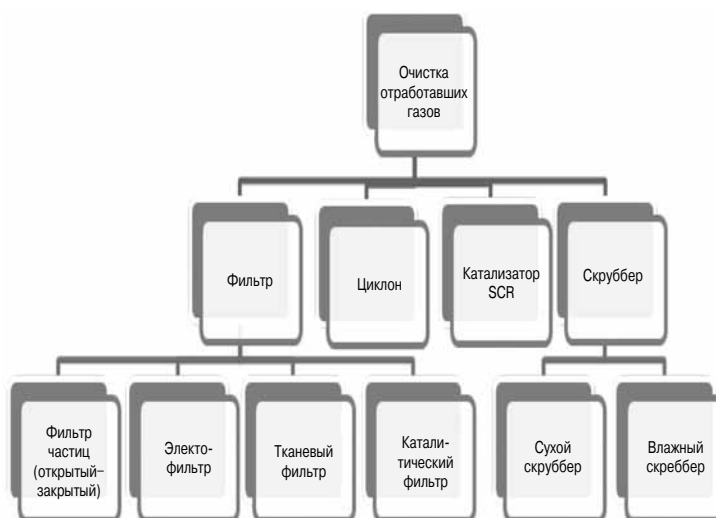


Рис. 7. Обзор методов очистки отработавших газов от частиц

катализатора при работе двигателя на тяжелом топливе. В промышленных установках используются другие виды фильтров, например, из фильтровальной ткани, каталитические (аналогичные тканевым, но из другого материала) и электрические, обычно используемые в угольных электростанциях. Такие фильтровальные системы в принципе могут уменьшить выбросы частиц от судовых двигателей, но их работоспособность в судовых условиях еще нуждается в проверке.

То же самое можно сказать и о циклонах. В циклоне используется центробежная сила, действующая на частицы в конической камере. Циклон может обеспечить только осаждение частиц достаточно крупного размера [29].

Хорошо известным устройством для снижения выбросов SO_x от судов является скруббер. Помимо SO_x , скруббер удаляет в качестве побочного эффекта и частицы [28].

Другой метод, обычно применяемый в автомобильных двигателях для удаления NO_x , также способствует удалению частиц, поскольку нитраты (соли NO_x) тоже относятся к частицам. Селективное каталитическое восстановление (SCR) снижает содержание NO_x в отработавших газах, уменьшая тем самым содержание частиц [30].

Проблемы установки очистных устройств на судне

Очевидно, что установка некоторых из описанных выше очистных устройств на борту судна встречает значительные трудности, и не только из-за пространственных ограничений на судне. Следует учитывать также и вес подобных устройств. Кроме того, необходимо принимать во внимание стоимость монтажа. Есть еще одно важное обстоятельство — главные судовые двигатели мощностью более 1 МВт работают, как правило, на мазуте, и конструкция системы очистки газов должна это учитывать. Самое важное — обеспечить безопасную и надежную работу двигателя. Это, в частности, означает, что должен быть обеспечен достаточно большой срок жизни очистных устройств, причем отказ системы газоочистки не должен приводить к остановке двигателя. Надо осознавать, что работоспособность главного двигателя — важнейшее условие безопасности судна, поскольку безопасность бездвиженного судна подвергается серьезному риску, особенно вблизи берега.

Заключение

Вопрос о нормировании выбросов частиц судовыми двигателями является предметом обсуждения уже не один десяток лет. Термин «РМ» ассоциируется с вредоносным воздействием как на человеческий организм, так и на климат Земли. ИМО уже откликнулась на общественный запрос, введя ограничения на содержание серы в топливе, тем самым косвенно лимитируя

выбросы частиц. Глобальный план ограничения количества серы в топливе был принят MARPOL (в редакции 2008 г.). Лет пять назад ИМО присоединилась к всемирному обсуждению проблемы черного углерода, в попытках решить проблему его воздействия на Арктику, так как существующие модели земного климата не в состоянии объяснить масштабы влияния черного углерода на таяние льдов. Согласно последним исследованиям снижение альбедо оказывает на климат более серьезное воздействие, чем предполагалось ранее, а модели для прогнозирования погоды требуют непрерывной корректировки на основании последних исследований. Требуются также более точные данные о фактическом количестве выбросов ВС, чтобы можно было понять, какие именно факторы и параметры работы двигателей на него влияют. Имеются в виду нагрузка двигателя, качество топлива, состояние двигателя, и т. п.

Лишь после того как ИМО выяснит, что означали выбросы черного углерода для судоходства в 2015 г., данная проблема и ее возможное влияние соответствующих нормативных изменений на судостроение должны быть исследованы заново, «с чистого листа». Само по себе правильное определение ВС было несомненным достижением, однако это определение имеет один существенный недостаток. Имеющаяся в продаже аппаратура для измерения ВС разрабатывалась и использовалась для измерения «иммиссии» ВС. Это означает, что данная аппаратура дает правильные результаты лишь когда она используется там, где обеспечена достаточно большая степень разбавления отработавших газов воздухом, например, в Арктике. Мы пока не знаем, обеспечит ли она такую же точность при измерениях в дымовой трубе, где концентрация загрязнителей может быть на несколько порядков выше. Стандартной методики подобных измерений на сегодняшний день не существует. А это значит, что необходимо провести серии измерений с тем, чтобы набраться больше опыта, протестировать имеющуюся измерительную аппаратуру и сравнить результаты с теми, которые были получены при измерениях выбросов РМ традиционными методами.

Еще одна проблема при квантификации ВС состоит в том, что ВС определяется следующими четырьмя свойствами: способностью поглощать свет, жаростойкостью, нерастворимостью в воде и существованием в виде мелких сферических коагулятов углерода. Существующая аппаратура для измерений ВС не позволяет проводить такие измерения, применяя все четыре критерия одновременно. Значит, необходимы дополнительные исследования, которые бы включали испытания различных измерительных приборов, реагирующих

на разные отличительные признаки ВС, и последующую сверку результатов, которые должны быть достаточно близкими, или (в идеале) одинаковыми.

Обзор нормативных документов, действующих в других секторах транспортных двигателей, показал, что законодательства, ограничивающего выбросы ВС, до сих пор не существует. В других секторах действующие нормативные документы ограничивают выбросы РМ, при этом их предельно допустимый уровень зависит от характера применения транспортного средства (автомобили, поезда, внешосейные транспортные средства, и т. д.) — хотя очевидно общее движение в сторону ужесточения предельных выбросов РМ. Учитывая трудности, с которыми нам пришлось столкнуться в попытках измерить выбросы ВС от судоходства, было бы преждевременным делать какие-то прогнозы относительно возможных вариантов нормирования выбросов ВС в будущем.

Оптимальные технологии снижения выбросов ВС можно будет назвать, лишь выяснив, насколько каждая из них применима в судовых условиях. Так, например, если действующие нормативы ограничивают по преимуществу выброс крупных частиц, способ очистки ОГ должен быть иным, нежели в случае ограничения выбросов более мелких частиц.

Учитывая необходимость дальнейших исследований, касающихся нормирования выбросов ВС от судоходства, мы бы рекомендовали операторам использовать свои суда с максимально возможной эффективностью. Снижение расхода топлива уменьшает общий уровень выбросов, а оптимизация режимов работы двигателя ведет к снижению выбросов РМ и ВС.

DNV GL по-прежнему будет внимательно следить за всеми дискуссиями, касающимися черного углерода и твердых частиц, и готова консультировать по этому поводу любые заинтересованные организации.

Литература

1. Bond T.C., Doherty S.J., Fahey D.W., Forster P.M., Bernsten T., Deangelo B.J., et al. «Bounding the role of black carbon in the climate system: A scientific assessment». *Journal of Geophysical Research Atmospheres*. 2013. Vol. 118, pp. 5380–5552.
2. IPCC, Climate Change, The Physical Science Basis, 2013.
3. WHO, Fact sheet № 313 «Ambient (outdoor) air quality and health», 2014.
4. WHO, «Review if evidence on health aspects of air pollution», REVHIAAP Project, 2013.
5. Cassee F., «Particulate matter beyond mass: recent health evidence on the role of fractions, chemical constituents and sources of emission», *Inhalation Toxicology*. 2013, pp. 802–812.

6. Tuomisto J., «Uncertainty in mortality response to airborne fine particulate matter: Combining European air pollution experts» *Reliability Engineering and System Safety*. 2008, pp. 732–744.

7. Grahame T., «Public health and components of particulate matter: The changing assessment of black carbon», *Journal of the Air & Waste Management Association*. 2014, pp. 620–660.

8. Oeder S., «Particulate Matter from Both Heavy Fuel Oil and Diesel Fuel Shipping Emissions Show Strong Biological Effects on Human Lung Cells at Realistic and Comparable In Vitro Exposure Conditions», *PLoS*, 2015.

9. EEA European Environment Agency, «The impact of international shipping on European air quality and climate forcing», 2013.

10. Smith T.W.P., Jalkanen J.P., Anderson B.A., Corbett J.J., Faber J., Hanayama S., O'Keeffe E., Parker S., Johansson L., Aldous L., Raucci C., Traut M., Ettinger S., Nelissen D., Lee D.S., Ng S., Agrawal A., Winebrake J. and Hoen M. «Third IMO GhG Study 2014», International Maritime Organization (IMO), London, Uk, June 2014.

11. European Parliament and the Council of the European Union, Directive 2010/75 on industrial emissions (integrated pollution prevention and control), 2010.

12. European Committee for Standardization, EN 13284–1:2001 Stationary source emissions — determination of low range mass concentration of dust, 2002.

13. ISO 8178:2006, Reciprocating internal combustion engines — Exhaust emissions measurement, 2006.

14. M.H.M.G.C.R.B.D. Lack DA, «Characterizing elemental, equivalent black, and refractory black carbon aerosol particles: A review of techniques, their limitations and uncertainties», *Analytical and Bioanalytical Chemistry*. 2013. Vol. 406, pp. 99–122.

15. Arnott W.P., MoosmQller H., Rogers C.F., Jin T., Bruch R. «Photoacoustic spectrometer for measuring light absorption by aerosol: Instrument description», *Atmospheric Environment*. 1999. Vol. 33, pp. 2845–2852.

16. Kondo Y., Sahu L., Moteki N., Khan F., Takegawa N., Liu X, et al. «Consistency and Traceability of Black Carbon Measurements Made by Laser-Induced Incandescence, Thermal-Optical Transmittance, and Filter-Based PhotoAbsorption Techniques», *Aerosol Science and Technology*. 2011. Vol. 45, pp. 295–312.

17. Slowik J.G., Cross E.S., Han J-H, Davidovits P., Onasch T.B., Jayne J.T., et al. «An Inter-Comparison of Instruments Measuring Black Carbon Content of Soot Particles», *Aerosol Science and Technology*. 2007. Vol. 41, pp. 295–314.

18. Andreae M.O., Gelencser A. «Black carbon or brown carbon? The nature of light-absorbing carbonaceous aerosols», *Atmospheric Chemistry and Physics*. 2006. Vol. 6, pp. 3131–3148.

19. Zhi G., Chen Y., Xue Z., Meng F., Cai J., Sheng G., et al. «Comparison of elemental and black carbon measurements during normal and heavy haze periods: implications for research», *Environmental Monitoring and Assessment*. 2014. Vol. 186, pp. 6097–6106.

20. Sheridan P.J., Arnott W.P., Ogren J.A., Andrews E., Atkinson D.B., Covert D.S., et al. «The Reno Aerosol Optics Study: An Evaluation of Aerosol Absorption Measurement Methods», *Aerosol Science and Technology*. 2005. Vol. 39, pp. 116.

21. Snyder D.C., Schauer J.J. «An inter-comparison of two black carbon aerosol instruments and a semi-continuous elemental carbon instrument in the urban environment», *Aerosol Science and Technology*. 2007. Vol. 41, pp. 463–474.

22. Bond T.C., Doherty S.J., Fahey D.W., Forster P.M., Berntsen T., Deangelo B.J., et al. «Bounding the role of black carbon in the climate system: A scientific assessment», *Journal of Geophysical Research Atmospheres*. Vol. 118, pp. 5380–5552, 2013.

23. Hitzenberger R., Petzold A., Bauer H., Ctyroky P., Pouresmaeil P., Laskus L., et al. «Intercomparison of thermal and optical measurement methods for elemental carbon and black carbon at an urban location», *Environmental Science and Technology*. Vol. 40, pp. 6377–6383, 2006.

24. Watson J.G., Chow J.C., Chen L.-W.A. «Summary of methods and comparison studies for organic and elemental carbon: Implications for visibility and global warming», *Regional and Global Perspectives on Haze*, pp. 679–716, 2004.

25. Birch M.E., Cary R.A. «Elemental Carbon-Based Method for Monitoring Occupational Exposures to Particulate Diesel Exhaust», *Aerosol Science and Technology*. Vol. 25, pp. 221–241, 1996.

26. Kelly F.J. and Fussell J.C. Size, source and chemical composition as determinants of toxicity attributable to ambient particulate matter, *Atmospheric Environment*, 2012.

27. VDMA, Abgasgesetzgebung Diesel- und Gasmotoren, 2008.

28. Buchholz B. «Vorlesung Schiffsdieselmotoren», in Universität Rostock, Lehrstuhl fQr Kolben- und Stromungsmaschinen, Rostock, 2015.

29. «BVT-Merkblatt zu Abwasser- und Abgasbehandlung/-management in der chemischen Industrie», Berlin, 2003.

30. K.W.R.M. Dr. Holger Sinzenich, «Selektive katalytische Reduktion: Abgasnachbehandlung zur Verringerung von Stickoxidemissionen», 2014.

31. Muller L. «Characteristics and temporal evolution of particulate emissions from a ship diesel engine», *Applied Energy*. Vol. I, pp. 1–32, 2015.

32. Donnet J.-B. Carbon Black, 2nd ed., Mulhouse: Marcel Dekker Inc., 1993.

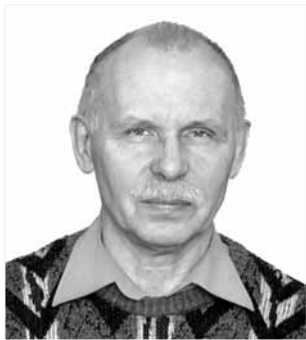
33. Bockhorn. «Soot formation in Combustion, Round Table Discussion. Springer Verlag, Heidelberg», 1991.

34. Pischinger. «Soot Formation and Oxidation in Diesel engines», RWTH Aachen, pp. 1–10, 1993.

35. Rabe R. «Potenziale einer Voreinspritzung zur Steuerung der Verbrennungsführung an schweroltaufigen Grolldieselmotoren», Rostock, 2014.

36. Scarpete P.D.E.D. «Diesel-Water Emulsion, an Alternative Fuel to Reduce Diesel Engine Emissions. A Review», *Machines, Technologies, Materials*, № 7/2013, July 2013.

ЮБИЛЕЙ!



Валентину Иннокентьевичу Иовлеву 70 лет!

**9 декабря 2018 года
исполнилось 70 лет**

**Валентину Иннокентьевичу Иовлеву,
кандидату технических наук,
директору ООО «Турбоком»**

Валентин Иннокентьевич после окончания Ленинградского политехнического института в 1972 г. поступил на работу в отдел агрегатов наддува Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ), где сформировались его профессиональные качества талантливого исследователя, организатора и исполнителя крупных научных проектов, связанных с развитием конструкций турбокомпрессоров для дизелей различного назначения.

Профессиональная деятельность В.И. Иовлева охватывала широкий круг вопросов, связанных с расчетами газодинамических процессов в проточных частях турбокомпрессоров, проектированием испытательных стендов, испытаниями турбин, исследованиями уплотнений, изобретательством и патентоведением.

В 1982 году он защитил кандидатскую диссертацию и вскоре возглавил отдел агрегатов наддува. После банкротства ЦНИДИ дальнейшее развитие научного потенциала и традиций коллектива Валентин Иннокентьевич продолжил в качестве директора созданного на базе отдела агрегатов наддува ООО «Турбоком».

В новых экономических условиях были продолжены исследования в области газовой и роторной динамики, вибропрочности элементов турбокомпрессоров и совместные работы с заводами-производителями дизелей по модернизации и ремонту турбокомпрессоров российского и иностранного производства, созданию турбокомпрессоров нового поколения.

*Коллектив ООО «Турбоком»
и редакция журнала «Двигателестроение»
поздравляют Валентина Иннокентьевича
с юбилеем и желают ему здоровья
и успехов в его научной
и производственной деятельности.*

УДК 621.43

Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В. Методика расчета герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизеля // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 3–7.

Ключевые слова: среднеоборотный дизель, элементы газового стыка, тепловое и напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, силовые шпильки, усилия затяжки, распределение давления в прокладке.

Представлена методика расчета герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизеля при назначенной величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек. В основу методики положен анализ теплового и напряженно-деформированного состояния элементов, образующих газовый стык, выполненный с применением объемных конечно-элементных моделей. Приведена оценка уровня напряжений в базовых деталях, формирующих газовый стык, и локального распределения давления по площади уплотняющей прокладки при различных усилиях затяжки силовых шпилек. Ил. 6. Библ. 5.

УДК 621.43.056

Пацей П.С., Галышев Ю.В. Влияние формы камеры сгорания и выпускных каналов на показатели газового двигателя // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 8–12.

Ключевые слова: газовый двигатель, искровое зажигание, бедная газовая смесь, форма камеры сгорания, геометрия впускных каналов, закрутка заряда, численное моделирование рабочего процесса.

Представлены результаты исследования влияния формы камеры сгорания и ориентации впускных каналов на турбулизацию и закрутку заряда, скорость сгорания обедненной газо-воздушной смеси, значения индикаторных и экологических показателей газового двигателя. Выполнено математическое моделирование внутрицилиндровых процессов при сгорании газового топлива. Показано, что замена одного из двух штатных впускных каналов на тангенциальный позволяет создать в камере сгорания вихревое движение, увеличить турбулентность и скорость горения обедненной газо-воздушной смеси, что обеспечивает повышение эффективного КПД. Моделирование процессов в камере сгорания выполнено с использованием программы Ansys Forte. Табл. 1. Ил. 3. Библ. 25.

УДК 621.43

Лиханов В.А., Лопатин О.П. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 13–17.

Ключевые слова: высокооборотные дизели, биотопливо, метанол, этанол, спирто-топливная эмульсия, этиловый эфир рапсового масла, снижение вредных выбросов с отработавшими газами.

Обоснованы и экспериментально подтверждены преимущества и эффективность применения биотоплива различного состава в целях снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами малоразмерных высокооборотных дизельных двигателей. Разработаны рецептуры оптимального состава спирто-топливных эмульсий на основе водного раствора метилового (МТЭ) и этилового (ЭТЭ) спиртов, а также топливной смеси из метанола и метилового эфира рапсового масла (МЭРМ). Показано, что работа двигателей размерности Ч11/12,5 и Ч10,5/12 на альтернативных биотопливах обеспечивает сокращение выбросов вредных веществ с отработавшими газами в следующих пределах: по NO_x — на 30–47 %, по CO — на 30–48 %, по дымности ОГ — в несколько раз. Снижение содержания углерода в составе альтернативных биотоплив обеспечивает сокращение выбросов углекислого газа (CO_2) более чем на 10 %. Табл. 3. Ил. 4. Библ. 10.

УДК 55.42.03; 55.03.01

Задорожная Е.А., Маслов А.П., Левцов М.В. Методология формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 18–23.

Ключевые слова: двигатели внутреннего сгорания, единое информационное пространство, силовые модули и их элементы, технологии CALS / ИПИ, прогностическое моделирование.

Приведено описание методологии формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей на основе поршневых ДВС. На примере оптимизации конструкции шатуна W-двигателя показано, что архитектура информационного пространства может быть использована для разработки и совершенствования конструкций различных типов двигателей с учетом конкретных производственных требований и условий эксплуатации на этапе проектирования. Внедрение информационной системы позволит значительно снизить стоимость производства новых продуктов, быстро реагировать на изменения рынка и потребности заказчиков, а также создавать конкурентоспособные силовые модули с широким участием отечественных специалистов. Ил. 8. Библ. 25.

УДК 621.436.12.13

Сорокин В.А. Проблемы реновации судовых ДВС // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 24–30.

Ключевые слова: судовые ДВС, объекты реновации, ресурсосбережение, восстановительный ремонт, вторичный жизненный цикл, утилизация.

Сформулированы основные положения и проблемы процессов реновации судовых ДВС и их элементов, не выработавших назначенный ресурс как формы их утилизации с частичным возвратом затраченных материальных и энергетических ресурсов при постройке судна. Рассмотрены основные этапы производственного процесса реновации судовых ДВС и их элементов как совокупность работ по восстановлению потребительских свойств объектов реновации для возможного их использования в новых жизненных циклах. Показано, что развитие процессов реновации позволяет экономить сырье, материалы, энергоресурсы, а также снижать негативное влияние на окружающую среду. Табл. 1. Библ. 11.

УДК 62-79

Нечаев В.В., Головкин К.В. Метод оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя по величине давления газов в картере // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 31–34.

Ключевые слова: автомобильные ДВС, диагностирование, прокрутка коленчатого вала, цилиндропоршневая группа, неплотность сопряжений, давление газов в картере, браковочные критерии.

Выполнен анализ экспресс-методов технического диагностирования цилиндропоршневой группы поршневого двигателя, выявлены основные недостатки и пути их устранения. Приведено описание метода диагностирования состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателя автомобильной техники при холодной холостой прокрутке коленчатого вала. Метод основан на измерении давления газа в картере неработающего двигателя, значение которого зависит от суммарной величины неплотностей в сопряжении зеркало цилиндра-поршневое кольцо-поршень. На основании результатов апробации метода при диагностировании двигателей с различным ресурсом предложены значения браковочных критериев. Табл. 1. Ил. 2. Библ. 4.

УДК 355.673:621.182/621.18

Смирнов А.В., Бондарев А.В., Александров С.В. Экспериментальные исследования сжигания твердого топлива в комбинированных установках энергообеспечения с активными котлами-утилизаторами // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 35–39.

Ключевые слова: Дизель-генератор, отработавшие газы, утилизация тепла, активный котел-утилизатор, горение твердого топлива, высокотемпературный кипящий слой.

Выполнены экспериментальные исследования автономной комбинированной установки выработки электроэнергии дизель-генератором и тепла активным котлом-утилизатором, работающим на твердом топливе. Утилизация тепла отработавших газов дизеля осуществляется за счет их подачи в топку котла высокотемпературного кипящего слоя. Получены экспериментальные данные изменения коэффициента полезного действия котла, экономии твердого топлива, установлены предельные значения коэффициента избытка кислорода в зависимости от объема отработавших газов, подаваемых в топку котла-утилизатора. Сравнение теоретических и экспериментальных данных представлено в графической форме и демонстрирует хорошую сходимость. Ил. 12. Библ. 4.

УДК 621.43

Нормирование вредных выбросов судовыми двигателями. Состояние и перспективы. (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2018. — № 4. — С. 40–53.

Ключевые слова: Судовые дизели, зоны контроля выбросов, стандарт IMO Tier III, черный углерод, твердые частицы, методы измерения, перспективы нормирования

Дискуссии о целесообразности назначения в ближайшей перспективе новых зон контроля выбросов (ЕСА), где выбросы NO_x судовыми дизелями должны быть снижены на 80 %, не прекращаются на всех научных собраниях специалистов отрасли двигателестроения. Попытка глобального ввода в действие нормативов IMO Tier III пока не увенчалась успехом из-за инфраструктурной, технологической и организационной неготовности судостроителей, судоходных компаний и портов к эксплуатации и обслуживанию судов с двигателями, соответствующими этим требованиям. Анализ проблем судовладельцев при введении нормативов IMO Tier III в Балтийском и Северном морях с 01.01.2021 г., представлен в докладе компании «NSB Niederelbe Schifffahrtsgesellschaft mbH & Co. KG» (Германия).

Аналитический обзор, посвященный перспективам нормирования в зонах ЕСА выбросов черного углерода (BC), входящего в состав твердых частиц (PM), подготовлен объединенным классификационным обществом DNV & GL. Тематика дискуссий в комитете защиты морской среды IMO по данной проблеме включает вопросы выбора методов измерения выбросов PM/BC от судовых двигателей, а также разработку первоочередных мер по их сокращению. Ил. 7. Библ. 50.

UDC 621.43

Chainov N.D., Krasnokutsky A.N. and Kapshukov A.V. Analysis of a gas joint in a high-powered medium-speed diesel engine for leak-tightness // *Dvigatlestroyeniye*. — 2018. — № 4. — P. 3–7.

Keywords: Medium-speed diesel engine, gas joint components, mechanical and thermal stresses, finite element method, tie rods, pull-force, pressure distribution in a gasket.

A method is offered for analysis of a gas joint a high-powered medium-speed diesel engine for leak-tightness, when a known pull-force is exerted to the tie rods. The method in question is based on FEM analysis of mechanical and thermal stresses in gas joint components. Stress magnitudes in gas joint components are evaluated, as well as local pressure distribution in a gasket vs. tie rod pull-force. 6 ill., 5 ref.

UDC 621.43.056

Patsey P.S. and Galyshev Yu.V. Gas engine performance as a function of geometry of combustion chamber and outlet ducts // *Dvigatlestroyeniye*. — 2018. — № 4. — P. 8–12.

Keywords: gas engine, spark ignition, lean combustible mixture, combustion chamber geometry, outlet duct geometry, fuel charge swirl, numerical simulation of combustion process.

The authors investigated dependence of such parameters as charge turbulization & eddy formation, velocity of fuel/air mixture combustion, indicating and environmental performance of a gas engine on combustion chamber geometry and inlet duct orientation. Numerical simulation of combustion process was carried out. Then one of two inlet valves was replaced with tangential-type one, in order to induce swirls, increase flow turbulence and combustion velocity, which, in turn, results in higher fuel efficiency. Combustion process was simulated with Ansys Forte code.

1 table, 3 ill., 25 ref.

UDC 621.43

Likhanov V.A. and Lopatin O.P. Biofuel as a means to improve diesel engine performance // *Dvigatlestroyeniye*. — 2018. — № 4. — P. 13–17.

Keywords: high-speed diesel engine, biofuel, methanol, ethanol, spirit-fuel emulsion, rapeseed oil ether, improvement of emission performance.

Biofuel is shown as a means to substantially improve emission performance of a small high-speed diesel engine. The authors offered optimum compositions of spirit-fuel emulsions of ethyl and methyl alcohol, as well as those consisting of methanol and rapeseed oil methyl ether. As far as diesel engines D/S = 11/12,5 and D/S = 10,5/12 are concerned, change from conventional to alternative fuels results in emission reducing as follows: NO_x — by 30–47 %, CO — by 30–48 %, smoke (FSN) — several times as low. Due to lower carbon contents, using biofuel results in decrease in CO₂ emissions by more than 10% (as compared with conventional fuel). 3 tables, 4 ill., 10 ref.

UDC 55.42.03; 55.03.01

Zadorozhnaya E.A., Maslov A.P. and Levtsov M.V. Shaping of unified information space for the development of power modules, using CALS technologies // *Dvigatlestroyeniye*. — 2018. — № 4. — P. 18–23.

Keywords: reciprocating engine, unified information space, power units and their components, CALS technologies, predictive modelling.

A method is described of how to form unified information space for designing power units built around reciprocating engines. Optimization of W-engine connecting rod is taken as an example of CALC usage for diesel engine development, taking account of its application and manufacturing methods. CALC implementation allows to considerably reduce costs of new products, rapidly respond to market demand and customers' needs, and develop competitive power units. 8 ill., 25 ref.

UDC 621.436.12.13

Sorokin V.A. Renovation of marine diesel engines: issues // *Dvigatlestroyeniye*. — 2018. — № 4. — P. 24–30.

Keywords: marine diesel engines, candidates for renovation, resource saving, renewal, secondary life cycle, utilization.

Basic principles and problems are set forth of renovation of marine diesel engines and their components whose usefulness is not yet outlived, as a form of their utilization so as material and energy resources involved in their production would be partially recovered. Main stages of renovation are considered as sequence of jobs targeted at recovery of consumer properties of items under renovation to an extent allowing their further operation in new life cycles. More extensive renovation is shown as a driver of energy & material saving and mitigation of environmental impact.

1 table, 11 ref.

UDC 62-79

Nechaev V.V. and Golovko K.V. Crankcase gas pressure as an indicator of sleeve assembly soundness // *Dvigatlestroyeniye*. — 2018. — № 4. — P. 31–34.

Keywords: automobile engine, diagnostics, cranking, sleeve assembly, leak-tightness, crankcase gas pressure, non-conformance criteria.

Rapid methods of sleeve assembly testing for leak-tightness are compared. The article is focused on the cranking method. The method is based on measurement of crankcase gas pressure during cranking, which pressure depends on gas leak rate through the clearance between sleeve and piston / piston ring. The method was tested on engines with different life cycles. Based on the test results, non-conformance criteria have been derived.

1 table, 2 ill., 4 ref.

UDC 355.673:621.182/621.18

Smirnov A.V., Bondarev A.V. and Alexandrov S.V. Experimental investigation of firing solid fuel in hybrid power plants featuring active waste heat boilers // *Dvigatlestroyeniye*. — 2018. — № 4. — P. 35–39.

Keywords: Diesel-generator, exhaust gas, heat recovery, active waste heat boiler, combustion of solid fuel, high-temperature fluidized bed.

The experiment was carried out on stand-alone combined-cycle power plant featuring diesel-generator and active waste heat boiler operating on solid fuel. Waste heat was recovered by feeding exhaust gas to high-temperature fluidized bed of a waste heat boiler. The test allowed to derive values of increase in boiler efficiency, solid fuel saving, and upper limit of excess oxygen ratio as a function of exhaust gas flowrate to the waste heat boiler. The test results largely agreed with respective calculated values.

12 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Exhaust emissions from ships. Regulatory issues. Current situation and prospects. (based on CIMAC-2016 papers) // *Dvigatlestroyeniye*. — 2018. — № 4. — P. 40–53.

Keywords: Marine engines, controlled emission zones, IMO Tier III, black carbon, particulates, measurement methods, regulatory outlook

Appropriateness of expectable new controlled emission zones (ECA), where upper limit of NO_x emissions from ships should be decreased by 80%, remains to be one of the most arguable issues discussed by engine specialists.

Global coming into force of IMO Tier III requirements was not a success, because shipbuilders, ship owners and port authorities found themselves unready as yet to operate and serve ships powered by engines meeting the above requirements. Problems faced by ship owners when IMO Tier III entries into force for Baltic and Northern seas since 01.01.2021 are presented in paper prepared by Schiffahrtsgesellschaft GmbH & Co KG (Germany).

A regulatory outlook for emissions of black carbon (BC), which is one of particulate matter (PM) compositions, is prepared by DNV & GL Classification Society. Subject matter of discussions in IMO Committee concerning this problem includes methods of measuring PM/BC emissions from ships and most urgent measures for their abatement.

7 ill., 50 ref.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2018 год

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Румб В.К., Хоанг Ван Ты. Особенности расчета осевых колебаний судовых валопроводов (№ 1. С. 3–7).
2. Пономарев А.С., Метелев А.А., Абызов О.В., Елизаров К.Э., Давыдов А.А. Повышение технико-экономических показателей дизеля 3МЗ-51432.10CRS за счет применения электронной системы управления отечественного производства (№ 1. С. 8–12).
3. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях — развитие научного направления в МГТУ им. Н.Э. Баумана (№ 1. С. 13–15).
4. Мягков Л.Л., Сивачев С.М., Стрижов Е.Е., Чирский С.П. Топологическая оптимизация поршня высокофорсированного дизеля (№ 2. С. 3–10).
5. Плескачевский Ю.Г., Дружинин П.В., Шерстнёв А.В. Бинарный рабочий цикл — новое техническое решение в ДВС (№ 2. С. 11–14).
6. Малозёмов А.А., Кукис В.С., Гимазетдинов Р.Р. Разработка математической модели и программного обеспечения для имитационного моделирования поршневых ДВС (№ 3. С. 3–9).
7. Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В. Методика расчета герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизеля (№ 4. С. 3–7).
8. Пацев П.С., Галышев Ю.В. Влияние формы камеры сгорания и выпускных каналов на показатели газового двигателя (№ 4. С. 8–12).

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. Галиев Р.К., Гаффаров Г.Г., Гаффаров А.Г., Коваленко С.Ю. Обеспечение надежности газовых двигателей ПАО КамАЗ применением модернизированных турбокомпрессоров ТКР 7С-6 (№ 2. С. 15–19).
2. Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И. Повышение эффективности работы двигателя на низких нагрузках за счет оптимизации системы наддува (№ 2. С. 20–28).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

1. Пунда А.С., Гурьев Ю.Г. Исследование рабочего процесса двухтактных двухтопливных судовых дизелей для крупнотоннажных морских судов (№ 2. С. 29–34).
2. Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н., Захаров Е.А. Влияние добавок свободного водорода на экологические показатели роторно-поршневого двигателя (№ 2. С. 35–38).
3. Лиханов В.А., Лопатин О.П. Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива (№ 4. С. 13–17).

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. Иванов Д.А., Зюкин В.С., Колосков А.А. Изменение механических свойств элементов конструкции авиационной техники под действием нестационарных дозвуковых воздушных потоков (№ 3. С. 10–13).

ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ

1. Задорожная Е.А., Маслов А.П., Левцов М.В. Методология формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий (№ 4. С. 18–23).

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. Плотников С.А., Зубакин А.С. Анализ процесса сгорания генераторного газа и его смеси с бензином в поршневом двигателе (№ 3. С. 14–18).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Иванов А.К., Галышев Ю.В. Оценка влияния эксплуатационных факторов на эффективность работы нейтрализатора автомобильного бензинового двигателя (№ 1. С. 16–19).
2. Иванченко А.А., Ватолин Д.С. Опыт эксплуатации двухтопливных дизелей MAN L51/60DF (№ 1. С. 20–26).
3. Сорокин В.А. Проблемы реновации судовых ДВС (№ 4. С. 24–30).
4. Нечаев В.В., Головкин К.В. Метод оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя по величине давления газов в картере (№ 4. С. 31–34).

АЛЬТЕРНАТИВНАЯ ЭНЕРГЕТИКА

1. Сайданов В.О., Ландграф И.К., Касаткин М.А. Энергетические установки на основе топливных элементов (окончание) (№ 1. С. 27–29).

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

1. Бондарев А.В., Морозов Б.И., Смолинский С.Н., Росляков Е.М. Сравнительная оценка эффективности капитальных вложений при модернизации систем теплоснабжения на основе теории производственных функций (№ 1. С. 30–33).
2. Смирнов А.В., Бондарев А.В., Александров С.В., Болбышев Э.В. Разработка дизельных теплоэлектростанций с активными котлами-утилизаторами высокотемпературного кипящего слоя (№ 3. С. 19–23).
3. Бондарев А.В., Болбышев Э.В., Смирнов А.В. Автоматизация угольных котлов малой мощности с топками высокотемпературного кипящего слоя и рециркуляцией дымовых газов (№ 3. С. 24–28).
4. Смирнов А.В., Бондарев А.В., Александров С.В. Экспериментальные исследования сжигания твердого топлива в комбинированных установках энергоснабжения с активными котлами-утилизаторами (№ 4. С. 35–39).

ГИПОТЕЗЫ И ДИСКУССИИ

1. Дунаев А.В., Пустовой И.Ф. Механизмы образования триботехнических покрытий при использовании геомодификаторов трения (№ 3. С. 29–34).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Развитие топливной аппаратуры для двухтопливных двигателей (материалы конгресса CIMAC-2016) (№ 1. С. 34–58).
2. Совершенствование подшипников скольжения в системе коленвала поршневого двигателя (материалы конгресса CIMAC-2016) (№ 2. — С. 39–52).
3. Новые технологии в двигателестроении (материалы конгресса CIMAC-2016) (№ 3. С. 35–54).
4. Нормирование вредных выбросов судовыми двигателями. Состояние и перспективы (материалы конгресса CIMAC-2016) (№ 4. С. 40–53).

КОНФЕРЕНЦИИ И ВЫСТАВКИ

1. Научно-практическая конференция «Современные тепло-энергетические установки — проблемы и перспективы развития». Конференция посвящена 115-летию со дня рождения профессора А.Н. Ложкина, основателя кафедры двигателей и тепловых установок. Военный институт (инженерно-технический) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева. (№ 2. С. 38).
2. Всероссийский форум «Двигатель России». Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого Сессия «Развитие силовых установок для морского и речного транспорта» (№ 4. 2 стр. обложки).