

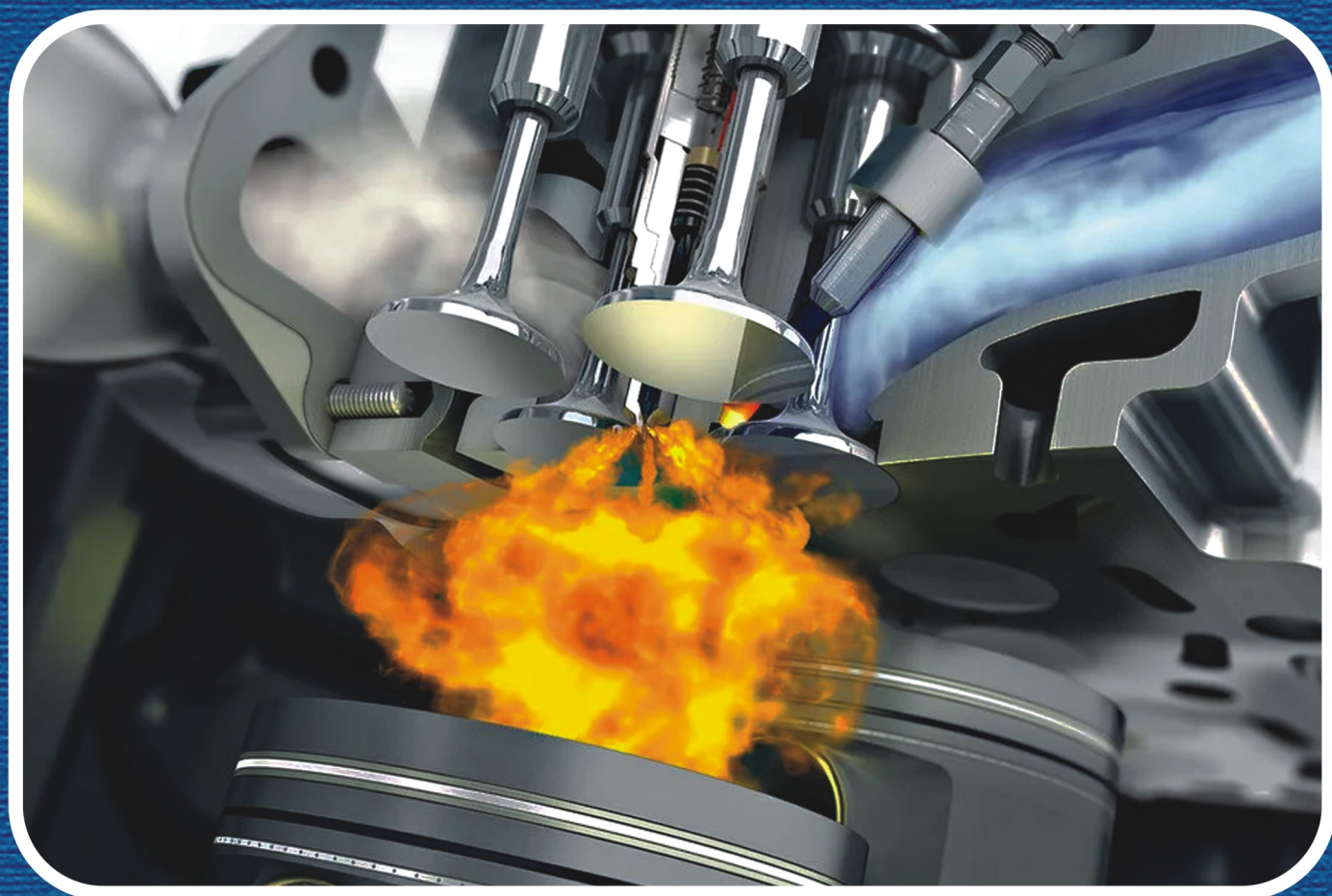
Санкт-Петербург

Индекс 70259

ISSN 0202-1633

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

4 (286) октябрь–декабрь 2021 **DVIGATELESTROYENIYE**





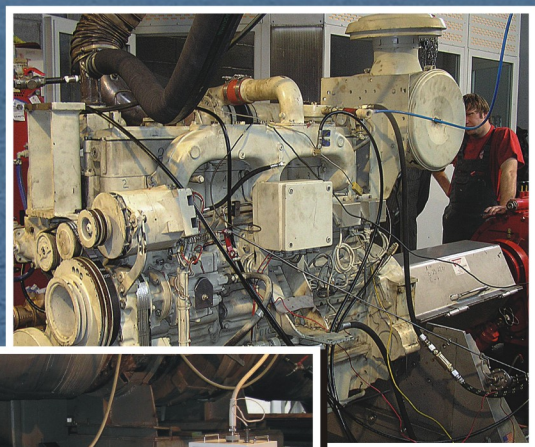
НПФ «Экология»

Сертификационные испытания двигателей на стенде и на борту судна

Лаборатория контроля вредных выбросов ДВС (НПФ «Экология») проводит испытания судовых двигателей на соответствие требованиям Международной морской организации (ИМО) и ГОСТ Р с оформлением необходимой технической документации (технических файлов).

- 20-летний опыт испытаний и освидетельствований
- Более 200 сертифицированных двигателей
- Признание в системе МАКО

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



Признание
технической компетентности



ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

№ 4 (288)
октябрь–декабрь 2021

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
<i>Калиниченко В.В., Буров С.В., Кондаков К.В.</i> Создание газового двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового тепловоза	3 <i>Kolesnichenko V.V., Burov S.V. and Kondakov K.V.</i> Engine-generator type 9GMG for shunting locomotives
<i>Абызов О.В., Метелев А.А.</i> Исследование индикаторного процесса двухтактного двигателя с противоположно-движущимися поршнями	8 <i>Abyzov O.V. and Metelev A.A.</i> Analysis of indicated diagrams of two-stroke engine with opposite-moving pistons
<i>Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В., Гонтарев К.А.</i> Формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения для W-образного двигателя с прицепными шатунам	16 <i>Maslov A.P., Rozhdestvensky Yu.V., Levtsov M.V. and Gontarev K.A.</i> Electro-hydraulic valve control system for W-engine with slave connecting rods
СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ	ENGINE SYSTEMS AND UNITS
<i>Андрусенко С.Е., Фролов М.В., Фофанов А.В.</i> Адаптивная система управления рабочим процессом газопоршневого двигателя внутреннего сгорания	22 <i>Andrusenko S.E., Frolov M.V. and Fofanov A.V.</i> Adaptive control system for operation of gas reciprocating engine
АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ	ALTERNATIVE ENGINE TYPES
<i>Петров А.И.</i> К вопросу оптимизации теплообменного контура двигателя Стирлинга	28 <i>Petrov A.I.</i> Alternative optimization of Stirling engine heat exchange loop
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Развитие газовых двигателей (по материалам конгресса CIMAC)	31 Development of gas engines (based on CIMAC Proceedings)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	54 Synopsis
Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2021 год	56 List of articles published in magazine for year 2021

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

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

НИИ

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

ВУЗЫ

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

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

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

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

Выпускающий редактор — Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела — Г.В. Мельник
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 02.12.2021
Подписано в печать 23.12.2021
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 418. Тираж 500 экз.
Цена договорная

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

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

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

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2021. № 4 (286)

СОЗДАНИЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА 9ГМГ ДЛЯ МАНЕВРОВОГО ГАЗОТЕПЛОВОЗА

*В.В. Калиниченко, к.т.н., С.В. Буров, инж., К.В. Кондаков, инж.
ООО «Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ»*

Специалистами АО «Коломенский завод» и ООО «Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ» разработан и испытан поршневой газовый двигатель-генератор 9ГМГ для маневрового газотепловоза работающего на сжиженном природном газе. Определен основной состав оборудования и конструкция газовых двигателей нового поколения, где в качестве прототипа использован серийный дизельный двигатель 8ЧН26/26 типа Д49, что позволило получить унификацию деталей и компонентов двигателей более чем на 80 %. В конструкции двигателя осуществляется внутренний способ смесеобразования. Для проведения испытаний газовых двигатель-генераторов построен современный испытательный стенд, оснащенный всем необходимым оборудованием для контроля параметров работы двигателя и поддержания заданных режимов работы. При испытаниях получен расход газового топлива, сопоставимые по тепловому эквиваленту с расходом дизельного топлива, что позволяет снизить на 30–40 % эксплуатационные затраты на топливо при использовании газотепловозов на сжиженном природном газе. Так же достигнуто значительное улучшение экологических показатели двигателя со снижением выбросов CO_2 до 50 % по сравнению с дизельным двигателем.

Учитывая мировую тенденцию использования природного газа в качестве моторного топлива в рамках Государственной программы Российской Федерации «Внедрение газомоторной техники с разделением на отдельные подпрограммы по автомобильному, железнодорожному, морскому, речному, авиационному транспорту и технике специального назначения» по соглашению с Министерством промышленности и торговли Российской Федерации специалистами машиностроительного предприятия АО «Коломенский завод» совместно с ООО «Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ» выполнены работы по созданию газового двигатель-генератора с искровым зажиганием для маневровых газотепловозов.

В 2018 году были начаты работы по созданию газового двигатель-генератора для маневрового



газотепловоза типа ТЭМ-29.

Для минимизации расходов, материалов и временных затрат на разработку газового двигатель-генератора проектирование разделили по определенным задачам, выполнение которых позволило спроектировать газовый двигатель-генератор в кратчайшие сроки.

Основные задачи, поставленные при проектировании двигатель-генератора:

1. Использовать серийный дизельный двигатель типа Д49 в качестве прототипа;
2. В качестве топлива необходимо применить сжиженный природный газ с содержанием метана более 95 %;
3. Обеспечить полную мощность двигателя не менее 940 кВт при номинальной частоте вращения 1000 об/мин;
4. Обеспечить расход топливного газа на режиме полной мощности, не более 186 кг/ч;
5. Обеспечить расход топливного газа на холостом ходу, не более 18 кг/ч;
6. Обеспечить показатели выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов в соответствии с требованиями, применяемыми к дизельным двигателям для маневровых тепловозов.
7. Обеспечить показатели надежности с периодом необслуживаемой работы 480 часов при сроке службы двигателя 25 лет.
8. Обеспечить возможность компоновки двигателя в маневровом тепловозе капотного исполнения.

Выполнение работ по созданию газового двигателя-генератора

Для решения вышеуказанных задач был использован опыт проектирования газовых двигатель-генераторов серии 6ГМГ и 8ГМГ для электростанций на базе двигателя типа Д49. Для сокращения сроков и стоимости работы выполнение проекта разделили на следующие этапы:

1. Выбор способа смесеобразования и типа исполнения топливной системы;
2. Конвертирование серийно выпускаемого дизельного двигателя в газовый двигатель;
3. Проектирование и изготовление испытательного стенда;
4. Анализ результатов испытаний и разработка предложений по доработке конструкции;
5. Определение направлений применения газовых двигателей для различных отраслей энергетического комплекса в Российской Федерации и за рубежом.

Выбор способа смесеобразования и типа исполнения топливной системы для конвертирования двигателя

При выполнении этапа были проработаны два способа конвертирования серийного дизельного двигателя в газовый с различной организацией подвода газового топлива и образования газозвдушной смеси, наиболее широко применяемые в мировой практике [1].

Первый способ — внешнее смесеобразование при подаче топливного газа на вход патрубка компрессора. Такой способ имеет существенные недостатки для транспортного двигателя выраженные в повышении коэффициента остаточных газов в камере сгорания из-за уменьшения продувки двигателя, снижении надежности и безопасности двигателя из-за повышения опасности утечки газозвдушной смеси из впускного тракта двигателя, опасности выброса газозвдушной смеси в выпускной коллектор при сбросах нагрузки, увеличение времени переходных процессов. Преимуществами данного способа являются: обеспечение высокой степени гомогенности смеси при смешивании газа и воздуха в компрессоре, упрощенное управление исполнительными механизмами за счет минимального количества исполнительных элементов топливной системы.

Второй способ — внутреннее смесеобразование газозвдушной смеси с подачей газа на такте впуска в цилиндры двигателя с применением быстроедействующих электромагнитных клапанов подачи газа установленных для каждого цилиндра. Этот способ позволяет повысить надежность и безопасность двигателя за счет исключения наличия газа во впускном тракте двигателя и осуществления продувки цилиндров двигателя, а также обеспечить высокий уровень приемистости

в переходных режимах работы при резком увеличении нагрузки на двигатель-генератор. Недостатками данного способа является увеличение количества соединений газотопливного трубопровода при использовании электромагнитных газовых клапанов установленных для каждого цилиндра двигателя и сложность обеспечения подачи малых расходов газа на холостом ходу и малых нагрузках.

Так как для силовой установки маневрового газотепловоза наиболее важным является обеспечение высокого уровня приемистости на переходных режимах работы, то в качестве метода конвертирования силовой установки для маневрового газотепловоза выбран способ с внутренним смесеобразованием газозвдушной смеси.

Конвертирование серийно выпускаемого дизельного двигателя в газовый двигатель

Для минимизации затрат в качестве базового двигателя для конвертирования был принят дизельный двигатель типа Д49. Двигатели этого типа широко применяются в железнодорожном транспорте, имеют развитую сеть обслуживания, высокую надежность в эксплуатации и позволяют обеспечить компоновку двигателя в маневровом тепловозе капотного исполнения.

Учитывая требования ОАО «Российские железные дороги» для маневровых газотепловозов за прототип принят серийный 8-цилиндровый V-образный двигатель 8ЧН26/26 типа Д49 для конвертирования которого были разработаны и установлены следующие узлы и системы двигатель-генератора:

- чашеобразная форма камеры сгорания в поршне с пониженной степенью сжатия для обеспечения стабильного рабочего процесса и равномерного сгорания газозвдушной смеси;
- система регулирования давления наддувочного воздуха в ресивере с электроуправляемой воздушной заслонкой;



Рис. 1. Газовый двигатель-генератор 9ГМГ

➤ система подачи топливного газа с электроуправляемой газовой заслонкой и быстродействующими электромагнитными дозирующими газовыми клапанами, установленными индивидуально на каждом цилиндре двигателя, для обеспечения количественного регулирования подачи газового топлива;

➤ электронная система зажигания, обеспечивающая возможность изменения угла опережения зажигания в соответствии с режимом работы двигателя;

➤ система контроля детонации для обеспечения защиты от возникновения явлений детонационного сгорания газозоудшной смеси в цилиндрах двигателя;

➤ система контроля коэффициента избытка воздуха в отработавших газах;

➤ новый тяговый агрегат, для уменьшения массовых и габаритных показателей двигатель-генератора.

Разработанный газовый двигатель-генератор получил заводское обозначение 9ГМГ (8ГЧН26/26) (рис. 1) при этом унификация деталей и узлов с двигателями, выпускаемыми АО «Коломенский завод», составляет более 80 %.

Основные параметры двигателя, полученные при проведении испытаний на специализированном стенде приведены в таблице.

Параметры газового двигатель-генератора 9ГМГ

Параметр	Значение
Номинальная мощность двигателя, кВт	940
Номинальная мощность двигатель-генератора, кВт	890
Частота вращения коленчатого вала, об/мин: при полной мощности; минимально устойчивая.	1000 450
Удельный расход топливного газа двигателя при 100 % нагрузке, кг/кВт·ч (м³/кВт·ч)	0,198 (0,281)
Удельный расход топливного газа двигатель-генератора при 100 % нагрузке, кг/кВт·ч (м³/кВт·ч)	0,209 (0,297)
Расход газа, кг/ч (м³/ч) при полной мощности на холостом ходу	186 (264) 18 (25)
Габаритные размеры газового двигатель-генератора, мм длина; ширина; высота.	4975 1620 2575
Масса газового двигатель-генератора (сухая), кг, не более	19 000
Назначенное время работы до первой плановой переборки, час	32 000
Срок службы двигатель-генератора, лет	25

Испытательный стенд

Для обеспечения требований серийного производства и проведения испытаний газовых двигатель-генераторов на АО «Коломенский завод» был построен современный специализированный испытательный стенд (рис. 2, 3) оснащенный всем необходимым оборудованием для проведения испытаний газовых двигатель-генераторов и их сертификации в соответствии с требованиями ОАО «Российские железные дороги».

Системы и оборудование стенда позволяют имитировать системы тепловоза и поддерживать в автоматическом режиме заданные параметры работы систем обслуживания двигатель-генератора, выполнять автоматическое управление нагрузкой на двигатель-генератор, а также вести автоматическую регистрацию всех необходимых параметров работы двигатель-генератора при испытаниях.

Для минимизации материальных затрат при проведении испытаний на стенде вместо сжиженного природного газа (СПГ) принято решение применить компримированный природный газ (КПГ) из магистральной газовой сети, идентичный по химическому составу с СПГ. При этом система газоснабжения стенда обеспечивает избыточное давление КПГ на входе в двигатель 0,295 МПа (3 кг/см²), что имитирует работу



Рис. 2. Рабочее место инженера-испытателя испытательного стенда



Рис. 3. Испытательный стенд с установленным газовым двигатель-генератором

оборудования подготовки газа, предназначенного для установки на тепловозе.

В 2020 году были проведены испытания двигатель-генератора 9ГМГ на специализированном стенде, в результате которых получено подтверждение проектных рабочих параметров газового двигателя.

Стендовые испытания двигатель-генератора

До установки газового двигатель-генератора на тепловоз были проведены стендовые испытания, во время которых выполнена настройка новой системы управления двигатель-генератором осуществляющей: контроль собственного оборудования; сбор и обработку информации с датчиков двигатель-генератора; выполнение аварийно-предупредительной сигнализации и защит двигателя, регулирование частоты вращения; регулирования давления наддувочного воздуха формирование и управление искрой зажигания; контроль коэффициента избытка воздуха в отработавших газах; обнаружение детонационного сгорания в цилиндрах двигателя и принятие мер по защите от детонации. Данный способ защищен патентом РФ RU 2 695 583 [2].

В системе управления по сигналам от имитатора контролера тепловоза выполняется настройка значений частот вращения и мощностей в соответствии с заданием (рис 4).

Для обеспечения устойчивости работы на режимах с изменением частоты вращения и резкими наборами нагрузки разработан специальный алгоритм согласования изменения подачи топливного газа быстродействующими электромагнитными газовыми клапанами и регулирования давления наддува путем управления воздушной дроссельной заслонкой с одновременным контролем коэффициента избытка воздуха в отработавших газах.

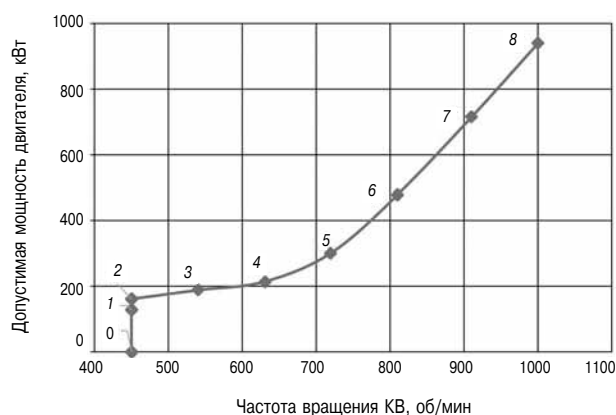


Рис 4 Изменение мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя по позициям контролера. (Цифрами обозначены позиции контролера)

При этом за счет регулирования давления газа перед быстродействующими электромагнитными газовыми клапанами по сигналу датчика давления воздуха в ресивере двигателя достигается равномерность подачи топлива газовыми клапанами по цилиндрам.

В результате доводочных работ получен расход топливного газа менее 18 кг/ч при работе на холостом ходу, что позволит существенно снизить эксплуатационные расходы на топливо, поскольку в маневрово-вывозном режиме тепловозы до 80 % времени работают на холостом ходу.

При настройке системы контроля коэффициента избытка воздуха в отработавших газах для каждого режима по позициям контролера определены допустимые значения сигнала от лямбда-зонда установленного за турбиной турбокомпрессора. При этом система управления позволяет производить настройку поддержания заданного значения коэффициента избытка воздуха в отработавших газах (λ) по показаниям лямбда-зонда. Поддержание заданного значения коэффициента избытка воздуха в отработавших газах осуществляется системой регулирования давления наддувочного воздуха путем управления положением воздушной заслонки, установленной за компрессором.

При проведении стендовых испытаний двигатель-генератора получен расход газообразного топлива, который сопоставим с расходом дизельного топлива аналогичным дизельным двигателем (типа 1-ПДГ4Д4 производства ПО «Пензадизельмаш»). Учитывая более высокую мощность и увеличение полезной нагрузки при установке на тепловозе двигателя 9ГМГ вместо дизельного двигателя 1-ПДГ4Д4, а также, то что стоимость сжиженного газового топлива (СПГ) значительно меньше дизельного топлива, среднее годовая экономия на стоимости топлива при использовании двигатель-генератора 9ГМГ составит от 30 до 45 %.

При этом показатели выбросов вредных веществ с отработавшими газами газового двигателя значительно меньше по сравнению с дизельными двигателями. Так по показаниям газоанализатора «Эксперт Универсал ПРО» выбросы оксидов азота NO_x меньше предельно допустимых значений по ГОСТ 33754 на 70 %, а оксида углерода CO на 17 %. Суммарные выбросы углеводородов C_nH_m для газотепловозов использующих газообразное топливо (с содержанием метана более 95 %) не регламентируются.

Для газового двигатель-генератора 9ГМГ удельный выброс двуокси углерода (CO_2) с отработавшими газами составил 402,5 г/кВт·ч, что в два раза меньше выбросов CO_2 дизельными двигателями (для дизельных двигателей соизмеримой мощности удельный выброс CO_2 составляет

801,1 г/кВт·ч). Низкие показатели выбросов CO₂ достигаются за счет состава газового топлива — метана (CH₄).

Так как выбросы CO₂ оказывают существенное влияние на образование парникового эффекта, снижение выбросов CO₂ является приоритетной задачей во всех областях двигателестроения.

Так же при испытаниях газового двигателя отмечено снижение дымности отработавших газов в 10 раз по сравнению с дизельным двигателем.

Перспективы развития серии газовых двигателей

По результатам выполненных работ намечены следующие этапы развития газовых двигателей типа Д49 (серии 9ГМГ).

Для повышения цилиндровой мощности двигателей необходимы исследования влияния на рабочий процесс следующих регулируемых параметров системы управления: угла опережения зажигания, коэффициента избытка воздуха, форкамерно-факельного зажигания и фаз газораспределения.

С целью расширения области применения газовых двигатель-генераторов необходима разработка новых исполнений газовых двигателей в мощностном диапазоне от 800 до 1100 кВт в качестве силовых установок для малой энергетики, морского и речного транспорта, или привода газонасосных агрегатов.

Для повышения экономического эффекта при эксплуатации газотепловоза в реальных рабочих условиях следует выполнить настройку системы управления для оптимизации режимов работы двигатель-генератора.

В перспективе применение газопоршневых двигатель-генераторов позволит обеспечить снижение уровня выбросов вредных веществ с отработавшими газами газопоршневых двигателей, применяемых не только на железнодорожном, но и на морском и речном транспорте, а также на электростанциях для снабжения электроэнергией

торговопромышленных комплексов и тепличных хозяйств.

Выводы

1. При конвертировании дизелей типа Д49, широко распространенных на железнодорожном транспорте, в газовые двигатели 9ГМГ, унификация основных узлов и агрегатов составляет более 80 %.

2. Для силовой установки маневрового газотепловоза целесообразно применение газового двигатель-генератора с внутренним смесеобразованием газозвоздушной смеси.

3. Газовый двигатель-генератор 9ГМГ обеспечивает требуемые характеристики по мощности, приемистости, ресурсным показателям, при минимальном расходе газового топлива на эксплуатационных режимах и холостом ходу, а также высокие показатели надежности.

4. Газовые двигатель-генераторы позволяют обеспечить нормативные требования по выбросам вредных веществ с отработавшими газами для поршневых двигателей различного назначения.

5. Применение газовых двигатель-генераторов вместо дизельных позволит в два раза снизить выбросы двуокиси углерода.

6. Газовый двигатель-генератор 9ГМГ, работающий на сжиженном природном газе, может быть использован в качестве силовой установки маневровых газотепловозов в сети железных дорог РАО «РЖД» с минимальными эксплуатационными затратами на топливо.

Литература

1. Трегубов И.А., Фомин В.П., Сафронова Л.В. Научно-технические решения по созданию новых источников электроснабжения и электротехнического оборудования // ВНИИГАЗ Москва 1985 год. — С. 56–66.
2. Калининченко В.В., Буров С.В., Здоренко В.А. Патент РФ номер RU 2 695 583.

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНДИКАТОРНОГО ПРОЦЕССА ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРОТИВОПОЛОЖНО-ДВИЖУЩИМИСЯ ПОРШНЯМИ

О.В. Абызов, к.т.н., доцент, А.А. Метелев, ассистент,
Санкт-Петербургский политехнический университета Петра Великого

Несмотря на ведущийся в последние десятилетия поиск вариантов замены двигателя внутреннего сгорания, потенциал последнего еще далеко не исчерпан. Один из наиболее успешных вариантов реализации термодинамического цикла ДВС — двухтактный двигатель с противоположно-движущимися поршнями (ПДП). Представлен сравнительный анализ индикаторных процессов четырехтактного двигателя и двухтактного двигателя с ПДП. Расчет показателей индикаторного процесса производится с использованием нульмерной модели цилиндра для замкнутого участка цикла. Оценка насосных потерь в рассматриваемых конфигурациях двигателей выполнена методом численного моделирования систем газообмена с помощью программы G-POWER. Результаты расчетов демонстрируют преимущество двухтактного двигателя с ПДП по тепловой эффективности, удельному расходу топлива, мягкости рабочего процесса. По мнению авторов, двигатели с ПДП перспективны и могут найти применение на транспортных средствах и в атомной энергетике.

Введение

Двухтактные двигатели с противоположно-движущимися поршнями (ПДП) были изобретены в XIX веке и впоследствии нашли широкое применение в авиации, морском и железнодорожном транспорте, военной технике [1–3]. Известные, благодаря своей высокой удельной мощности, двухтактные двигатели с ПДП демонстрируют также высокую термодинамическую эффективность по сравнению с четырехтактными аналогами. В статье представлены результаты расчетов и сравнительный анализ циклов двухтактного двигателя с ПДП и четырехтактного двигателя той же размерности.

Сравнения такого рода затруднительны, потому что результат сильно зависит от исходных данных и граничных условий, которые должны быть оправданными и беспристрастными. Исходя из этих соображений, представленное в статье исследование построено следующим образом.

Во-первых, для устранения влияния трения рассматриваются модели сравниваемых двигателей с одинаковым числом поршней и одинаковой размерности. Это делается путем несложной «трансформации» шестицилиндрового четырехтактного двигателя сначала в гипотетический трехцилиндровый четырехтактный двигатель с ПДП с тем же диаметром цилиндра и ходом поршня, а затем в трехцилиндровый двухтактный двигатель с ПДП. Таким образом, при сохранении базовой геометрии нивелируется разница в трении в цилиндро-поршневой группе и подшипниках скольжения.

Во-вторых, расчет показателей индикаторного процесса рассматриваемых конфигураций двигателей выполняется для замкнутого участка цикла с применением нульмерной модели цилиндра [4], учитывающей конечную скорость сгорания, неизотермичность параметров рабочего тела и потери энергии на теплообмен со стенками цилиндра. Расчеты на начальном этапе исследования приводятся без учета газообмена и соответствующих ему потерь энергии. Расчетные параметры: степень сжатия, давление и температура воздуха на впуске, частота вращения коленчатого вала, мощность — принимаются одинаковыми для всех рассматриваемых конфигураций двигателей. Результаты моделирования выполнены для различных нагрузочных и скоростных режимов работы двигателей.

Наконец, на заключительном этапе расчетов выполнена оценка насосных потерь, возникающих при осуществлении газообмена в рассматриваемых конфигурациях двигателей. С этой целью построены расчетные модели двигателей, включающие системы обеспечения газообмена. При этом эффективность газообмена для всех вариантов принимается идеальной, хотя и с дополнительным принятым ограничением по выбросам NO_x , связанным с величиной допустимого давления на впуске.

Рассматриваемые конфигурации двигателя

В данном исследовании были рассмотрены три конфигурации двигателя:

1. шестицилиндровый рядный четырехтактный (4-т ряд.) двигатель;

2. гипотетический трехцилиндровый четырехтактный двигатель с ПДП (4-т ПДП);

3. трехцилиндровый двухтактный двигатель с ПДП (2-т ПДП).

Для нивелирования разницы в работе сил трения в ЦПГ диаметр цилиндра и ход каждого поршня приняты одинаковыми для всех трех вариантов. Некоторые различия в геометрии двигателя и фазах газораспределения приняты для учета особенностей газообмена двухтактного двигателя. Мощность и частота вращения коленчатого вала установлены постоянными и одинаковыми для всех вариантов. Схемы двигателей представлены на рис. 1.

Для шестицилиндрового четырехтактного двигателя были приняты следующие рабочие параметры:

- рабочий объем цилиндра $V_s = 1$ л;
- мощность $P = 220,6$ кВт (300 л. с.) при $n = 2400$ об/мин;
- отношение хода поршня к диаметру цилиндра $S/D = 1,1$;
- действительная степень сжатия $\epsilon = 15$.

Данные параметры характерны для современных автотракторных дизелей с наддувом.

Дополнительно были приняты следующие геометрические размеры КШМ и фазы газообмена:

- плоская верхняя поверхность поршня и плоская головка цилиндра;
- расстояние от оси поршневого пальца до верхней кромки поршня 60 мм;
- угол закрытия впускных клапанов $\varphi_a = 180^\circ$ ПКВ до ВМТ;
- угол открытия выпускных клапанов $\varphi_b = 180^\circ$ ПКВ после ВМТ;
- отношение длины шатуна к радиусу кривошипа $L/R = 3,5$;
- радиус кривошипа и расстояние от головки цилиндра до оси коленчатого вала рассчитаны итерационным способом, чтобы обеспечивался требуемый рабочий объем и степень сжатия.

Из ряда существующих кинематических схем для двигателя с ПДП принята схема с двумя

коленвалами, имеющими жесткую кинематическую связь. При такой схеме двигатель с ПДП может быть получен объединением двух цилиндров обычного двигателя в один с удвоенным рабочим объемом (см. рис. 1). Таким образом, с принятыми геометрическими параметрами гипотетический четырехтактный двигатель будет иметь те же фазы газораспределения, что и рядный четырехтактный.

Для двухтактного двигателя с ПДП расстояние между коленвалами было принято таким образом, чтобы обеспечивалась заданная действительная степень сжатия $\epsilon = 15$. Для данного двигателя угол открытия выпускных окон φ_b был принят равным 120° ПКВ после ВМТ, что согласуется с данными из литературы [4]. Угол закрытия продувочных окон φ_a выбран равным 120° ПКВ до ВМТ, следовательно, степень сжатия соответствует степени расширения. Опережение по фазе поршня, управляющего выпуском, относительно продувочного принято равным $\Delta = 13,5^\circ$.

Параметры исследуемых двигателей сведены в табл. 1. Следует отметить, что из-за расположения продувочных и выпускных окон в двухтактном двигателе его действительный рабочий

Таблица 1

Геометрические параметры рассматриваемых конфигураций двигателя

Двигатель	4-т рядный	4-т ПДП	2-т ПДП
Число цилиндров i	6	3	3
Диаметр цилиндра D , мм	102,6	102,6	102,6
Ход одного поршня S_n , мм	112,9	112,9	112,9
Ход поршня на цилиндр S , мм	112,9	225,7	224,2
Рабочий объем цилиндра V_s , мм ³	932 950	1 865 900	1 852 678
Действительный рабочий объем цилиндра $V_{sн}$, мм ³	932 950	1 865 900	1 573 479
Рабочий объем двигателя $V_{сн}$, мм ³	5 597 700	5 597 700	4 720 437
Действительная степень сжатия ϵ_d	15	15	15
Объем камеры сжатия V_c , мм ³	67 000	130 000	110 000
Радиус кривошипа R , мм	56,4	56,4	56,4
Длина шатуна L , мм	197,5	197,5	197,5
Расстояние от оси поршневого пальца до верхней кромки поршня L_1 , мм	60	60	60
Расстояние от головки цилиндра до оси коленвала L_2 , мм	322	—	—
Расстояние между осями коленвалов L_3 , мм	—	644,0	639,8
Смещение по фазе коленвалов Δ , град ПКВ	—	0	13,5
Угол окончания впуска φ_a , °ПКВ (от ВМТ)	—180	—180	—120
Угол начала выпуска φ_b , °ПКВ (от ВМТ)	180	180	120

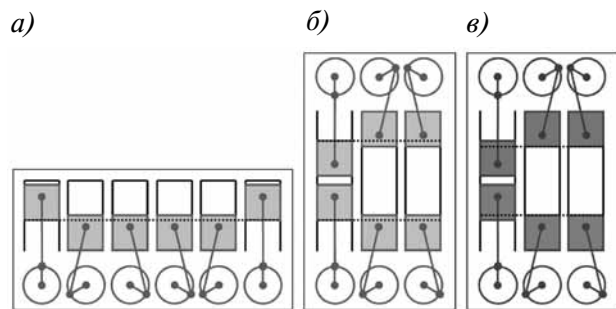


Рис. 1. Рассматриваемые модели двигателей:

а — четырехтактный рядный (4-т ряд.); б — четырехтактный с ПДП (4-т ПДП); в — двухтактный с ПДП (2-т ПДП)

объем несколько меньше, чем у четырехтактного с ПДП (примерно 1,6 л против 2,0 л). Также, суммарный ход поршня, измеряемый для двигателей с ПДП как максимальное расстояние между поршнями, имеет несколько меньшее (на 1,5 мм) значение для двухтактного двигателя из-за смещения фаз.

Моделирование индикаторного процесса на основе замкнутой нульмерной модели цилиндра

Оценка влияния факторов неидеальности рабочего цикла

Как известно, термодинамический КПД идеального цикла двигателя внутреннего сгорания может быть выражен через степень сжатия и показатель адиабаты:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1)$$

Для оценки параметров рабочего (действительного) цикла двигателя нужно принять во внимание следующие факторы, которые отличают его от идеального:

- конечная скорость сгорания;
- переменная теплоемкость газов, составляющих рабочее тело;
- наличие теплообмена со стенками камеры сгорания.

Моделирование параметров индикаторного процесса выполнено с использованием замкнутой нульмерной модели цилиндра двигателя [4], разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» СПбГПУ и реализованной в виде компьютерной программы [5]. Влияние факторов неидеальности рабочего процесса оценивалось путем сравнения результатов расчетов для четырех вариантов:

- 1) сгорание по изохоре, рабочее тело—идеальный газ, отсутствие теплообмена;
- 2) сгорание с конечной скоростью, рабочее тело—идеальный газ, отсутствие теплообмена;
- 3) сгорание с конечной скоростью, рабочее тело—реальный газ с переменной теплоемкостью, отсутствие теплообмена;
- 4) сгорание с конечной скоростью, рабочее тело—реальный газ с переменной теплоемкостью, наличие теплообмена.

Разница в КПД между вариантами 1 и 2 выражает вклад конечной скорости сгорания и обозначается $\Delta\eta_{1-2}$. Разница в КПД между вариантами 2 и 3 выражает вклад переменной теплоемкости рабочего тела и обозначается $\Delta\eta_{2-3}$. Разница в КПД между вариантами 3 и 4 выражает вклад теплообмена со стенками и обозначается $\Delta\eta_{3-4}$.

Результаты моделирования рабочего процесса четырехтактного рядного двигателя приведены на рис. 2 в виде индикаторной p – φ диаграммы, а также скорости тепловыделения, показателя

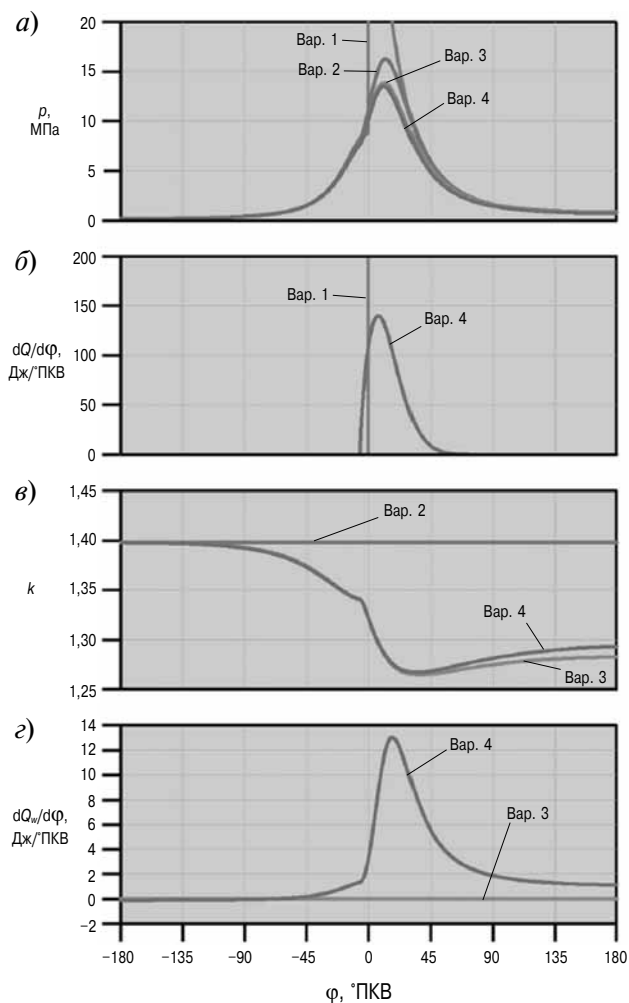


Рис. 2. Расчетные параметры рабочего процесса для четырехтактного рядного двигателя:

а — давление, *б* — скорость тепловыделения, *в* — показатель адиабаты, *г* — тепловой поток в стенку

адиабаты и теплового потока в стенку цилиндра для четырех вариантов расчета. Индикаторная диаграмма наглядно демонстрирует влияние факторов неидеальности цикла на величину давления. В расчете давления цикла для 1 варианта (идеальный цикл) получено максимальное значение 32,2 МПа (на рисунке максимум не показан). Для 4-го варианта (рабочий цикл) максимальное давление в цилиндре более, чем в 2 раза ниже и составляет 13,5 МПа.

Результаты расчета индикаторного КПД (η_i) для рассматриваемых четырех вариантов представлены в табл. 2. Следует отметить, что значение η_i , полученное моделированием для 1-го варианта ($\eta_i = 0,66$), в точности совпадает с результатом расчета по формуле (1) для $\varepsilon = 15$ и $k = 1,398$, тем самым подтверждается корректность применяемой расчетной методики. По результатам расчета $\Delta\eta_{1-2}$, $\Delta\eta_{2-3}$, и $\Delta\eta_{3-4}$ составляют, соответственно, 0,046, 0,074 и 0,065. Сумма этих значений

Таблица 2

Индикаторный КПД

Вариант 1	$\eta_i = 0,660$	
Вариант 2	$\eta_i = 0,613$	$\Delta\eta_{1-2} = 0,046$
Вариант 3	$\eta_i = 0,539$	$\Delta\eta_{2-3} = 0,074$
Вариант 4	$\eta_i = 0,475$	$\Delta\eta_{3-4} = 0,065$

равна суммарной разнице в КПД между идеальным и рабочим (действительным) циклами.

Результаты расчетного исследования

Режим максимальной мощности

Начальные и граничные условия для моделирования рабочего процесса на режиме максимальной индикаторной мощности представлены в табл. 3. Угол начала видимого сгорания $\varphi_{нс}$ в формуле Вибе [4] был подобран таким образом, чтобы к моменту прохождения поршнем ВМТ выделялось 10 % теплоты ($\varphi_{10} = 0^\circ$). Условная продолжительность сгорания φ_z подбиралась из условия ограничения максимальной скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,51$ МПа/град. ПКВ, что соответствует значению, полученному для четырехтактного двигателя при $\varphi_z = 30^\circ$.

Результаты моделирования в виде индикаторных $p-V$ диаграмм представлены на рис. 3. Значения параметров индикаторного процесса приведены в табл. 4. По результатам моделирования четырехтактный двигатель с ПДП демонстрирует на 2,6 % более высокий индикаторный КПД, чем рядный четырехтактный при одинаковых значениях максимального давления и температуры цикла. Двухтактный двигатель с ПДП имеет на 5,5 % более высокий КПД, чем четырехтактный рядный, при этом максимальное давление цикла у него меньше на 10 %, а максимальная температура цикла ниже на 18 %.

Таблица 3

Начальные и граничные условия для моделирования на режиме максимальной мощности

Частота вращения n , об/мин	2400
Индикаторная мощность P_i , кВт (л. с.)	220,6 (300)
Давление во впускном коллекторе p_k , МПа	0,2
Температура заряда на впуске T_k , К	350
Состав заряда на впуске	воздух
Температура поршня/головки T_{w1} , К	550
Температура гильзы цилиндра T_{w2} , К	450
φ_{10} , град. ПКВ от ВМТ	0
$(dp/d\varphi)_{\max}$, МПа/град. ПКВ	0,51

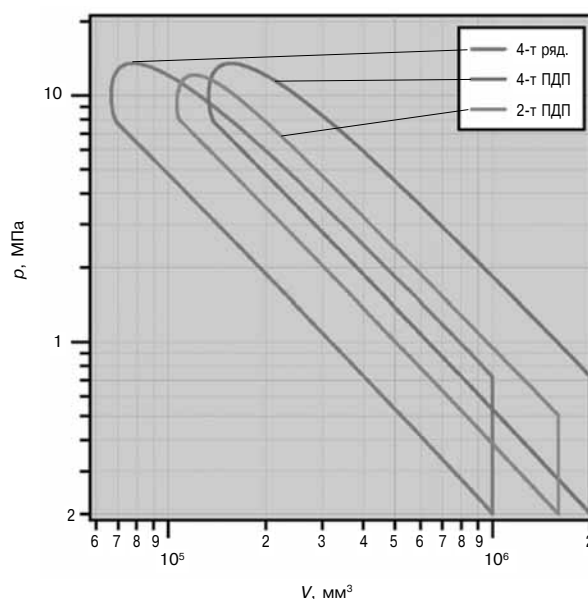


Рис. 3. Индикаторные $p-V$ диаграммы для трех конфигураций двигателя при режимных параметрах из табл. 3

Таблица 4

Расчетные параметры рассматриваемых конфигураций двигателя

Двигатель	4-т ряд.	4-т ПДП	2-т ПДП
Цилиндровая цикловая подача $G_{ц}$, мг/цикл	91,4	173,1	81,8
Условная продолжительность сгорания φ_z , град. ПКВ	30,0	28,9	17,8
Индикаторный КПД η_i	0,475	0,501	0,530
Максимальное давление цикла p_z , МПа	13,5	13,5	12,1
Максимальная температура цикла T_z , К	2095	2099	1724
Коэффициент избытка воздуха α	1,50	1,59	2,68
$\Delta\eta_{1-2}$	0,046	0,044	0,024
$\Delta\eta_{2-3}$	0,074	0,072	0,054
$\Delta\eta_{3-4}$	0,065	0,043	0,052

Из сопоставления результатов для четырехтактных рядного и двигателей с ПДП видно, что решающим фактором, определяющим разницу в КПД, является уменьшение на 2,2 % теплообмена в стенки $\Delta\eta_{3-4}$ для двигателей с ПДП. Причина заключается в меньшем соотношении площади поверхности к объему F/V у двигателя с ПДП (см. рис. 4) за счет отсутствия у него головки цилиндра. Благодаря уменьшению тепловых потерь у двигателя с ПДП при заданной мощности удастся несколько снизить подачу топлива $G_{ц}$, что приводит к более бедному составу топливовоздушной смеси ($\alpha = 1,59$ против 1,50). В свою оче-

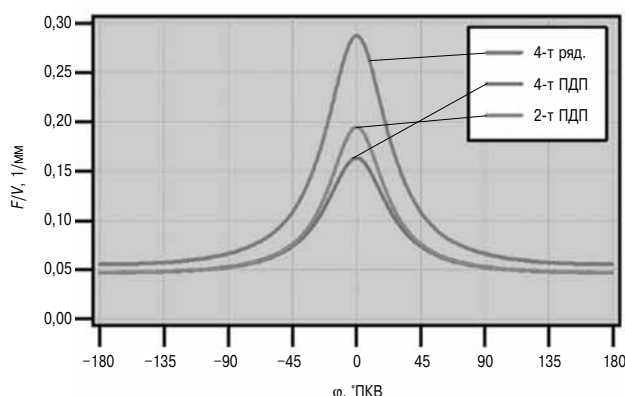


Рис. 4. Соотношение площади поверхности к объему цилиндра для трех конфигураций двигателя

редь, благодаря обеднению рабочей смеси снижается диапазон изменения показателей адиабаты (см. рис. 5) и уменьшаются соответствующие потери КПД $\Delta\eta_{2-3}$ на 0,2 %. Вследствие меньшей цикловой подачи топлива также несколько сокращается продолжительность сгорания φ_z при той же максимальной скорости повышения давления $(dp/d\varphi)_{\max}$. Графики доли выгоревшего топлива X показаны на рис. 6. Продолжительность сгорания φ_z для четырехтактного двигателя с ПДП на $1,1^\circ$ меньше, чем для рядного при том же $(dp/d\varphi)_{\max}$, что способствует снижению $\Delta\eta_{1-2}$ на 0,2 %.

Работа двухтактного двигателя с ПДП характеризуется удвоенной частотой рабочих ходов в двухтактном цикле. За счет этого цикловая подача топлива может быть уменьшена примерно вдвое, что в условиях расчета по замкнутому циклу приводит к обеднению рабочей смеси в цилиндре ($\alpha = 2,68$ против 1,59 у четырехтактного с ПДП). Результатом является снижение потерь КПД, связанных с переменной теплоемкостью рабочего тела $\Delta\eta_{2-3}$ на 2,0 % относительно четырехтактного рядного двигателя и на 1,8 % относительно четырехтактного двигателя с ПДП.

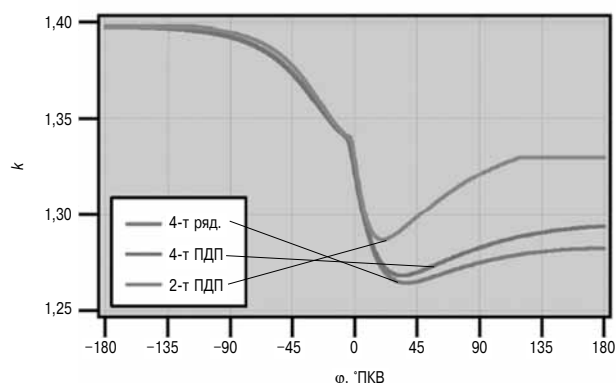


Рис. 5. Расчетные зависимости показателя адиабаты для трех конфигураций двигателя при режимных параметрах из табл. 3.

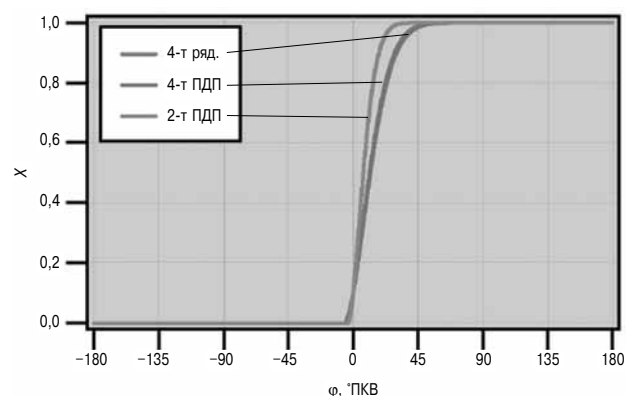


Рис. 6. Расчетные зависимости доли выгоревшего топлива для трех конфигураций двигателя при заданной максимальной скорости нарастания давления

Дополнительный положительный эффект от уменьшенной цикловой подачи топлива заключается в том, что доля высвобождаемой энергии на единицу объема камеры сгорания (плотность тепловыделения) уменьшается, что приводит к сокращению продолжительности сгорания при той же максимальной скорости нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$. Для четырехтактного рядного двигателя плотность тепловыделения составляет 0,059 Дж/мм³, при этом $\varphi_z = 30^\circ$ и $(dp/d\varphi)_{\max} = 0,51$ МПа/град. ПКВ. В двухтактном двигателе с ПДП плотность тепловыделения составляет 0,033 Дж/мм³, что позволяет уменьшить φ_z до $17,8^\circ$ при том же значении $(dp/d\varphi)_{\max}$. Вследствие сокращения продолжительности сгорания, высвобождение тепловой энергии происходит ближе к ВМТ (см. рис. 6) и связанные с этим потери КПД $\Delta\eta_{1-2}$ снижаются на 2,2 % относительно четырехтактного рядного двигателя и на 2,0 % относительно четырехтактного с ПДП.

Преимущество в меньшей относительной площади поверхности цилиндра F/V также реализуется в двухтактном двигателе с ПДП. Здесь она несколько больше, чем в четырехтактном двигателе с ПДП из-за расположения органов газораспределения, которые занимают часть площади цилиндра, но все равно значительно меньше, чем в двигателе классической компоновки. За счет этой особенности потери КПД от теплообмена $\Delta\eta_{3-4}$ в двухтактном двигателе с ПДП меньше, чем в рядном четырехтактном на 1,3 %, хотя и несколько выше, чем в четырехтактном с ПДП.

Моделирование нагрузочных характеристик

Следующий этап расчетного исследования — моделирование параметров индикаторного процесса для различных режимов работы высокооборотного автотракторного дизеля по Европейскому стационарному экологическому циклу (ESC) [6]. Режимные параметры сведены в табл. 5. Здесь С100 — режим максимальной

Таблица 5

Результаты моделирования на нескольких режимах работы

Режим	A25		A100		B50		C25		C100	
Двигатель	4-т	2-т	4-т	2-т	4-т	2-т	4-т	2-т	4-т	2-т
$G_{ц}$, мг/цикл	25,4	23,4	109,1	95,8	47,7	43,3	21,5	20,2	91,4	81,8
φ_z , ° ПКВ	17,9	11,0	29,8	17,7	24,0	14,5	17,9	11,1	30,0	17,8
η_i	0,480	0,521	0,447	0,509	0,483	0,531	0,503	0,537	0,475	0,530
p_z , МПа	7,0	6,5	14,6	12,9	9,2	8,4	6,6	6,2	13,5	12,1
T_z , К	1527	1337	2255	1840	1797	1522	1448	1283	2095	1724
α	3,37	5,86	1,25	2,29	2,15	3,80	3,97	6,79	1,50	2,68
$\Delta\eta_{1-2}$	2,0	1,1	4,6	2,3	3,2	1,7	2,0	1,2	4,6	2,4
$\Delta\eta_{2-3}$	4,7	3,4	8,2	5,9	6,1	4,4	4,2	3,1	7,4	5,4
$\Delta\eta_{3-4}$	11,3	9,4	8,5	6,8	8,3	6,8	9,4	8,0	6,5	5,2
g_i , г/кВт·ч	174,4	160,9	187,6	164,6	173,3	157,7	166,5	156,0	176,5	158,0
Δg_i , %	—	7,7	—	12,3	—	9,0	—	6,3	—	10,5

индикаторной мощности $P_i = 220,6$ кВт; A100 — режим максимального индикаторного крутящего момента $M_i = 1000$ Н·м; A25, B50, C25 — частичные режимы. Весовые коэффициенты для каждого режима взяты из описания цикла ESC и пересчитаны с учетом меньшего числа моделируемых режимов.

Моделирование проводилось для двух конфигураций двигателя: четырехтактного рядного и двухтактного с ПДП. Результаты моделирования приведены в табл. 5. На всех режимах работы двухтактный двигатель с ПДП имеет больший индикаторный КПД по сравнению с четырехтактным, при более низких значениях p_z и T_z . Преимущество по индикаторному удельному расходу топлива g_i двухтактного двигателя с ПДП над четырехтактным составляет от 6,3 % до 12,3 % при средневзвешенном значении 10,4 %.

Моделирование систем двигателя

Для расчета насосных ходов и оценки сопутствующих потерь в четырехтактном и двухтактном двигателе были созданы расчетные модели с использованием коммерческого пакета GT-POWER. Схемы систем двигателей представлены на рис. 7. При построении моделей рабочих цилиндров программа дает возможность задания пользовательских параметров: индикаторного КПД, доли тепловой энергии отработавших газов q_r , коэффициента наполнения η_v . Таким образом, можно использовать ранее полученные результаты нульмерного моделирования, вместо того, чтобы заново производить расчет в программе.

В расчетной модели систем двигателя приводные компрессоры (нагнетатели), турбины и турбокомпрессоры представлены как «простые»

компоненты, т. е. их КПД задается константой. Предполагается, что в четырехтактном двигателе необходимо применение турбины с изменяемой геометрией для создания противодавления, необходимого для поддержания требуемого массового расхода в системе рециркуляции отработавших газов GEGR. Напротив, для двухтактного двигателя достаточно турбины с постоянной геометрией, так как система EGR в нем расположена до нагнетателя, который в этом случае работает как насос рециркуляции отработавших газов.

Для турбины с постоянной геометрией, турбокомпрессора и приводного нагнетателя принят КПД 0,7. Для турбины с изменяемой геометрией принят КПД 0,65.

Охладители наддувочного воздуха (первой и второй ступени) и охладитель EGR моделируются с нулевым перепадом давлений, постоянным КПД 0,9 и постоянной температурой охлаждающей жидкости 350 К. Волновыми эффектами в тру-

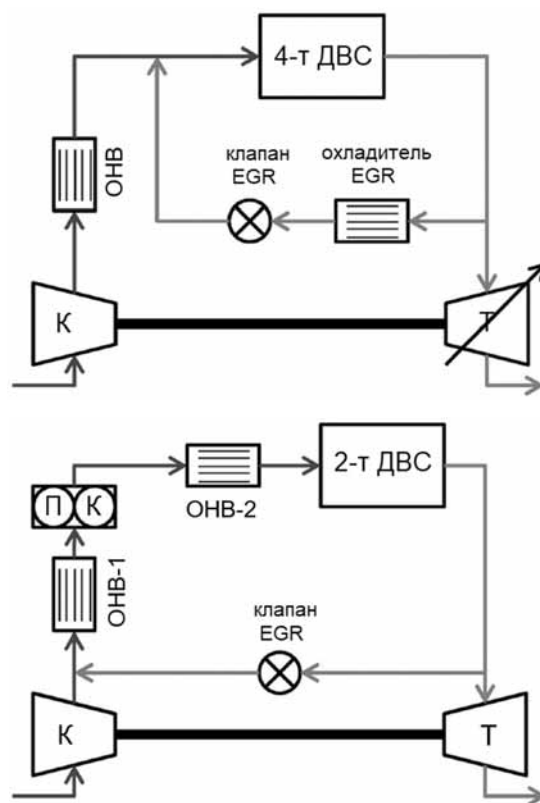


Рис. 7. Схемы систем ДВС:

а — четырехтактного рядного; б — двухтактного с ПДП

бопроводах пренебрегаем. Условия окружающей среды перед турбокомпрессором и после турбины принимаем нормальными.

Для того, чтобы сравнительный расчет насосных потерь соответствовал условиям работы реального двигателя, было добавлено дополнительное ограничение по уровню выбросов NO_x . Вместо задания конкретного уровня NO_x , было установлено искусственное ограничение по максимальной температуре цикла $T_z = 1600 \text{ K}$ и мольной доле кислорода в свежем заряде $\chi_{\text{O}_2} = 16,3 \%$. Эти параметры являются ключевыми в механизме образования оксидов азота по Зельдовичу. Для достижения заданных значений T_z и χ_{O_2} в расчете варьировалось давление на впуске p_k , а в качестве заряда на впуске предполагалась смесь воздуха с отработавшими газами. Остальные параметры принимались из табл. 3.

В ходе нулевого расчета были определены значения p_k , G_{EGR} , η_i , q_r , G_b и G_t , по которым рассчитаны значения давления на выпуске p_r для каждой конфигурации двигателя. На основании значения p_r определялась мощность насосных потерь.

При моделировании четырехтактного двигателя предполагалось, что на каждом такте впуска в цилиндр поступает объем свежего заряда, равный геометрическому объему цилиндра, при этом для достижения необходимого давления на впуске и массового расхода в системе EGR варьировался эффективный диаметр турбины и угол открытия клапана EGR. Работа насосных ходов рассчитывалась из предположения, что давления p_k и p_r действовали на поршень в течение всего такта впуска и выпуска соответственно.

При моделировании двухтактного двигателя G_b и G_{EGR} рассчитывались из предположения об идеальной продувке, при которой объем поступающего в цилиндр свежего заряда равен геометрическому объему цилиндра. На основании рассчитанных p_k и $(G_b + G_{\text{EGR}})$ было определено давление на выпуске p_r из соображения, что расход газов через цилиндр есть функция перепада давлений на входе и выходе из него. Площадь сечения продувочных органов принята равной 4 % от площади срединного сечения цилиндра, что согласуется с данными из литературы для прямоточно-щелевой продувки [4]. Эффективный диаметр турбины подобран таким, чтобы обеспечивалось расчетное значение p_r , а по значениям G_b и G_{EGR} определены мощность на привод нагнетателя и угол открытия клапана EGR. Поскольку двухтактный двигатель не имеет насосных ходов, работа, затрачиваемая на газообмен, эквивалентна работе приводного нагнетателя.

Результаты

Результаты моделирования в виде индикатор-

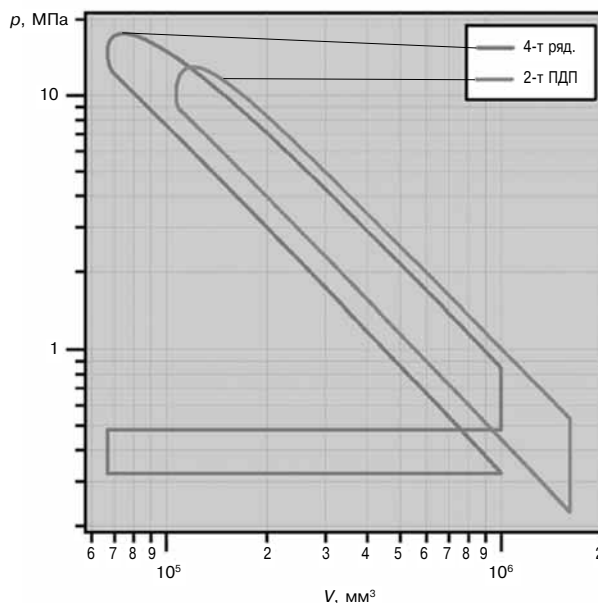


Рис. 8. p – V диаграммы с учетом тактов газообмена для четырехтактного двигателя и двухтактного двигателя с ПДП

ных p – V диаграмм в логарифмических координатах представлены на рис. 8. Расчетные среднецикловые параметры сведены в табл. 6. Результаты расчета показывают, что двухтактный двигатель с ПДП имеет меньшие потери мощности на осуше-

Таблица 6

Расчетные среднецикловые параметры индикаторного процесса

Двигатель	Четырехтактный	Двухтактный с ПДП
Давление на впуске p_k , МПа	0,324	0,228
Давление на выпуске p_r , МПа	0,480	0,202
Массовый расход воздуха G_b , кг/ч	969,9	1043,9
Массовый расход рециркулируемых газов G_{EGR} , кг/ч	529,2	684,5
Доля рециркулируемых газов в свежем заряде χ_{EGR} , %	35,3	39,6
Доля кислорода в свежем заряде χ_{O_2} , %	16,3	16,3
Цилиндровая цикловая подача G_c , мг/цикл	87,8	82,0
Условная продолжительность сгорания φ_z , град. ПКВ	28,8	17,2
Индикаторный КПД η_i	0,494	0,529
Максимальное давление цикла p_z , МПа	175	129
Максимальная температура цикла T_z , K	1600	1600
Коэффициент избытка воздуха α	1,98	2,39
$\Delta\eta_{1-2}$	0,044	0,023
$\Delta\eta_{2-3}$	0,059	0,053
$\Delta\eta_{3-4}$	0,056	0,048
Потери КПД на газообмен $\Delta\eta_{\text{нас}}$	0,039	0,033

ствление газообмена на режиме максимальной мощности и дополнительного ограничения по выбросам NO_x . Также двухтактный двигатель имеет более высокий индикаторный КПД при меньшем максимальном давлении цикла.

Более низкие насосные потери в двухтактном двигателе с ПДП являются следствием более низкой температуры цикла при заданном давлении на впуске, а также результатом использования для наддува комбинации турбины с постоянной геометрией и приводного нагнетателя. Если предположить суммарные потери на трение в системах ДВС, равными 4 %, то эффективный КПД четырехтактного двигателя будет равен 41,5 %, а двухтактного с ПДП — 45,6 %. Разница в эффективном КПД 4,1 % (45,6–41,5 %) эквивалентна разнице 9,0 % в удельном эффективном расходе топлива в пользу двухтактного двигателя с ПДП.

Заключение

Сравнительный анализ четырехтактного двигателя и двухтактного двигателя с ПДП той же размерности и мощности показал более высокую термодинамическую эффективность последнего. Для оценки параметров индикаторного процесса четырехтактного рядного двигателя, гипотетического четырехтактного двигателя с ПДП и двухтактного двигателя с ПДП было выполнено моделирование с использованием замкнутой нульмерной модели цилиндра. Трение в каждом варианте двигателя было принято одинаковым. Конфигурация двигателя с ПДП показала преимущество в тепловой эффективности за счет меньшего соотношения площади к объему цилиндра. Дополнительное преимущество двухтактного цикла над четырехтактным выразилось в более бедном составе смеси в цилиндре, за счет чего уменьшились потери КПД на неизотермичность рабочего тела. Также, двухтактный двигатель с ПДП имеет более короткую продолжительность сгорания при той же скорости повышения давления. При моделировании серии нагрузочных режимов двухтактный двигатель с ПДП показал в среднем на 10,4 % меньший

удельный индикаторный расход топлива, чем четырехтактный при более низких значениях давления и температуры цикла.

Для сравнения насосных потерь в четырехтактном и двухтактном двигателях с ПДП было выполнено моделирование систем газообмена этих конфигураций двигателей с использованием программы GT-POWER с граничными условиями, определенными в нульмерном расчете. В качестве дополнительного условия использовалось ограничение по выбросам NO_x . Результаты моделирования показали, что благодаря более низкой температуре цикла двухтактный двигатель с ПДП требует меньшего давления на впуске, за счет чего при заданных условиях насосные потери в нем могут быть снижены на 0,6 %. В совокупности с разницей в значениях индикаторного КПД в пользу двухтактного двигателя с ПДП, его удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности ниже на 9,0 %, чем у четырехтактного.

Литература

1. Байков Б.П., Баранов С.М., Ваншейдт В.А. Дизели : Справочник / Под ред. В.А. Ваншейдта. — Л. : Машиностроение, 1964. — 599 с.
2. Аврунин А.Г. и др. Дизель Д100. — М. : Машгиз, 1958. — 326 с.
3. Мелькумов Т.М. Авиационные дизели. — М. : Государственное военное издательство Наркомата Обороны Союза ССР, 1940. — 270 с.
4. Теория рабочих процессов в ДВС. Расчет рабочего цикла и газообмена в ДВС : учеб. пособие / Ю.В. Галышев и др. — СПб : Изд. Политехи. универ., 2013. — 196 с.
5. Зайцев А.Б. и др. Программный комплекс «ПО моделирования рабочих процессов (МРП) дизельного и газопоршневого двигателя» : № 2015660058 : опубл. 15.03.2016.
6. A. Ivanov, O. Abyzov, Y. Galyshev, V. Rumyantsev The performance test of the car catalytic converter in the conditions of urban operation // E3S Web of Conferences : Topical Problems of Green Architecture, Civil and Environmental Engineering, TPACEE 2019, — Moscow: EDP Sciences, 2020. — P. 03018.

ФОРМИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМОМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛЯ W-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

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

Ю.В. Рождественский, д.т.н. проф., М.В. Левцов, студ., К.А. Гонтарев, студ.
ЮУрГУ (НИУ) г. Челябинск

Рассмотрены факторы, влияющие на формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения (МГР) W-образного двигателя с прицепными шатунами. Выполнен анализ особенностей и влияние различных схем организации управления работой МГР на нагруженность элементов и узлов двигателя. Сформулированы технические требования к электрогидравлической системе управления МГР. Отмечено, что реализация технических решений может представлять интерес как для изделий требующих плотной компоновки силовой установки, так и для изделий, где отношение веса двигателя к его мощности является важным параметром.

Введение

Как отмечено в ранее опубликованных статьях, задача снижения массогабаритных показателей, а также повышения эффективных параметров W-образного двигателя с прицепными шатунами, может быть частично решена за счет:

- снижения количества коренных опор и соответственно количества подшипников скольжения [1, 2] вследствие чего, уменьшается длина блок-картера, коленчатого вала и головок блока, с соответствующим снижением веса и количества деталей двигателя;

- снижения уровня механических потерь кривошипно-шатунного механизма (КШМ) за счет уменьшения количества коренных опор с 7 (для 12-цилиндрового V-образного двигателя с прицепными шатунами), до 4-х (для 12-цилиндрового W-образного двигателя с прицепными шатунами) [2, 3];

- организации электрогидроуправления работой МГР двигателя.

Известно, что одной из перспективных систем электронного управления в ДВС, является аккумуляторная система подачи топлива типа common rail, имеющая несомненные преимущества перед механической топливной системой. Поэтому, разработка подобной системы управления



МГР, является перспективной и актуальной задачей, в результате решения которой, вопросы снижения массогабаритных показателей деталей и повышения эффективности двигателей будут во многом решены. В этой связи определенный интерес представляют работы фирмы FreeValve «без системы распредвалов» [4].

В качестве технического решения подобной задачи, может быть предложена электрогидравлическая система управления МГР объединенная с системой подачи топлива аккумуляторного типа. Применение дизельного топлива в качестве рабочей жидкости в гидравлической системе обусловлено возможностью последовательного использования аккумуляторной системы МГР и аккумуляторной системы топливоподачи типа common rail. При этом, в аккумуляторных системах будет происходить постоянный обмен рабочей жидкости (дизельного топлива), что обеспечит стабильность ее температурного состояния, и как следствие, надежность и точность работы ее ме-

ханизмов. В единой структурной схеме, система МГР может быть определена как элемент, расположенный между топливоподкачивающим насосом и насосом высокого давления, что позволит использовать энергию подкачивающего насоса для организации работы клапанов МГР.

Кроме этого, для оценки возможности применения такой системы, целесообразно рассмотреть особенности работы W-образного двигателя с прицепными шатунами, а также выполнить анализ эффективности применения различных схем организации работы МГР в цилиндрах двигателя.

Особенности КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами

Расчетный, кинематический и логический анализ выполнены для виртуального 12-цилиндрового W-образного двигателя размерностью 10/12, мощностью 588 кВт. Как было отмечено в работе [3], основное отличие предлагаемой схемы W-образного двигателя заключается в последовательном протекании рабочего процесса в секции (секция — это часть двигателя, включающие в себя два главных и два прицепных шатуна, кинематически связанные с одной шатунной шейкой). Как известно, продолжительность рабочего цикла в цилиндре двигателя составляет 720 град ПКВ. Анализ кинематической схемы W-образного двигателя с прицепными шатунами, позволяет определить продолжительность рабочего цикла секции двигателя, которая в данном случае, составляет 813 град ПКВ.

Это связано со смещением начала и окончания каждого такта в цилиндрах секции. Например, если такт «Впуск» начинается при «0» град ПКВ в первом главном цилиндре, то такт «Впуск» во втором главном и далее в первом и втором боковых цилиндрах соответственно начинается при 21, 72 и 93 град ПКВ. Учитывая, что продолжительность такта составляет 180 градусов, то на участке хода поршней от 93 до 180 градусов, во всех цилиндрах секции происходит такт «Впуск». Соответственно, такт «Впуск» для первого главного цилиндра заканчивается при 180 град ПКВ, для второго главного при 201 град ПКВ, для первого бокового — при 252, а для второго бокового при 273 градусах. В это время, на участке хода поршней от 180 до 273 град ПКВ, в первом главном цилиндре будет происходить такт «Сжатие» или такт «Выпуск».

Расположение поршней секции по тактам W-образного двигателя

Цилиндры секции	Такты W-образного двигателя и значения углов в секции, град ПКВ							
	Впуск		Сжатие		Рабочий ход		Выпуск	
Первый главный	0	180	180	360	360	540	540	720
Второй главный	21	201	201	381	381	561	561	741
Первый боковой	72	252	252	432	432	612	612	792
Второй боковой	93	273	273	453	453	633	633	813

Более наглядно, взаимное расположение поршней по тактам в цилиндрах двигателя представлено в таблице.

Также можно объяснить наложения тактов в цилиндрах секции, который определяет характер и амплитуду силы Z действующую на шатунную шейку коленчатого вала (рис. 1).

Совместный анализ таблицы и рис. 1 показывает, что значения углов развала в ряду и между главными и боковыми цилиндрами, определяют начало и окончание тактов в секции W-образного двигателя. Основные кинематические зависимости предлагаемой конструкции КШМ такого двигателя и результаты кинематических исследований опубликованы в работах [1–3].

Начало работы, например такта «Впуск», в каждом цилиндре секции зависит от угла развала между главными и боковыми цилиндрами, а также

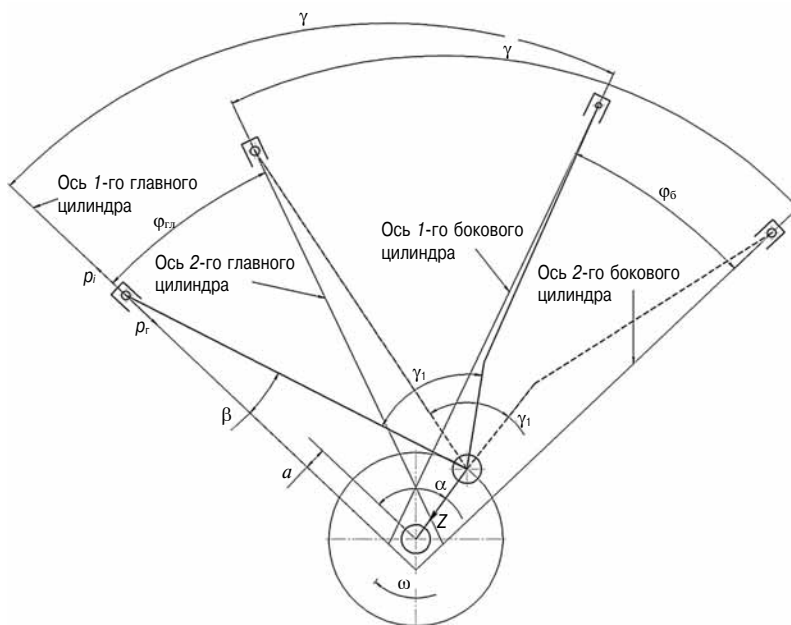


Рис. 1. Расположение осей кинематической схемы W-образного двигателя

a — величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала, α — угол поворота кривошипа, β — угол отклонения оси шатуна, φ — угол развала цилиндров в одном ряду ($\varphi_{гл}$ — главном, $\varphi_{б}$ — боковом), γ — угол развала цилиндров между рядами, γ_1 — угол между осью главного шатуна и осью шейки, ω — угловая скорость вращения коленчатого вала, Z — суммарная сила, направленная к центру окружности радиуса кривошипа

от угла развала между цилиндрами одного ряда. Математическое выражение, характеризующее влияние геометрических параметров кинематической схемы W-образного двигателя на начало протекания каждого цикла в цилиндрах секции, будет иметь следующий вид:

$$\tau = \frac{\varphi_{\text{гл}}}{2} + \gamma + \frac{\varphi_{\text{б}}}{2},$$

где τ — значение угла, характеризующее начало и окончание цикла в секции, град; $\varphi_{\text{гл}}$ — угол развала между цилиндрами главного ряда, град; γ — угол развала между главными и боковыми цилиндрами, град; $\varphi_{\text{б}}$ — угол развала между цилиндрами бокового ряда, град.

Для разрабатываемого виртуального W-образного двигателя значения углов $\varphi_{\text{гл}}$, $\varphi_{\text{б}}$ и γ будут соответственно равны 21, 21 и 72 градуса.

Еще одной особенностью данной конструктивной схемы является то, что в секции может происходить только, например:

- такт «Впуск» или такт «Рабочий ход» во всех четырех цилиндрах;

- или такт «Впуск» в одном или двух цилиндрах, а в остальных такт «Рабочий ход».

Ситуация, когда в одних цилиндрах секции происходит такт «Впуск» или «Рабочий ход», а в других такт «Сжатие» или «Выпуск» — невозможна, из-за кинематической связи шатунов с шатунной шейкой, так как поршни могут двигаться только к или от ВМТ (НМТ). То есть, по конструктивным особенностям, порядок работы цилиндров: первый главный, второй главный, первый боковой и второй боковой — постоянный и не зависит ни от каких условий.

Порядок работы секции W-образного двигателя с прицепными шатунами в зависимости от вариантов организации работой МГР, может быть организован следующим образом:

- вариант а — 1гл, 2гл, 1б, 2б — последовательный;

- вариант б — 1гл, 1б, 2гл, 2б — параллельный;

- вариант в — 1гл, 2б, 2гл, 1б — перекрестный.

где: гл — главный, б — боковой цилиндр.

Организация вариантов рабочего процесса секции двигателя представлена в виде развернутых диаграмм рис. 2, 4, 6, что позволяет оценить взаимосвязь работы цилиндров с учетом кинематики КШМ, моментов открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов, а также показать моменты подачи топлива в цилиндры двигателя с учетом моментов окончания рабочего цикла.

При оценке эффективности вариантов работы секции двигателя, целесообразно определить предварительные критерии оценки теплового и силового воздействия на детали ЦПГ и КШМ. Уровень этого воздействия условно можно оценить следующим образом:

- если такт «Рабочий ход» происходит с небольшим интервалом между вспышками топлива в цилиндрах, которые геометрически расположены достаточно близко друг к другу, то такое тепловое воздействие на детали ЦПГ можно считать не благоприятным;

- если такт «Рабочий ход» происходит в цилиндрах, кинематически завязанных на один шатунный подшипник, то такое силовое воздействие на детали КШМ также можно считать не благоприятным.

Таким образом, если в первом и во втором главных цилиндрах все клапаны закрыты, то в этих цилиндрах может быть организован такт «Рабочий ход». При этом тепловое воздействие на детали ЦПГ в этих цилиндрах будет максимальным, так как эти цилиндры расположены рядом и в одном ряду, а рабочий процесс в них будет происходить с интервалом 21 град ПКВ. Если в первом главном и в первом боковом цилиндрах все клапаны закрыты, то в этих цилиндрах также может быть организован такт «Рабочий ход», который осуществляется с интервалом 72 град ПКВ. В этом случае, силовое воздействие на детали КШМ (на первый шатунный вкладыш) будет максимальным, так как суммарное воздействие от процессов, происходящих в этих цилиндрах, будут направлены только на один шатунный подшипник. На другой шатунный подшипник будут действовать силы, которые возникли от процессов сгорания и инерции во вторых главном и боковом цилиндрах. Учитывая, что все детали КШМ секции кинематически связаны с одной шатунной шейкой, на которой расположены первый и второй шатунные подшипники, тогда векторы силового воздействия на эти подшипники скольжения будут смещены относительно друг друга на угол равный 21, 51 или 72 град ПКВ. Структурная схема последовательной организации работы секции двигателя, с учетом требования перекрытия клапанов и опережения подачи топлива в цилиндры представлена на рис. 2.

Результаты логического и расчетного анализа выполненные в соответствии с рис. 2, представлены на рис. 3. Анализ изменения суммарной силы Z , позволяет сделать вывод о том, что продолжительность силового воздействия силы Z составляет примерно 160 град ПКВ для первого и второго шатунных подшипников, что необходимо учитывать при анализе характера силового воздействия на коренные подшипники коленчатого вала двигателя. При этом графики изменения суммарных сил Z в зависимости от процессов, происходящих во вторых главном и боковом цилиндрах, будут смещены относительно процессов происходящих в первых главном и боковом цилиндрах на 21 град ПКВ.

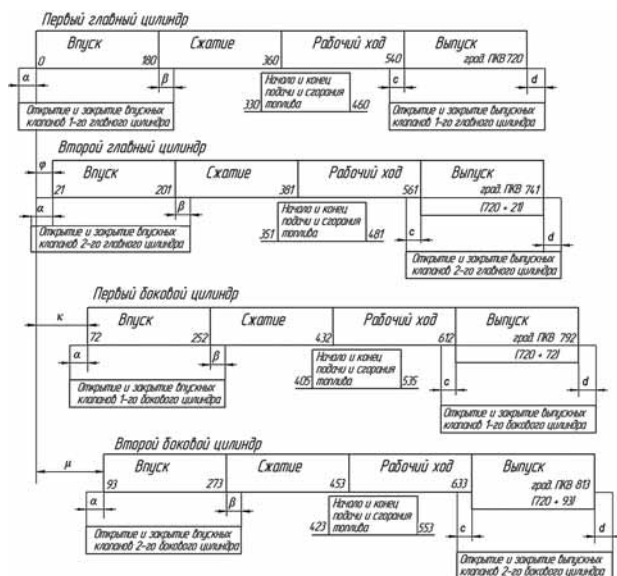


Рис. 2. Схема работы одной секции W-образного двигателя с прицепными шатунами (вариант а):

$\alpha, \beta, \gamma, \delta$ — моменты открытия и закрытия клапанов, которые определяется временем издрома электромагнитного клапана и гидравлической системы, φ, κ, μ — начало тактов в цилиндрах секции двигателя

Аналогично можно оценить воздействие на детали КШМ от процессов, происходящих во вторых главном и боковом цилиндрах. Таким образом, при возникновении вышеуказанных условий силовое воздействие на детали КШМ (шатунные подшипники) двигателя будут идентичны и смещены на угол 21 град ПКВ (рис. 3), а продолжительность силового воздействия составит около 160 град ПКВ. Алгоритм организации работы секции по варианту б, представлен на рис. 4.

Как видно из рисунка, организация работы секции выполнена следующим образом. Если в первом и втором главных цилиндрах начинается такт «Рабочий ход» со смещением на 21 град ПКВ друг относительно друга, то в первом боковом цилиндре такт «Рабочий ход» начинается при 432 град ПКВ, а во втором боковом цилиндре при 453 град ПКВ. В этом случае, тепловое

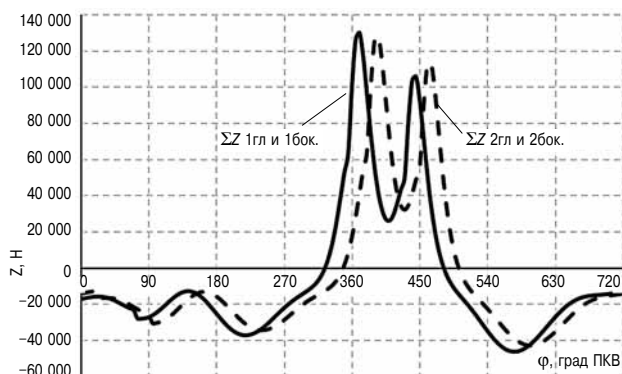


Рис. 3. Характер изменения суммарной силы Z одной секции W-образного двигателя (вариант а)

воздействие на детали ЦПГ будет максимальным, а силовое воздействие на детали КШМ (шатунные подшипники) будет существенно меньше. Аналогичным образом можно оценить состояние деталей ЦПГ и КШМ при организации работы двигателя по варианту в.

Как показано на схеме рис. 6, когда такт «Рабочий ход» происходит с интервалом равным 72 град ПКВ, во вторых главном и боковом цилиндрах, в этом случае, уровень воздействия на первый шатунный подшипник скольжения от сил, возникающих в первом главном цилиндре, достигнет максимального значения при 370 град ПКВ, а от сил, возникающих в первом боковом цилиндре при 450 град ПКВ.

Как показано на рис. 7, при использовании варианта в, сила Z достигает максимальных значений при угле поворота коленчатого вала равном:

≥ 370 град — от процессов, происходящих в первом главном цилиндре;

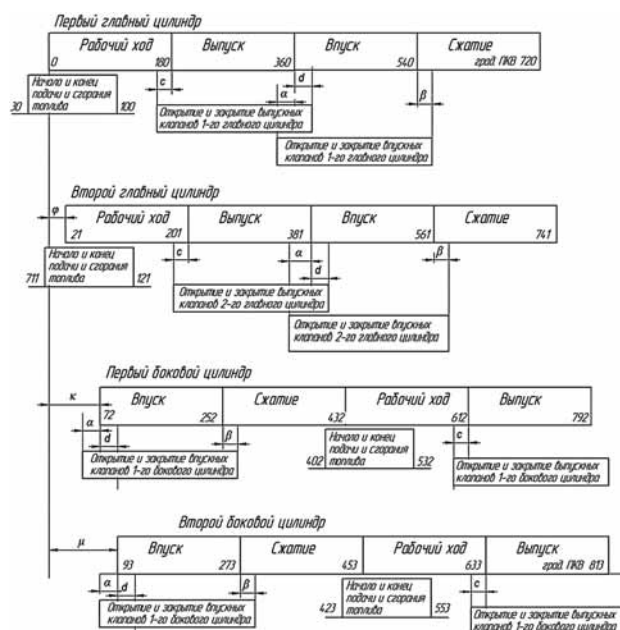


Рис. 4. Схема работы одной секции W-образного двигателя с прицепными шатунами (вариант б)

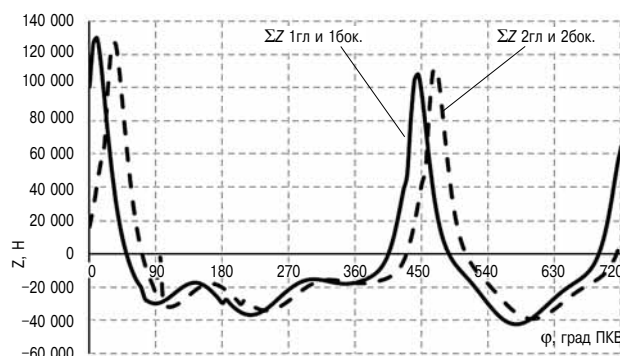


Рис. 5. Характер изменения суммарной силы Z одной секции W-образного двигателя (вариант б)

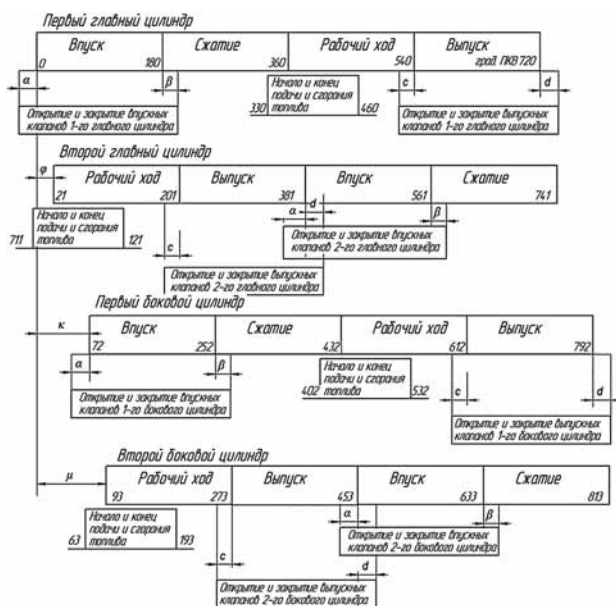


Рис. 6. Схема работы одной секции W-образного двигателя с прицепными шатунами (вариант в)

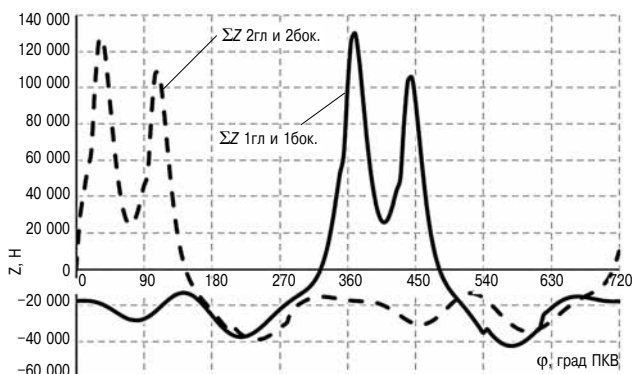


Рис. 7. Характер изменения суммарной силы Z одной секции W-образного двигателя (вариант в)

- 450 град — от процессов, происходящих в первом боковом цилиндре;
- 30 град — от процессов, происходящих во втором главном цилиндре;
- 110 град — от процессов, происходящих во втором боковом цилиндре.

Максимальное значение сил от процессов, происходящих во вторых главном и боковом цилиндрах по отношению к первым главному и боковому цилиндру, произойдет при значениях углов ПКВ, которые определяются в соответствии с порядком работы секции W-образного двигателя с прицепными шатунами и могут быть определены следующим образом:

- если в результате процессов происходящих в первом главном цилиндре, максимальное значение силы Z произошло при 370 град ПКВ, то чтобы определить, через, сколько градусов максимальное значение произойдет во втором главном цилиндре, необходимо чтобы рабочий про-

цесс завершился в первом главном и начался во втором главном цилиндре;

- учитывая, что рабочий цикл составляет 720 град ПКВ, то до завершения рабочего цикла в первом главном цилиндре, коленчатый вал должен повернуться еще на 350 градусов;

- достижение максимального значения силы Z во втором главном цилиндре происходит при 30 град ПКВ (рис. 7), то есть через 380 град ПКВ после достижения силой Z максимального значения от процессов, происходящих в первом главном цилиндре.

Обзор вариантов схем организации работы МГР двигателя, а также логический анализ различных вариантов организации работы секции двигателя, позволяет сделать вывод о возможности регулирования напряженно-деформированного состояния деталей ЦПГ и КШМ, за счет организации вариантов работы секции двигателя.

Вышеизложенные материалы по организации работы секции двигателя, позволяют оценить возможность организации управления 12-цилиндрового W-образного двигателя с прицепными шатунами путем создания электрогидравлической системы управления МГР.

В этом случае, порядок работы различных вариантов работы двигателя может быть представлен в следующем виде:

- вариант а — 1гл, 2гл, 1б, 2б, 5гл, 6гл, 5б, 6б, 3гл, 4гл, 3б, 4б — последовательный;
- вариант б — 1гл, 1б, 2гл, 2б, 5гл, 5б, 6гл, 6б, 3гл, 3б, 4гл, 4б — параллельный;
- вариант в — 1гл, 2б, 2гл, 1б, 5гл, 6б, 6гл, 5б, 3гл, 4б, 4гл, 3б — перекрестный.

Электрогидравлическая система управления МГР

Одно из основных требование, которое необходимо выполнить при разработке электрогидравлической системы, заключается в обеспечении надежной и долговременной работы управляющей и исполнительной системы МГР.

Управляющая система направлена на обеспечение надежной работы клапанов МГР во всем нагрузочном и скоростном диапазоне, на основе электрического сигнала, полученного от датчика при нахождении соответствующего поршня в ВМТ и осуществляющая управление клапанами гидравлической системы. Важным аспектом этой системы является достижение необходимого уровня быстродействия как электрической (электронной), так и гидравлической систем, то есть быстрое открытие и быстрое закрытие клапана при обеспечении безударного его опускания на седло. Гидравлическая система управления клапанами может быть оформлена в виде распределительного вала, который обеспечивает подачу гидравлической жидкости (в данном случае дизельное топливо) в соответствии с законами уп-

равления МГР представленными на рис. 2, 4, 6, с учетом времени изодрома электромагнитного клапана и гидравлической системы, с целью обеспечения закона динамики клапанов МГР. Общая схема работы электрогидравлической системы управления МГР, может быть представлена следующим образом:

- при подходе к ВМТ на такте «Впуск» первого главного поршня, при значении угла ПКВ равном α , происходит срабатывание электромагнитного клапана управления МГР, в результате которого происходит открытие соответствующего впускного клапана двигателя;

- аналогичным образом происходит открытие соответствующих клапанов секции двигателя;

- дальнейшая организация работы 12-цилиндрового двигателя может быть оформлена в соответствии с представленными выше вариантами работы МГР и ТА двигателя.

Чередование вспышек в секциях для 12-цилиндрового двигателя будут происходить через 120 град ПКВ.

Использование результатов логического анализа вышеизложенных положений и факторов позволяет перейти к этапу формирования исполнительной системы.

Исполнительная система направлена на обеспечение законов движения клапанов двигателя с характеристиками представленными выше.

Анализ технических решений, представленный в работах [4–7] наряду с применением современных методов 3D моделирования и электронного управления работой систем, позволяет проанализировать и предложить оптимальное техническое решение. Поэтому, для обеспечения технических характеристик таких важных параметров динамических характеристик клапанов: как угол наклона прямой, характеризующую максимальную скорость их открытия и закрытия, обеспечение безударной посадки конуса клапана на седло, необходимо создание 3D модели и выполнение виртуальных исследований.

Как было отмечено в работах [4–7], в качестве рабочего тела может быть использован газ или масло, что позволяет быстро открывать и медленно опускать клапан на седло. По мнению авторов, для данной конструкции дизельного двигателя больше подходит дизельное топливо, обладающее средними вязкостно-температурными характеристиками. При совместном использовании топлива в рампе МГР и рампе ТА с обеспечением необходимой чистоты и его постоянном расходе, будет обеспечена стабильность теплового состояния элементов систем, что обеспечит надежность работы и долговечность двигателя в целом. При оценке динамических характеристик клапанов целесообразно рассмотреть варианты с

использованием и без использования коромысел.

Одной из целей данной публикации является анализ возможности работы МГР без применения распредвалов и системы привода, что позволит снизить уровень механических потерь в МГР, а также уменьшить вес и габариты двигателя, что является важным условием при разработке и создании двигателя для БПЛА и легкомоторной авиации. При этом, патентно-лицензионный анализ публикаций на предложенную тему [6, 7] подтвердил актуальность и перспективность подобного типа разработок.

Заключение

1. Представленные схемы работы МГР и ТА, наряду с анализом изменения действующих на детали ЦПГ и КШМ сил в секциях, с учетом гидромеханических параметров сопряжений позволяют оценить применение схем управления МГР и подтверждают возможность их использования для W-образных двигателей.

2. Реализация различных схем работы секции позволяет регулировать нагрузку на детали ЦПГ и КШМ, что представляет интерес в случае перехода от одной схемы к другой без остановки двигателя.

3. Реализация предложенных решений направленных на уменьшение габаритов двигателя могут представлять интерес для изделий авто и бронетехники, а технических решений направленных на уменьшение веса двигателя для — БПЛА и легкомоторной авиации.

Литература

1. Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2019. № 3. С. 27–30.
2. Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 1. С. 26–29.
3. Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Ловцов М.В. Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 2. С.3–8.
4. Двигатели без распредвалов, новая технология, которая изменит автоиндустрию <http://www.lgai.ru/publ/517681-dvigateli-bez-raspredvalov-novaya-tehnologiya-kotoraya-izmenit-avtoindustriyu.html> @ Igai.ru
5. Volkswagen Group. Семейство двигателей W. Программа самообучения 248 Wolfsburg. С. 10. [Электронный ресурс]. URL: http://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/248_Wdvwg_W8_W12_Volkswagen.pdf (дата обращения: 28.07.2021).
6. Николаев П. Без кулачков // ТУРБО: автожурнал. — 2006. № 5 (91) [Электронный ресурс]. URL: http://www.turbonsk.ru/index.pl?module=article_det;p1=443 (дата обращения: 05.10.2015).
7. Исполнительный механизм гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания (варианты): патент RU МПК F01L 9/00 (2006.01) / А.В. Максимов, А.Б. Березовский, Н.А. Гатауллин, Л.А. Зимина, А.П. Сосновский Р.Ф. Сафин, И.Ф. Гумеров, А.С. Куликов, Р.Х. Хафизов; заявитель и патентообладатель — открытое акционерное общество «КамАЗ». № 2014123242/06(037856); заявл. 06.06.2014; решение о выдаче патента от 16.06.2015.

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ ГАЗОПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

С.Е. Андрусенко, к.т.н., М.В. Фролов, нач. отдела, А.В. Фофанов, инж.
АО «РУМО»

В статье проведен анализ существующих систем подачи воздуха в цилиндры газопоршневого двигателя для достижения оптимального значения коэффициента избытка воздуха в рабочем процессе. Предложено устройство и алгоритм работы устройства для регулирования коэффициента избытка воздуха по величине содержания свободного кислорода в отработавших газах. Обоснована возможность управления рабочим процессом в период подготовки начала сгорания и приведены примеры механизмов отечественных и зарубежных аналогов, обеспечивающих управление рабочим процессом.

Рабочие параметры газового двигателя и организация рабочего процесса во многом определяется согласованной работой турбокомпрессора и газовых клапанов, подающих газ в камеру сгорания двигателя. Газовый двигатель с форкамерно-факельным зажиганием работает на обедненной смеси. Обеднение смеси позволяет снизить концентрацию окислов азота и окиси углерода, не вызывая увеличения концентрации углеводородов, и одновременно обеспечить уменьшение расхода топлива, поэтому такой способ организации рабочего процесса перспективен для газовых двигателей. Коэффициент избытка воздуха α при этом выбирается таким, чтобы уровень выбросов NO_x не превышал предельно допустимых значений, установленных IMO Tier III.

При оценке выбросов вредных веществ двигателя следует учитывать, что каждый цилиндр представляет собой закрытую систему [1]. Суммарные выбросы вредных веществ двигателя складываются из отдельных выбросов каждого из работающих цилиндров. Чем меньше будет выброс вредных веществ из каждого цилиндра, тем меньше будут суммарные выбросы двигателя.

Отсюда можно сформировать три основных требования к конструкции камер сгорания, конструкции и конструктивным параметрам систем питания, выпуска отработавших газов и управления двигателем, а также использованию различных методов наддува:



➤ точное соотношение воздуха и топлива в каждом цилиндре при любых режимах работы двигателя;

➤ в каждом цилиндре должно быть одинаковое количество топливовоздушной смеси;

➤ в каждом цилиндре топливовоздушная смесь должна быть однородной по составу.

В двигателях с принудительным зажиганием при работе даже на установившемся режиме от цикла к циклу всегда присутствуют изменения в процессе сгорания и давлении в цилиндре [2]. Были обнаружены три причины изменения скорости горения смеси:

➤ изменения в движении газа в цилиндре влияют на скорость распространения пламени;

➤ изменения в количестве топлива и воздуха приводят к тому, что количество энергии в цилиндре изменяется от одного цикла к другому;

➤ пространственные изменения концентрации воздуха в различных циклах одного и того же цилиндра.

Явления межциклового неустойчивости и колебания давления в цилиндрах двигателя с принудительным зажиганием при неизменяющихся внешних факторах требуют наличия в составе двигателя системы управления, способной снизить влияние этих неблагоприятных факторов.

Организация рабочего процесса

Принятая стратегия организации рабочего процесса заключается в том, чтобы двигатель работал с как можно большим, при этом оптимальным количеством избыточного воздуха.

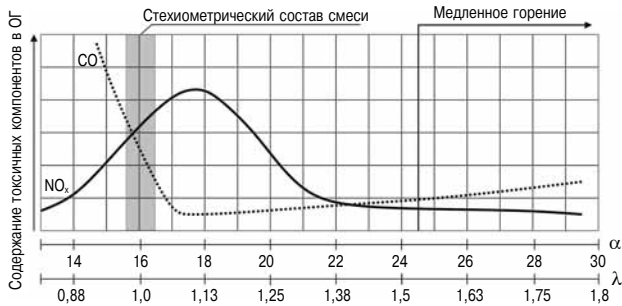


Рис. 1. Эмиссия NO_x и CO в отработавших газах в зависимости от коэффициента избытка воздуха α

Ограничивающими факторами при этом являются исключение пропусков вспышек обедненной газовой смеси и достижение полного сгорания с минимальным выбросом вредных веществ.

Причина, по которой этот подход снижает содержание NO_x , заключается в низкой температуре сгорания газо-воздушной смеси с большим избытком воздуха (рис. 1). Если в цилиндре сжато больше воздуха, теплота воздушного заряда в цилиндре выше, это означает, что он может поглощать такое же количество тепла с меньшим повышением температуры [3].

Для воспламенения обедненной смеси в камере сгорания двигателя применяется форкамерная система зажигания, то есть имеется предкамера с объемом, соотносящимся с объемом основной камеры сгорания в цилиндре в отношении 0,025. В форкамере установлена свеча зажигания. Газовая струя, исходящая с высокой энергией из форкамеры надежно зажигает обедненную смесь в цилиндре двигателя.

Для обеспечения качественного воспламенения и горения смеси требуется оптимизация коэффициента избытка воздуха α в объеме камеры сгорания двигателя, фазы впрыска, массового расхода, поступающего в форкамеру газа, и угла опережения зажигания. Скорость и стабилизация горения смеси в цилиндре увеличивается с увеличением расхода газа, подаваемого в форкамеру.

Известно, что в зависимости от количества воздуха, подаваемого в цилиндр, зависит характер

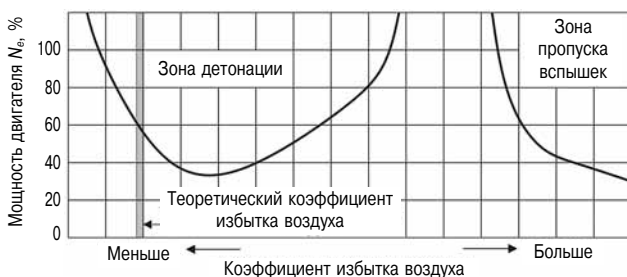


Рис. 2. Характеристика рабочего процесса газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием

протекания рабочего процесса газового двигателя. На рис. 2 представлена характеристика рабочего процесса газового двигателя с форкамерно-факельным зажиганием в зависимости от состава смеси в цилиндре двигателя.

С ростом мощности двигателя вероятность попадания рабочего процесса в зону детонации и пропуска вспышки существенно возрастает. Особенно важным этот вопрос становится при создании газового двигателя судового назначения вследствие колебания нагрузки под влиянием погодных условий и волнения на море.

Способы управления рабочим процессом

Различные двигателестроительные фирмы для решения вопроса организации рабочего процесса наряду с оптимизацией конструкции форкамеры, фаз газораспределения и угла опережения зажигания проводят исследования в направлении оптимизации зарядки цилиндров двигателя.

В 2007 г. Фирма АВВ (Швейцария) предложила способ установки байпасной заслонки в воздушный тракт двигателя после турбокомпрессора и клапана перепуска отработавших газов для

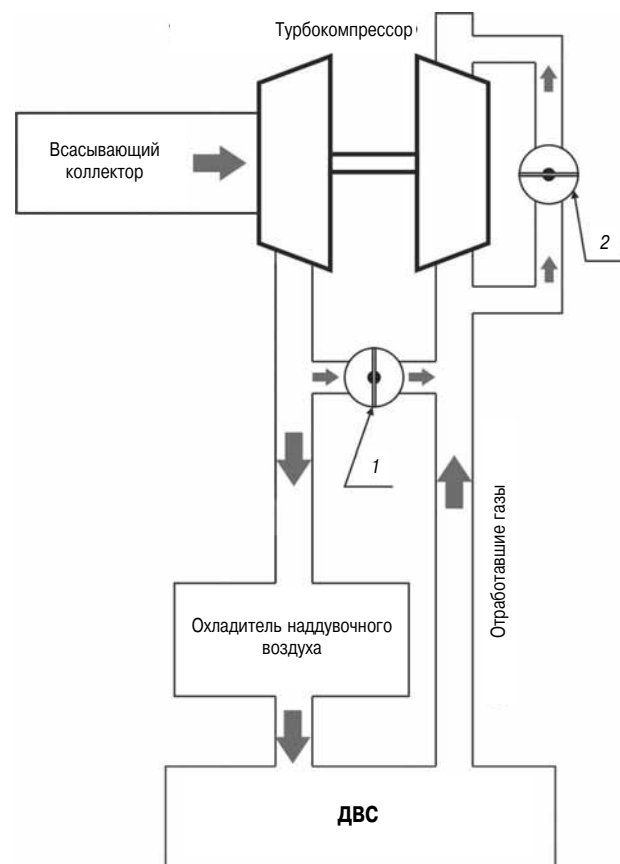


Рис. 3. Система управления воздушоснабжения цилиндров двигателя:

1 — байпасный клапан, 2 — клапан перепуска отработавших газов

регулирования коэффициента избытка воздуха на частичных нагрузках (рис. 3) [4].

Схема, предложенная АВВ, предусматривала совместную работу байпасной заслонки и клапана перепуска отработавших газов в зависимости от нагрузки двигателя. Если эксплуатационный график нагрузки двигателя показывал кратковременное использование режимов от 90 до 110 % мощности, то параметры турбины настраивались на режим 85 % мощности, при котором двигатель достигал максимальных значений среднего эффективного давления в цилиндрах. При 86 % мощности открывался клапан перепуска отработавших газов и давление отработавших газов перед турбиной снижалось, в результате при 100 % нагрузке обеспечивалось ограничение максимального давления в цилиндрах двигателя. В дополнение к сбросу отработавших газов клапаном перепуска, осуществлялся перепуск наддувочного воздуха, на частичных нагрузках вплоть до 50 % мощности, что повышает коэффициент избытка воздуха за счет смещения рабочих точек на характеристиках турбокомпрессора в сторону более высоких КПД. Указывалось, что такая система наддува является более эффективной. Наддувочный воздух на выходе из компрессора подводился к выпускному коллектору непосредственно перед входом в турбину, что позволяло сдвинуть рабочую точку в сторону более высоких КПД компрессора.

Графически совместная работа байпасной заслонки и клапана перепуска отработавших газов приведена на рис. 4.

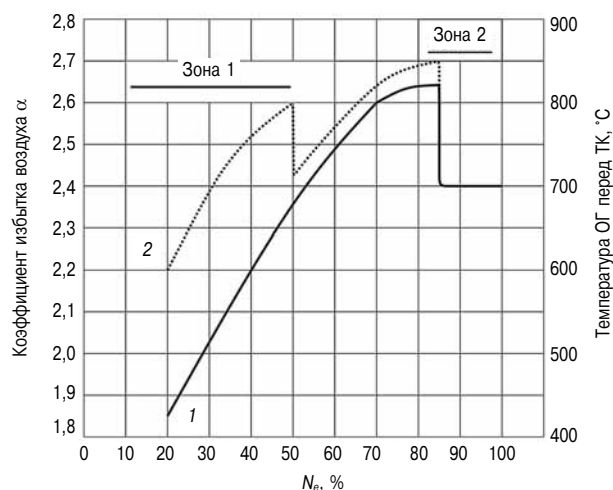


Рис. 4. Совместная работа байпасной заслонки и клапана перепуска отработавших газов:

зона 1 — граница работы байпасной заслонки; зона 2 — граница работы клапана перепуска отработавших газов; 1 — зависимость коэффициента избытка воздуха от нагрузки при работе клапана перепуска отработавших газов; 2 — изменение коэффициента избытка воздуха от нагрузки при совместной работе байпасного клапана и клапана перепуска отработавших газов

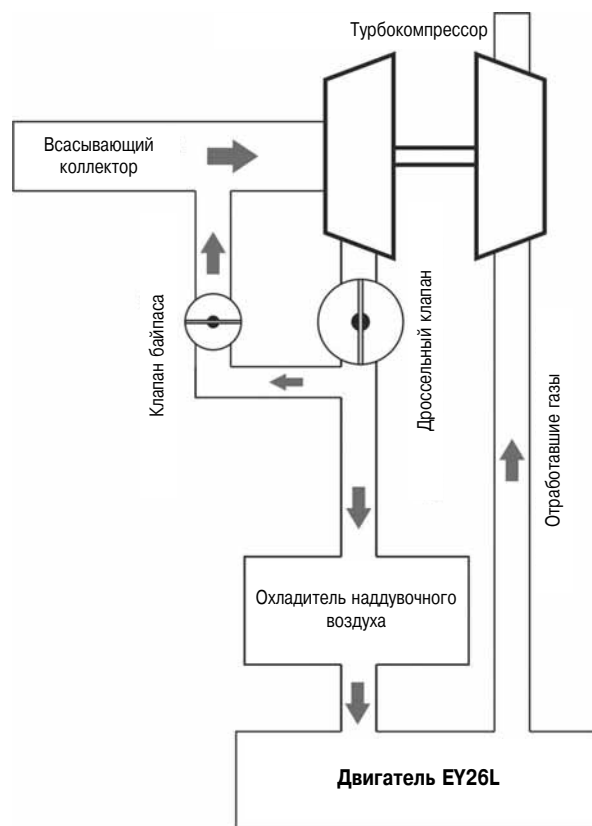


Рис. 5. Схема системы управления давлением наддувочного воздуха газового двигателя EY26L

Дальнейшая схема оптимизации воздухо-снабжения получила развитие в работах фирмы Yanmar для газового двигателя EY26L [5]. Отличие состояло в том, что для оптимизации рабочего процесса наряду с оптимизацией фазы впрыска горящего факела форкамеры (угла опережения зажигания) и массового расхода воздуха, поступающего в форкамеру газа, оптимизировался коэффициент избытка воздуха в цилиндре по величине коэффициента остаточного кислорода в отработавших газах λ (рис. 5).

Оптимальное значение коэффициента избытка свободного кислорода λ выбирается с учетом возможного смещения линий, вызванного изменением нагрузки и теплотворной способностью топлива. Для сохранения высоких показателей мощности, безопасности, экологичности и экономичности двигателя необходимо оставаться в узком интервале между зоной детонации и зоной пропуска вспышек. Прогнозируемая нагрузка рассчитывалась на основе интерполяции частотных характеристик, полученных в результате эксплуатации двигателей на судах, в результате чего был разработан метод настройки λ . Система топливоподачи при этом должна быстро реагировать на изменение нагрузки с помощью электромагнитных клапанов и начала подачи топлива (рис. 6).

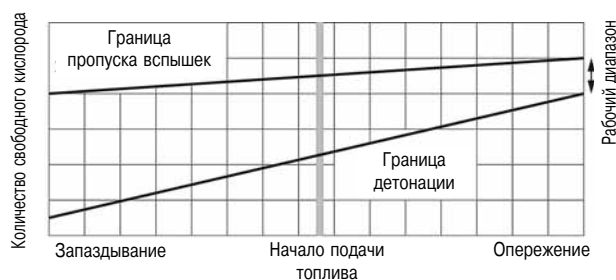


Рис. 6. Рабочий диапазон газового двигателя

Система управления λ для газового двигателя EY26L с байпасным клапаном регулирует давление наддува, изменяя расход воздуха на линии возврата (в турбокомпрессор) в обоих направлениях (рис. 6). Это делается для снижения инерционности системы. Указывается, что диапазон регулирования байпасным клапаном недостаточен, особенно при малых нагрузках и дальнейшее улучшение динамики достигается применением дросселя в линии подачи воздуха (главного дроссельного клапана). Управление обоими клапанами (байпасным и главным) производится в зависимости от нагрузки. В области малых расходов управление осуществляется главным дроссельным клапаном, а в области средних и больших расходов — байпасным клапаном. Таким образом обосновывается, что совместная работа обоих клапанов позволяет обеспечить управление коэффициентом избытка воздуха во всем диапазоне нагрузок.

На ОАО «Коломенский завод» в 2018 г. был получен патент на создание способа управления газовым двигателем, устраняющий детонационные явления [6]. Сущность изобретения заключается в том, что по сигналам от датчиков детонации, установленных на каждом цилиндре многоцилиндрового двигателя, имеющего в своем составе турбонагнетатель, через который воздух подается в двигатель, воздушную заслонку, регулиующую количество подаваемого воздуха по сигналу от датчика концентрации свободного кислорода в отработавших газах, индивидуальные газораспределительные клапаны для каждого цилиндра, регулирующие расход топливного газа, подаваемого в каждый цилиндр двигателя. Для ухода от детонационных процессов горения с помощью электромагнитных клапанов уменьшается количество топливного газа, подаваемого в детонирующий цилиндр до исчезновения детонации с последующим восстановлением до заданного значения на текущей частоте вращения двигателя с целью уменьшения нагрева стенок камеры сгорания и ухода от процессов детонационного горения вызванного калильным зажиганием.

Аналогичные системы запатентованы в России не только для стационарных, транспортных и су-

довых двигателей, но и для транспортных автомобилей типа «КамАЗ», но более усложнены.

Адаптивная система управления рабочим процессом

Двигатель внутреннего сгорания представляет собой многомерный нелинейный объект управления. Он состоит из многих подсистем, которые взаимосвязаны друг с другом и образует единое целое [7–9]. Для обеспечения высоких показателей такой системы необходимо решить задачу оптимального управления.

В работе [8] указывается, что особенностью систем автоматической адаптации является закон регулирования, изменяемый самой системой. В программно-адаптивных системах управления основная программа корректируется в зависимости от информации на выходе системы введением обратной связи по тому или иному критерию.

В настоящее время на заводе АО «РУМО» разработана и проходит испытания адаптивная система управления рабочим процессом газового двигателя РУМО-502 с оптимальным набором контролирующих и управляющих элементов. Двигатель имеет технические характеристики, представленные в табл. 1.

Для адаптивной системы ставится задача обеспечить наибольшую эффективность работы газопоршневого двигателя по критерию оптимального коэффициента избытка воздуха, определяемого по содержанию свободного кислорода в отработавших газах.

Под адаптивным управлением понимается такое управление, при котором в процессе функционирования система управления реагирует на изменение свойств объекта управления и внешних воздействий и на основании результатов обработки соответствующей информации приспособляется к новым условиям путем изменения структуры и параметров системы управления или некоторой ее части так, чтобы показатель ка-

Основные технические характеристики двигателя РУМО-502

Параметры	Значения
Тип двигателя	Газовый двигатель с искровым зажиганием
Рабочий объем цилиндра, л	11,8
Диаметр цилиндра х ход поршня, мм	220×280
Частота вращения двигателя, об/мин	1000
Цилиндровая мощность, кВт	131,5
Среднее эффективное давление, МПа	14,06
Число цилиндров	8
Вид топлива	Природный газ

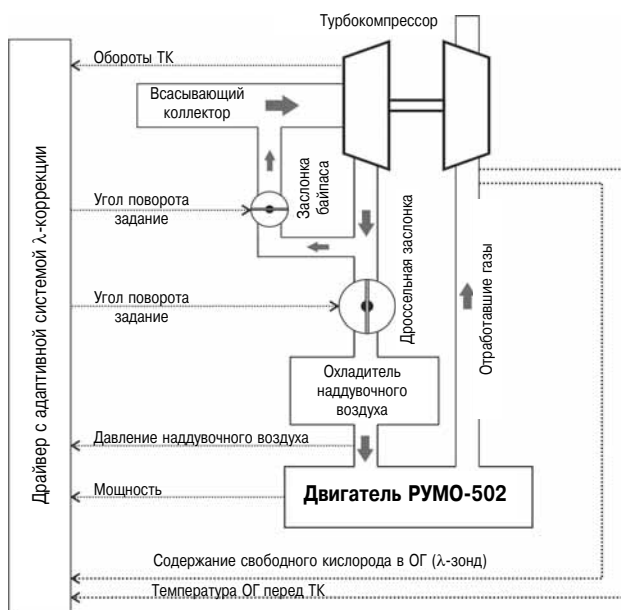


Рис. 7. Схема адаптивной системы управления газовым двигателем РУМО-502

чества каждый раз достигал экстремального значения или находился в заданном диапазоне [10]. Принципиальная схема системы управления приведены на рис. 7.

В системе установлены электронные клапаны подачи топливного газа, подающие топливный газ в цилиндры двигателя, в выпускной трубе установлен λ — зонд для определения концентрации свободного кислорода в отработавших газах двигателя. Условно коэффициент свободного кислорода связан с коэффициентом избытка воздуха, как показано на рис. 1.

На входе во впускной ресивер после турбокомпрессора установлены дроссельная и байпасная заслонки, предназначенные для изменения расхода воздуха в двигатель и разгрузки линии нагнетания воздуха от избыточного давления перепуском части воздуха в воздушный трубопровод линии атмосферного воздуха перед турбокомпрессором.

В состав адаптивной системы входит драйвер — электронный блок регулирования подачи воздуха в цилиндры двигателя, работающий от сигнала датчика λ -зонда, учитывающий текущую нагрузку на двигатель, температуру отработавших газов перед турбинной частью ТК, давление наддувочного воздуха, обороты турбокомпрессора и управляющего углами поворота заслонок, тем самым изменяя расход воздуха через двигатель и соответственно коэффициент избытка воздуха α .

Таким образом, α можно определить как функцию, зависящую от нескольких параметров двигателя:

$$\alpha = f(P_e, \lambda, p_{нв}, T_{ог}, n_{тк}) \quad (1)$$

где: P_e — нагрузка на двигатель, λ — коэффициент остаточного кислорода в отработавших газах, $p_{нв}$ — давление наддувочного воздуха, $T_{ог}$ — температура отработавших газов перед турбиной, $n_{тк}$ — обороты турбокомпрессора.

Алгоритм работы адаптивной системы λ -коррекции представлен на рис. 8.

В адаптивной системе управления регулирование давления наддувочного воздуха при работе двигателя под нагрузкой осуществляется байпасной заслонкой, управление дроссельной заслонкой происходит при запуске двигателя и при работе

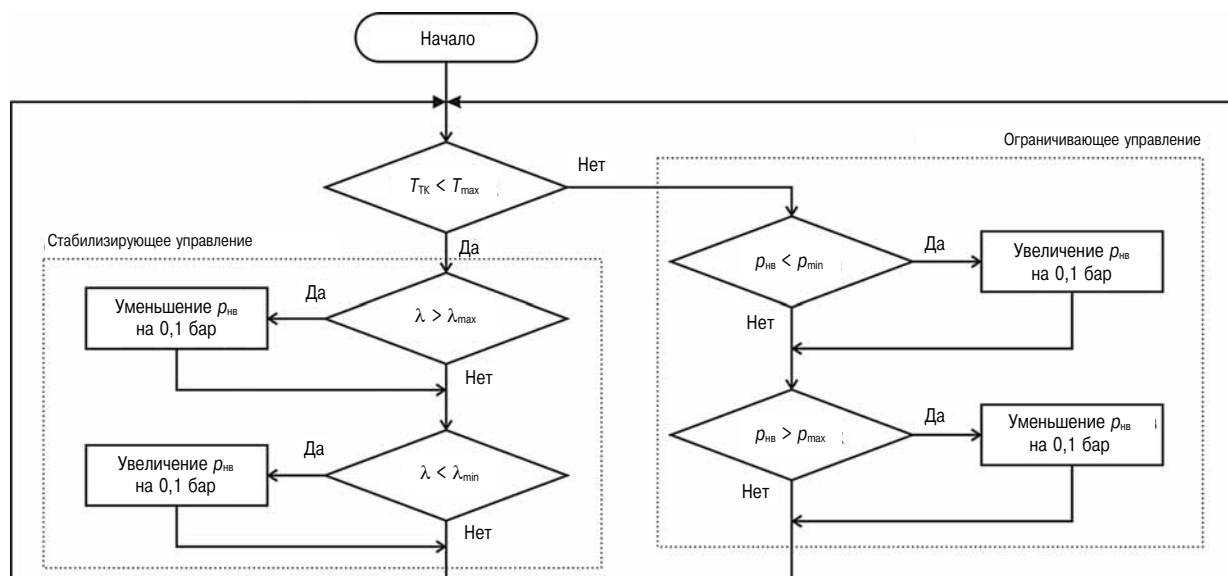


Рис. 8. Алгоритм работы адаптивной системы управления рабочим процессом:

$T_{ог}$ — температура ОГ перед ТК; $T_{макс}$ — максимальная температура для ТК; $p_{нв}$ — давление наддувочного воздуха; p_{min}, p_{max} — зона рабочего давления наддува (коррелируется по нагрузке на двигатель); λ — количество остаточного кислорода в ОГ; $\lambda_{min}, \lambda_{max}$ — диапазон уставки остаточного кислорода (коррелируется по нагрузке на двигатель)

на холостом ходу, обеспечивая быстрый запуск двигателя. Регулирование дроссельной заслонкой при работе на малых нагрузках также позволяет скорректировать работу турбокомпрессора и отодвинуть рабочую точку от зоны помпажа. Таким образом, при запуске двигателя и при работе на холостом ходу уменьшается проходное сечение для подачи воздуха от турбокомпрессора в воздушный ресивер. Двигатель на этих режимах получает воздух в основном от насосных ходов [11], а количество воздуха ограничивается для получения стехиометрического состава смеси в цилиндрах.

Литература

1. УВЕ РОКОШ Бортвая диагностика. Перевод с нем. ООО «СтарСПб». М. : ООО «Издательство «За рулем», 2013. 224 с .
2. *Lars Eriksson, Lars Nielsen. Modeling and Control of Engines and Drivelines (Automotive Series) 1st Edition, Kindle Edition. Wiley; 1st edition (February 27, 2014) 556 p.*
3. Reciprocating engines[online] https://petrowiki.spe.org/Reciprocating_engines
4. Материалы фирмы АВВ (Швейцария) по способу управления рабочим процессом газового двигателя (переписка гл. конструктора ОАО РУМО с фирмой АВВ), 2000–2001 г. (из архива завода).
5. Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса СИМАС). Новый газовый двигатель фирмы «Yanmar». Перевод Г. Мельника // Двигателестроение. 2020. № 3. С. 25–42.
6. *Калиниченко В.В., Буров С.В., Здоренко В.А.* Способ управления газовым двигателем внутреннего сгорания. Патент RU 2695583 от 20.06.2018 г.
7. *Крутов В.И.* Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. М. : Машиностроение, 1978. 472 с.
8. *Покровский Г.П., Белов Е.А., Драгомиров С.Г., и др.* : Под общ. Ред Г.П. Покровского. Электронное управление автомобильными двигателями. М. : Машиностроение, 1994. 336 с.
9. *Вощанкин С.В.* Разработка структуры и алгоритмов обучающихся контуров в микропроцессорных системах управления автомобильных двигателей: дис. ... докт. техн. наук. Москва 2004, 197 с.
10. *Чураков Е.П.* Оптимальные и адаптивные системы: учебное пособие для вузов. М. : Энергоатомиздат, 1987. 256 с.
11. *Межеричский А.Д.* Турбокомпрессоры судовых дизелей // Судостроение. 1971. 192 с.

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛООБМЕННОГО КОНТУРА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

А.И. Петров, к.т.н, доцент кафедры
ФГАОУ ВО «Мурманский государственный технический университет»

История развития двигателей Стирлинга неразрывно связана с развитием энергетики в основной ее составляющей — преобразовании тепловой энергии в механическую работу. Современные проблемы энергетики и экологии не могут быть решены порознь. В этом отношении привлекательность двигателя Стирлинга бесспорна, включая все возрастающий интерес к так называемой «зеленой» энергетике. Уровень технологического развития современной промышленности несопоставим с ее состоянием во времена изобретения двигателя, а стало быть, имеются и все шансы масштабного воплощения этой инженерной мысли. Решающим фактором при этом остается вопрос проектирования и создания оптимального теплообменного контура, который обеспечивал бы необходимую эффективную мощность двигателя при сохранении экономичности и экологичности.

Современная энергетика призвана решать не только энергетические проблемы, но и множество методов получения энергии, ее преобразования и практического применения. Совершенно очевидно, что потребности человечества в механической энергии (работе), как одной из двух ее основных форм, остается приоритетным. И здесь стоит напомнить, что в настоящее время непосредственного преобразования теплоты в электрическую энергию в промышленных масштабах не существует. А стало быть, не существует и альтернативы тепловому двигателю. Конечно же, получение и преобразование энергии неизбежно связано с загрязнением биосферы, и в настоящее время этому уделяется особое внимание. Но вместе с тем, цивилизация сохраняет тенденцию к увеличению потребления энергии, причем во всех ее формах, а, следовательно, необходимо выбирать наиболее благоприятные способы ее получения и преобразования.

В этом отношении тепловой двигатель Роберта Стирлинга заслуживает особого внимания. Изобретенный и практически воплощенный более 200 лет назад он медленно совершенствовался в силу низкого технологического уровня

промышленности тех времен. И, в конечном итоге, по коммерческим причинам, уступил двигателям внутреннего сгорания и турбинам. Однако его неоспоримые преимущества — быть универсальным по отношению к источникам тепла, высокая экономичность, возможность работать в замкнутых пространствах, оказывать минимальное вредное воздействие на окружающую среду, сохраняют интерес к дальнейшему совершенствованию конструкции и востребованности в стационарной и транспортной энергетике.

Существующие сегодня образцы таких двигателей, их весьма ограниченное практическое применение позволяют утверждать, что для качественного улучшения конструкции необходимо, прежде всего, изменить подходы к проектированию теплообменного контура, включающего нагреватель, холодильник и регенератор. Рассмотрим, к примеру, однорядный четырехцилиндровый транспортный двигатель Стирлинга с ромбическим приводом Рольфа Мейера модели 4-235, созданный фирмой «Филипс».

Двигатель использует в качестве рабочего тела гелий и развивает максимальную полезную мощность 162 кВт при 300 об/мин. Краткая опубликованная характеристика включила:

- вид топлива — дизельное;
- диаметр цилиндра $D = 7,75$ см;
- ход поршня $S = 4,98$ см;
- общий вытесняемый объем цилиндров $V_{\Sigma} = 940$ см³;
- среднее давление рабочего тела $p_{cp} = 21,582$ МПа;
- номинальная температура рабочего тела в нагревателе $T_n = 973$ К;
- номинальная температура рабочего тела в холодильнике $T_x = 333$ К;
- эффективный КПД двигателя при 1000 об/мин $\eta_e = 30$ %.

Используя классическую теорию Шмидта определим примерные тепловые нагрузки на теплообменники одного цилиндра двигателя. Для ромбического привода Мейера характерно равенство вытесняемого объема полости расширения V_E и сжатия V_C , т. е., $V_E = V_C = 0,25 V_{\Sigma} =$

$= 235 \text{ см}^3$. Допуская, что относительный мертвый объем χ теплообменников выбирался при проектировании близким к оптимальному и равным 1, имеем равенство вытесняемого объема полости расширения V_E и общего внутреннего объема теплообменников V_D , т. е. $V_D = 0,25 V_E$. Следовательно масса рабочего тела в цилиндре составляет:

$$M = \frac{p_{\text{ср}} \cdot (V_D + V_E)}{R \cdot 0,5(T_H + T_X)} = \frac{21,6 \cdot 10^6 \cdot 0,5 \cdot 940 \cdot 10^{-6}}{2078,5 \cdot 0,5 \cdot (973 + 333)} = 0,00748 \text{ кг}.$$

Поскольку цилиндровая мощность $N_{\text{ц}} = 0,25 \cdot 162 = 40,5 \text{ кВт}$ при 300 об/мин, то полезная работа одного цикла $l_{\text{ц}}$ составит:

$$l_{\text{ц}} = \frac{60 \cdot N_{\text{ц}}}{n} = \frac{40 \cdot 500}{5} = 8100 \text{ Дж}.$$

Соответственно удельная полезная работа l цикла будет равна:

$$l = \frac{l_{\text{ц}}}{M} = \frac{8100}{0,00748} = 1082888 \text{ Дж/кг}.$$

С другой стороны, работа цикла равна разности подведенной q_1 и отведенной q_2 в цикле теплоты (рис. 1).

Учитывая термодинамическую связь между параметрами цикла Стирлинга имеем:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 = R(T_H - T_X) \cdot \ln(v_{\text{max}}/v_{\text{min}}),$$

где отношение удельных объемов (степень сжатия) $v_{\text{max}}/v_{\text{min}} = \epsilon$.

Тогда параметр ϵ определится выражением:

$$\epsilon = \exp[l_{\text{ц}}/R(T_H - T_X)] = \exp[1082888/2078,5(973 - 333)] = 2,257,$$

где $R = 2078,5 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ газовая постоянная гелия.

С учетом параметра ϵ определим количество удельной подведенной теплоты q_1 :

$$q_1 = R \cdot T_H \cdot \ln \epsilon = 2078,5 \cdot 973 \cdot \ln 2,257 = 1\,646\,218 \text{ Дж/кг},$$

или за цикл $q_1 = q_1 \cdot M = 1\,646\,218 \cdot 0,00748 = 12\,314 \text{ Дж}$.

Соответственно в регенераторе удельное количество подведенной теплоты будет равно:

$$q_p = c_v(T_H - T_X) = 3,102 \cdot 10^3(973 - 333) = 1\,985\,280 \text{ Дж/кг},$$

где c_v — удельная теплоемкость гелия при постоянном объеме.

Количество переданной регенератором теплоты в цикле равно:

$$q_{\text{рц}} = 1\,985\,280 \cdot 0,00748 = 14\,850 \text{ Дж}.$$

Суммарное количество удельной теплоты q_{Σ} , полученной рабочим телом, составит:

$$q_{\Sigma} = q_1 + q_p = 1\,646\,218 + 1\,985\,280 = 3\,631\,498 \text{ Дж/кг},$$

или за цикл

$$q_{\Sigma\text{ц}} = 3\,631\,498 \cdot 0,00748 = 27\,164 \text{ Дж}.$$

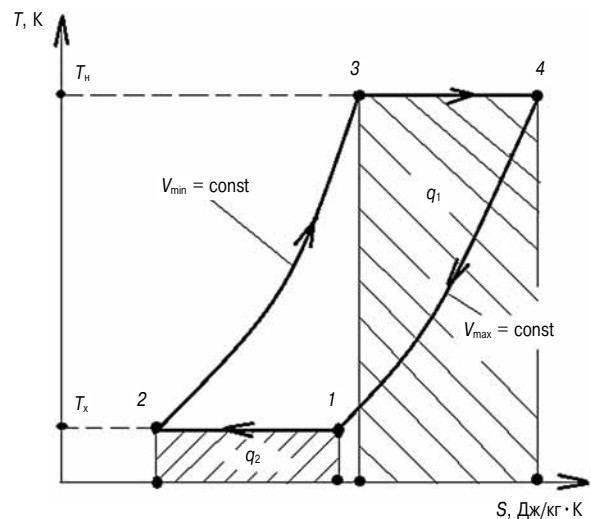
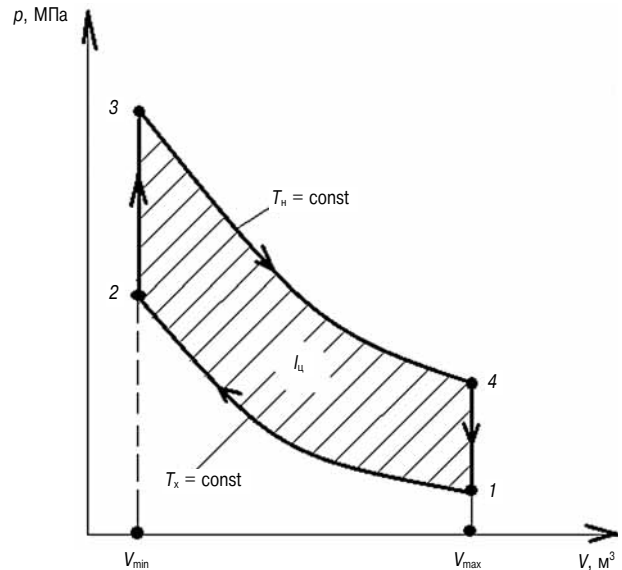


Рис. 1. Цикл Стирлинга

Отведенная в окружающую среду удельная теплота q_2 будет равна:

$$q_2 = R \cdot T_X \cdot \ln \epsilon = 2078,5 \cdot 333 \cdot \ln 2,257 = 563\,402 \text{ Дж/кг}$$

или за цикл

$$q_{2\text{ц}} = 563\,402 \cdot 0,00748 = 4214 \text{ Дж}.$$

Таким образом, удельная полезно использованная теплота $q_{\text{пол}}$ в рассматриваемом двигателе составляет:

$$q_{\text{пол}} = q_1 - q_2 = 1\,646\,218 - 563\,402 = 1\,082\,816 \text{ Дж/кг}$$

или в цикле

$$q_{\text{пол.ц}} = 1\,082\,816 \cdot 0,00748 = 8099,5 \text{ Дж}.$$

Расчет показывает, что подводимая за цикл в регенераторе теплота больше, чем в нагревателе, что и характерно для большинства конструкций, хотя с позиций теплопередачи предпочтительнее все же обратное соотношение. Можно косвенно оценить эффективность теплообменника, исполь-

зую, так называемый, P -параметр, согласно которому:

$$P = \frac{T_2'' - T_2'}{T_1' - T_2'},$$

где T_1' — температура источника тепла (допускаем, что в камере сгорания при сжигании дизельного топлива $T_1' = 2000$ К); T_2'' — температура рабочего тела в цикле, равная $T_n = 973$ К; T_2' — температура рабочего тела в цикле, равная температуре в полости сжатия $T_x = 333$ К.

Тогда

$$P = \frac{973 - 333}{2000 - 333} = 0,38.$$

Такое значение для рекуперативного теплообменника далеко от оптимального. И это можно объяснить тем, что в соответствии с изотермической теорией Шмидта время прохождения общего потока рабочего тела через холодильник, регенератор и нагреватель составляет не более половины всего времени цикла. Кроме того известно, что при высоких частотах вращения ни одна частица рабочего тела не проходит более двух зон: например холодильника и регенератора или регенератора и нагревателя. То есть фактически необходимо говорить о проточности теплообменного контура, о смещении характеристики χ в зону значений меньших единицы, а также о скорости протекания процессов теплообмена, то есть о частоте вращения двигателя близкой, например, частоте среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания. При этом помнить, что при проектировании (например, нагревателя) безразмерный комплекс NTU (число единиц переноса тепла) может иметь двойной смысл: с одной стороны

$$NTU = \frac{T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}}{\Delta T_{\text{ln}}} = \frac{T_2'' - T_2'}{\Delta T_{\text{ln}2}},$$

это отношение изменения температуры к средней логарифмической разности температур; но с другой стороны

$$NTU = \frac{\alpha \cdot F}{\rho \cdot c \cdot V},$$

представляет отношение теплопереносной способности к теплоаккумулирующей, где ρ и c — соответственно плотность и массовая теплоемкость рабочего тела; V — объемный расход рабочего тела; F — поверхность теплообмена; α — коэффициент теплоотдачи.

Это означает, что даже при небольшой температурной разности, число NTU может достигать больших значений, а теплообменник состоять из очень тонких и длинных трубок (каналов). Выбор их числа и диаметра в любом случае будет оставаться произвольным, но необходимо помнить, что при высоких значениях NTU все же решающее значение будут оказывать площадь поверхности теплообмена и характер течения рабочего тела.

Таким образом, вопрос о более эффективном использовании внутреннего мертвого объема двигателя, включающего и теплообменники, и соединительные каналы остается открытым.

Литература

1. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. М.: Мир, 1986. 464 с.
2. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. М.: Машиностроение, 1985. 408 с.
3. Дворцов В.С., Ткаченко М.М., Куколев М.И. Двигатели Стирлинга: Развитие конструкций и методов исследования // Двигателестроение. 2016. № 4. С. 10–14.
4. Бреусов В.П., Куколев М.И., Вильдяева С.Н., Абакишин А.Ю. Двигатели с внешним подводом теплоты // Двигателестроение. 2009. № 4. С. 41–45.
5. Четвертаков В.А. Модульный двигатель Стирлинга // Двигателестроение. 2007. № 3. С. 16–19.

РАЗВИТИЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ (по материалам конгресса CIMAC)

Компанией «Mitsui Engineering & Co., Ltd.» (MES) совместно с «Daihatsu Diesel Mfg. Co., Ltd.» (Daihatsu) разработан мощный газовый двигатель MD36G, работающий на бедной смеси. Двигатель создан на базе среднеоборотного дизеля «Daihatsu» DK-36, получившего широкое распространение в качестве как главного судового двигателя, так и привода различных стационарных установок. Главной отличительной особенностью газового двигателя MD36G является система непосредственного впрыска пилотного топлива. Двигатели MD36G, мощностью от 3 до 7 МВт, впервые поступили на рынок в 2008 году. Этот двигатель (в 6-цилиндровом варианте), успешно работающий до настоящего времени в составе электростанции MES, убедительно доказал свою высокую надежность. С целью повышения экономичности, во-первых, был внедрен ряд усовершенствований в конструкцию газового двигателя MD36G, и, во-вторых, силовая установка дополнена системой утилизации тепла. К числу усовершенствований относится оптимизация метода непосредственного впрыска топлива, что позволило увеличить скорость сгорания смеси и тем самым повысить КПД двигателя. Важнейшими преимуществами двигателя, помимо увеличения КПД, являются снижение выбросов NO_x и предотвращение детонации рабочей смеси в цилиндрах. Утилизация тепла осуществляется турбогидравлической системой THS (Turbo Hydraulic System), а снижение выбросов NO_x — за счет цикла с регулируемым углом впрыска VPC (Variable Phase Cycle). Система THS часть избыточной энергии газов после турбокомпрессора преобразует в давление жидкости и, кроме того, помогает раскручивать турбокомпрессор, что способствует улучшению приемистости двигателя. Все это позволило увеличить КПД двигателей MD36G до

48,8 % (V-образная версия) и до 47,8 % (рядная версия), что особенно ценно с точки зрения потребителей электроэнергии.

Двигатели типа ME-GI фирмы MAN достигли той степени готовности, которая сделала возможной их установку на судах, находящихся в эксплуатации. Двигатель ME-GI представляет собой малооборотный двухтактный двухтопливный двигатель, который, в качестве главного судового двигателя СПГ-газовозов, может работать на природном газе, на газе, испаряющемся в танках газовоза, а также на жидком топливе — в любой пропорции, в зависимости от вида имеющихся на судне топлив. В совместном докладе MAN и HHI представлены технические характеристики оптимизированного двигателя ME-GI, результаты функциональных и ресурсных испытаний и его вспомогательных систем, в частности, системы подачи газа. Создатели двигателя смогли добиться повышения его экономичности при переводе с жидкого топлива на газ, за счет оптимизации расхода пилотного топлива, а также общего удельного расхода топлива в двухтопливном режиме (SDF — specific dual fuel). В докладе приводятся последние данные, полученные с мест эксплуатации ME-GI и морских перевозок. Информация, накопленная в процессе испытаний, которые проводились в тесном сотрудничестве с партнерами MDT, существенно помогла в разработке блока газового клапана (GVT — Gas Valve Train) и вспомогательного оборудования, в том числе, в повышении КПД и надежности криогенных насосов, компрессоров и приводов газового клапана. Опыт разработки и использования хорошо себя зарекомендовавшей системы управления двигателем ME Engine Control System (ME ECS) позволяет надеяться, что в дальнейшем этой уникальной системой безопасности будут оборудованы все СПГ-газовозы.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

МОДЕРНИЗАЦИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ MD36G

*Kento Mayuzumi, Morio Kondo,
Toshiro Oka, Hisako Kato,
Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd.
Hidehiko Takemoto,
Daihatsu Diesel Mfg. Co. Ltd*

Введение

Газовые двигатели, работающие на бедной смеси, имеют ряд преимуществ, в том числе, высокий КПД и низкий уровень вредных выбросов — NO_x и CO_2 , при полном отсутствии выбросов сажи и окислов серы. Однако проблемы экономии топлива и защиты окружающей среды не утратили своей актуальности, поэтому производители газовых двигателей продолжают совершенствовать свою продукцию.

Компания «Mitsui Engineering & Co., Ltd.» (MES) совместно с «Daihatsu Diesel Mfg. Co., Ltd.» (Daihatsu) разработала мощный газовый двигатель MD36G, который в 2008 г. стал поступать к заказчикам [1, 2]. С тех пор было внедрено множество усовершенствований, направленных на повышение КПД. Последние совершенство-

вания включают изменения некоторых компонентов камеры сгорания и внедрение нового рабочего процесса. Кроме того, силовая установка дополнена системами утилизации тепла THS (Turbo Hydraulic System) и VPC (Variable Phase Cycle), что позволило увеличить ее электрическую мощность.

В результате модернизации был увеличен КПД двигателей MD36G до 48,8 (в V-образной версии) и до 47,8 % (в рядной версии), а системы VPC и THS позволили увеличить КПД установки еще примерно на 6 %. Это подтверждено результатами испытаний опытного двигателя 6MD36G на стенде MES, Tamano Works. В настоящем докладе представлены результаты испытаний и подробно описаны упомянутые выше технологии.

Технические характеристики двигателя MD36G

Основные технические характеристики

Основные технические характеристики двигателя MD36G приведены в табл. 1. Его номинальная мощность составляет от 2760 до 7050 кВт с числом цилиндров 6 и 16 соответственно.

Газовый двигатель MD36G создан на основе серийного среднеоборотного дизеля Daihatsu

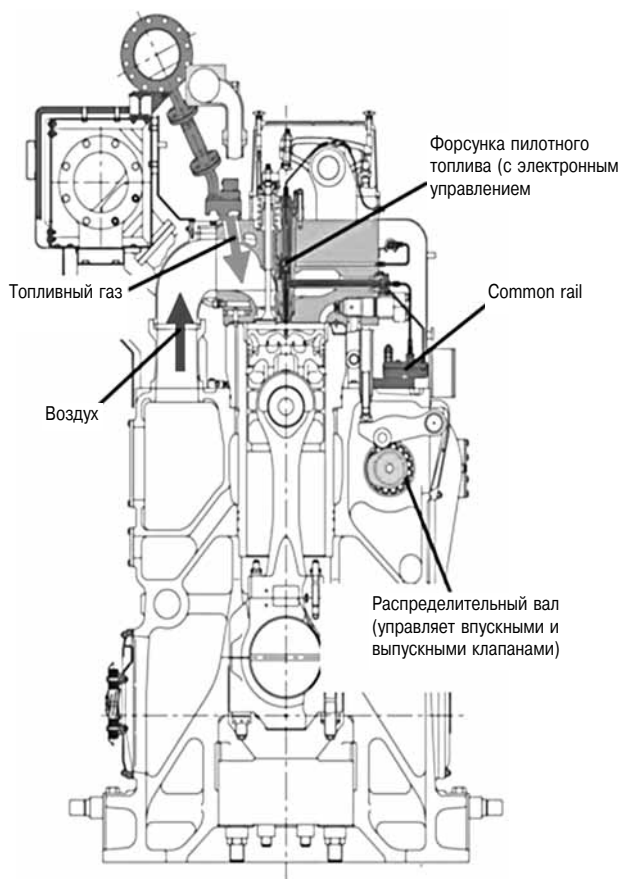


Рис. 1. Поперечное сечение двигателя MD36G

ДК-36, который широко используется в судовых и стационарных силовых установках. Поперечное сечение двигателя MD36G показано на рис. 1.

Дизельный и газовый варианты двигателя по конструкции унифицированы на 80 %. На рисунке выделены детали и узлы, добавленные или модифицированные в процессе конверсии

дизеля в газовый двигатель. Технология управления рабочим процессом MD36G фирмы MES обеспечивает стабильную работу двигателя в узком диапазоне между границами детонации и пропуска вспышек.

Воспламенение смеси

Технология воспламенения рабочей смеси показана на рис. 2 и осуществляется за счет непосредственного впрыска пилотного топлива в цилиндр. Форсунка пилотного топлива расположена по оси цилиндра. Замена форсунки занимает несколько больше времени, чем замена свечи зажигания. Надежность форсунки подтверждена результатами стендовых испытаний двигателя MD36G.

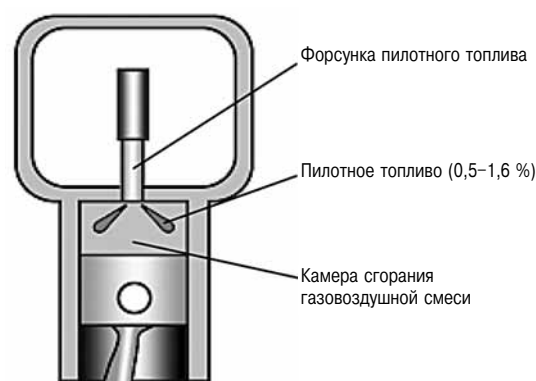


Рис. 2. Непосредственный впрыск пилотного топлива

Благодаря использованию непосредственного впрыска пилотного топлива пуск двигателя MD36G может осуществляться на одном дизельном топливе (дизельный режим), что гарантирует стабильный и надежный пуск. При полной нагрузке пилотное топливо составляет лишь 0,5–1,6 % от общей тепловой энергии топлива (включая газ), подаваемой в цилиндр за каждый рабочий цикл.

Таблица 1

Параметры двигателей MD36G

Модель		6MD36G	8MD36G	12MD36G	16MD36G
Конфигурация		Рядные		V-образные	
Число цилиндров		6	8	12	16
Диаметр цилиндра, мм		360			
Ход поршня, мм		480		460	
Скорость двигателя, об/мин		600			
Мощность генератора, кВт		2760	3680	5300	7050
Топливный газ		Бытовой газ природный газ			
Пилотное топливо		Дизель			
Зажигание		Непосредственный впрыск пилотного топлива			
КПД выработки электро- энергии	Обычный двигатель, %	45	45	46	46
	Новый двигатель, %	47,8	47,8	48,8	48,8
	С системами THS и VCP, %	50,6	50,6	51,7	51,7

Стенд

для эксплуатационных испытаний (6MD36G)

На рис. 3 изображен двигатель 6MD36G (мощностью 2760 кВт), работавший на предприятии MES, «Tamano Works», который был поставлен туда в январе 2006 г. для эксплуатационных испытаний. Двигатель работал в режиме DSS (ежедневный пуск и останов), его общая наработка составила более 22 000 часов. Этот газовый двигатель был использован для проверки

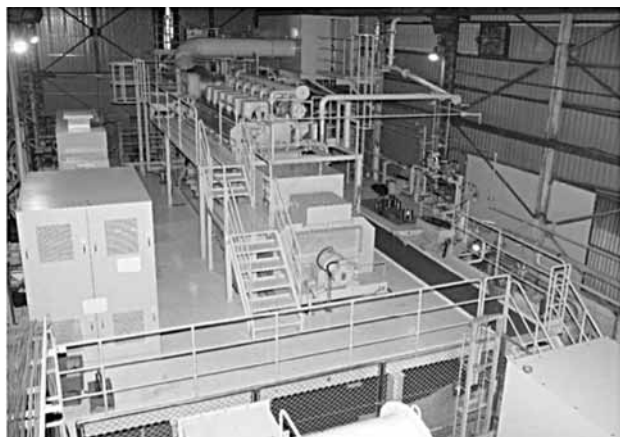


Рис. 3. Двигатель 6MD36G, поставленный на эксплуатационные испытания

конструктивных изменений и новых технологий с целью оценки их работоспособности и надежности.

Усовершенствования и новые технологии

Конструктивные изменения двигателя MD36G

На двигателе 6MD36G были применены два усовершенствования. Первое касалось изменения конструкции элементов камеры сгорания, второе состояло в использовании нового метода зажигания газозвушной смеси. Это позволило повысить КПД двигателя на 6,3 % по сравнению с серийным прототипом.

Изменения конструкции камеры сгорания

Камера сгорания газового двигателя 6MD36G, работающего на бедной смеси, имеет несколько характерных полостей. При этом попадающая в них топливовоздушная смесь полностью не сгорает, а выбрасывается с отработавшими газами, что приводит к потерям энергии. Уменьшение объема этих полостей позволяет снизить количество несгоревшего топлива.

На рис. 4 показаны полости, расположенные над верхним поршневым кольцом, в которых скапливается несгоревший газ. В новой конструкции расстояние по вертикали от верхней поверхности короны поршня до верхнего поршневого кольца (на рис. 4 обозначенное

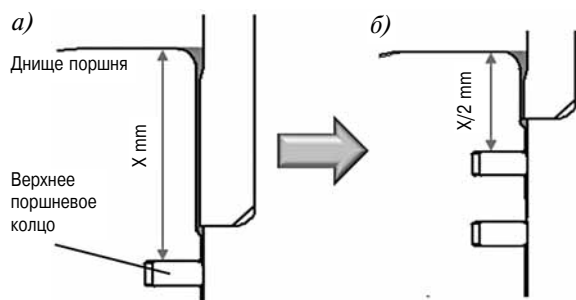


Рис. 4. Объем полости (выделена серым):

а — исходная конфигурация;
б — уменьшение объема полости

как X) снижается вдвое, соответственно уменьшается и объем полости. Перед тем, как изменить конструкцию 6MD36G, данное решение было проверено на одноцилиндровом отсеке MD36G. Проверка подтвердила, что принятое решение позволило снизить температурные напряжения в короне поршня до расчетного уровня.

Газовый двигатель был создан на базе дизеля Daihatsu DK36, при этом число поршневых колец не менялось. Поскольку качество топлива газового двигателя обычно выше, чем качество дизеля (учитывая возможность использования, например, флотского мазута), то поршневые кольца газового двигателя по износостойкости могут превосходить поршневые кольца дизеля.

Хорошее состояние поршневых колец опытного двигателя 6MD36G подтверждается также результатами предшествующих ресурсных испытаний. В результате было принято решение уменьшить количество поршневых колец, чтобы снизить потери на трение. Как и в экспериментах с объемом полостей камеры сгорания, вариант с уменьшенным количеством поршневых колец также был предварительно испытан на одноцилиндровом отсеке MD36G. При этом не было выявлено никаких проблем с работой двигателя и состоянием камеры сгорания.

На двигателе 6MD36G были успешно применены все описанные выше усовершенствования. По сравнению с серийным 6MD36G КПД двигателя вырос на 3,9 %, максимальное давление сгорания при этом не изменилось, и никаких от-

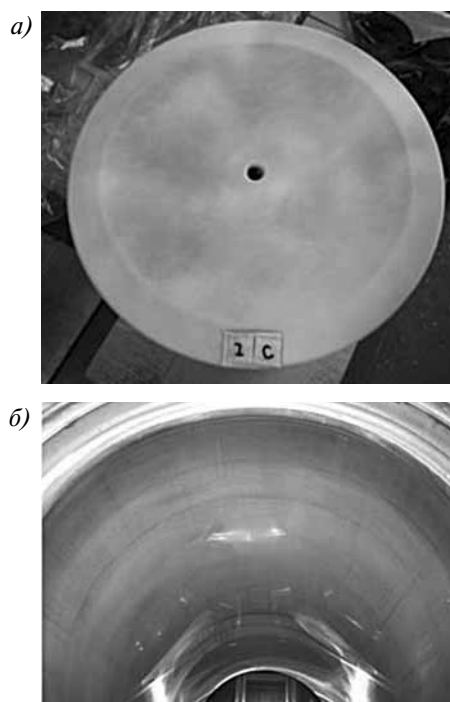


Рис. 5. Днище поршня (а) и втулка цилиндра после 4000 часов работы на стенде (б)

клонений рабочего процесса от нормы отмечено не было. Не увеличился также расход масла, и не было замечено каких-либо заметных признаков деградации масла после 4000 часов наработки. На рис. 5 показано состояние днища поршня и втулки цилиндра, сфотографированных во время обслуживания после работы на стенде. Было также подтверждено хорошее состояние элементов камеры сгорания. Испытания подтвердили рост КПД двигателя и надежность измененных компонентов камеры сгорания.

Новая технология зажигания (раздельный впрыск пилотного топлива)

Как отмечалось выше, в двигателе MD36G реализован непосредственный впрыск пилотного топлива (см. рис. 2). Объем и фазы впрыска задаются электронно-управляемой системой common rail. Следует иметь в виду, что при больших нагрузках снижение коэффициента избытка воздуха ради повышения КПД приводит к нарушению нормального процесса сгорания, что ведет к возникновению детонации, либо к пропуску вспышек.

На рис. 6 показано, что поддержание коэффициента избытка воздуха на постоянном уровне и применение нового метода зажигания (впрыска пилотного топлива) вполне себя оправдывает. Обычный впрыск пилотного топлива производится только один раз за цикл (главный впрыск) в цилиндр, уже наполненный газовой воздушной смесью. Усовершенствованный метод зажигания состоит в разделении впрыска пилотного топлива на предварительный впрыск и основной впрыск. Это дает возможность повысить КПД без риска ухудшения рабочего процесса (аномального сгорания). Тепловая энергия пилотного топлива составляет 0,5~1,0 % (при обычном впрыске), и 0,8~1,6 % (при раздельном впрыске) относительно общей тепловой энергии подаваемого топлива, включая газ.

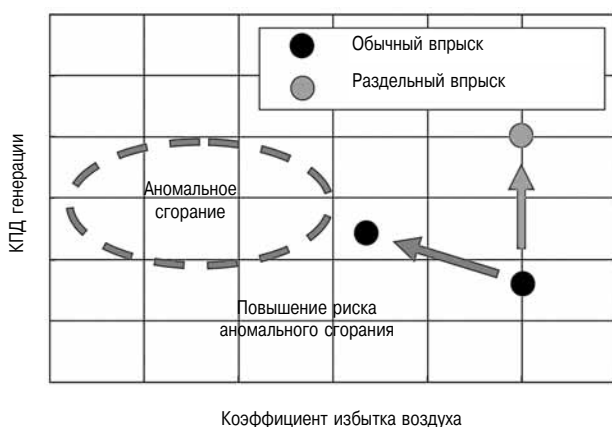


Рис. 6. КПД одноцилиндрового отсека при испытаниях (количество пилотного топлива равно 1,0 % при обычном впрыске, и 1,4 % — при раздельном впрыске)

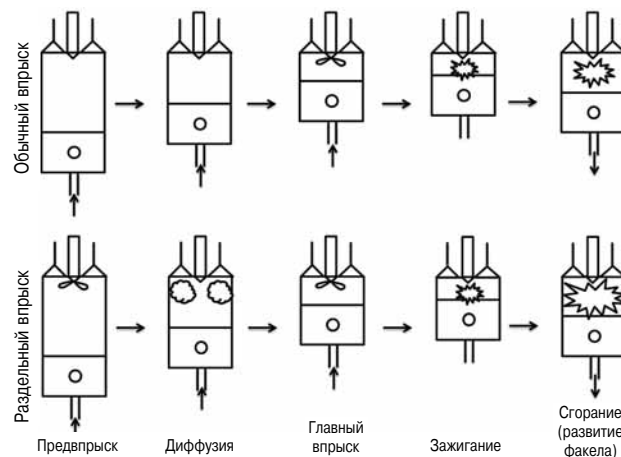


Рис. 7. Схематическое изображение рабочего процесса при обычном и раздельном впрыске (цилиндр заполнен газовой воздушной смесью)

Рабочий процесс при раздельном впрыске схематически показан на рис. 7. После заполнения цилиндра воздушно-топливной смесью и закрытия впускных клапанов происходит предварительный впрыск пилотного топлива в цилиндр — примерно в начале такта сжатия. В процессе сжатия впрынутое пилотное топливо распространяется по объему камеры сгорания. Затем в центре цилиндра происходит самовоспламенение топливовоздушной смеси, вызванное главным впрыском, при этом распространению факела по объему камеры сгорания способствует горение предварительно

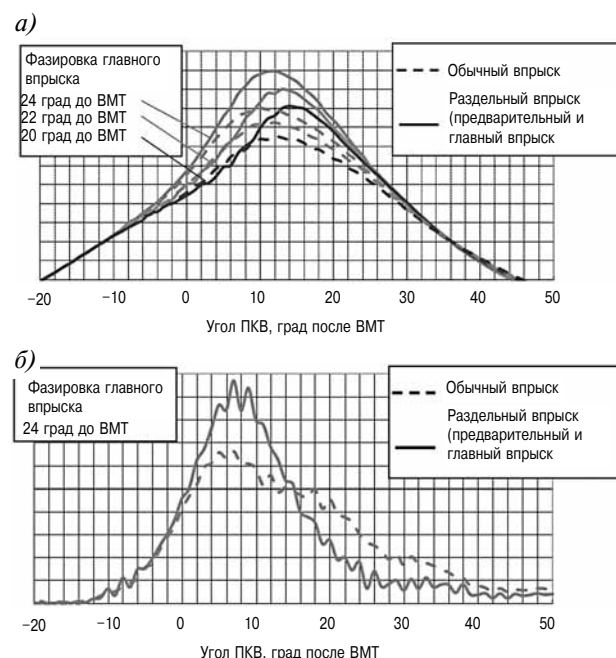


Рис. 8. Давление в цилиндре (а) и скорость тепловыделения (б) при испытаниях одноцилиндрового отсека, при обычном (сплошные линии) и раздельном (пунктирные линии) впрыске:

(доля пилотного топлива 1,0 % при обычном и 1,4 % при раздельном впрыске; Нагрузка в обоих случаях одинакова)

впрыснутого пилотного топлива. На рис. 8 показаны графики изменения давления в цилиндре (усредненного за 300 циклов) при обычном впрыске (пунктирные линии) и при раздельном впрыске (сплошные линии).

Как уже отмечалось выше, в первом случае происходит лишь один (главный) впрыск за цикл. Во всех случаях нагрузка на двигатель была одинакова. На рис. 8, а показано, что точка зажигания газовой смеси зависит от момента зажигания главного впрыска, поскольку этот момент может сдвигать точку начала первого подъема давления. После зажигания газовой смеси угол наклона сплошных и пунктирных линий (соответствующих одинаковым фазам главного впрыска) также одинаков. При раздельном впрыске рост давления более продолжителен, а угол наклона кривой давления к горизонтали больше, чем при обычном впрыске. В результате угол поворота коленвала перед ВМТ, при котором давление в цилиндре достигает максимума, меньше, а максимальное давление соответственно выше при раздельном впрыске. Например, если главный впрыск происходит при 24 градусах ПКВ до ВМТ, давление в цилиндре достигает максимума через 10 градусов ПКВ после ВМТ при обычном впрыске, и через 11 градусов ПКВ после ВМТ при раздельном впрыске. Объяснение такой разницы между обычным и раздельным впрысками можно увидеть на рис. 8, б. На этом рисунке показана скорость тепловыделения в случае, когда главный впрыск происходит при 24 градусах ПКВ до ВМТ. За время ПКВ от 0 градусов после ВМТ до 15 градусов после ВМТ при раздельном впрыске выделяется больше тепла, чем при обычном впрыске. Угол ПКВ, соответствующий 50 % тепловыделения, при раздельном впрыске на 5 градусов меньше, чем при обычном впрыске. Это объясняется ускорением распространения факела за счет энергии несгоревшего остатка предварительно впрыснутого пилотного топлива. Поскольку, по мере распространения пламени его площадь увеличивается, для повышения КПД распространение факела желательно ускорить. В то же время важно, чтобы момент зажигания топливовоздушной смеси правильно соотносился с моментом главного впрыска. Если воспламенение топливовоздушной смеси происходит раньше главного впрыска, это может вызвать детонацию. Поэтому обязательно должны быть установлены оптимальные значения фазировки и объема предварительного впрыска для каждого конкретного типа газового двигателя.

Испытания одноцилиндрового отсека MD36G подтвердили, что при раздельном впрыске и при полной нагрузке двигателя относительный

объем предвпрыска пилотного топлива может быть достаточно малым, т. е. таким же или чуть большим, чем объем главного впрыска (например, объем предвпрыска 0,8 %, а объем главного впрыска — 0,6 %). При этом наибольший эффект достигается, если предвпрыск по времени совпадает с началом процесса сжатия. Фактически движение предварительно впрыснутого пилотного топлива просто способствует распространению факела топливовоздушной смеси, а столь малое количество пилотного топлива помогает избежать переувлажнения стенок цилиндра.

Кроме того, необходимо некоторое время, для того чтобы предварительно впрыснутое пилотное топливо достигло периферийной части цилиндра. При раннем впрыске к тому же уменьшается энергия пилотного топлива, диффузия которого не достигает нужного значения, пока давление сжатия не достигнет определенного уровня. Поэтому предварительно впрыснутое пилотное топливо не сможет воспламенить газовой смеси до начала главного впрыска. На рис. 9 показано изменение показателей работы при использовании на двигателе 6MD36G раздельного впрыска. КПД вырос на 2,3 %, при этом выброс NO_x увеличился только на 1 % (как и при обычном впрыске). Это объясняется тем, что диффузия предварительно впрыснутого пилотного топлива достигает достаточного значения до того, как оно сгорит.

Коэффициент вариации (COV — coefficient of variance) среднего индикаторного давления (IMEP — indicated mean effective pressure) уменьшился на 25 %. Это объясняется тем, что при раздельном впрыске уменьшается число циклов медленного сгорания газовой смеси. Таким образом, одновременно с уменьшением COV (IMEP) снижается риск возникновения аномального горения, раздельный впрыск пилотного топлива повышает КПД и стабильность

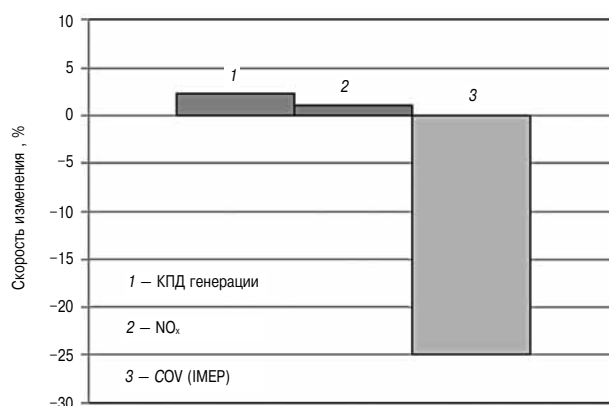


Рис. 9. Изменение показателей двигателя 6MD36G при переходе на раздельный впрыск:

(доля пилотного топлива 1,0 % при обычном и 1,4 % при раздельном впрыске)

горения газовой смеси, к тому же выбросы NO_x при этом не растут. Надежность рассматриваемого метода зажигания подтверждается результатами испытаний двигателя 6MD36G в течение 4000 часов.

THS турбогидравлическая система

Использование энергии коленвала

Турбонаддув — известный метод воздухообеспечения двигателя. Воздух сжимается в компрессоре, расположенном на одном валу с турбиной, приводимой в действие энергией отработавших газов. За последнее время эффективность турбокомпрессоров существенно возросла, поэтому они способны обеспечить больший расход воздуха, чем это необходимо для работы газового двигателя. В настоящее время избыток сжатого воздуха двигателя MD36G отводится через байпас на выпуск, что позволяет поддерживать нужный уровень давления наддува.

Вместе с тем, это означает бесполезную потерю избыточной энергии. Система THS (Turbo Hydraulic System) способна утилизировать эту избыточную энергию, превращая ее в энергию давления жидкости, которая используется для дополнительной подкрутки коленвала. Первоначально система THS была разработана компанией MES для главного судового двигателя большой мощности [3]. В настоящее время система THS нашла новое применение на двигателе MD36G, где подтвердила свою эффективность. На рис. 10 показан общий вид системы THS, используемой для подкрутки коленвала. Вал турбокомпрессора через редуктор

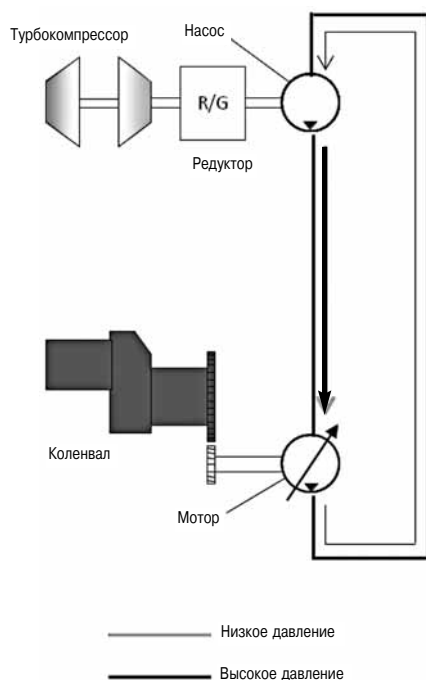


Рис. 10. Гидравлическая схема THS

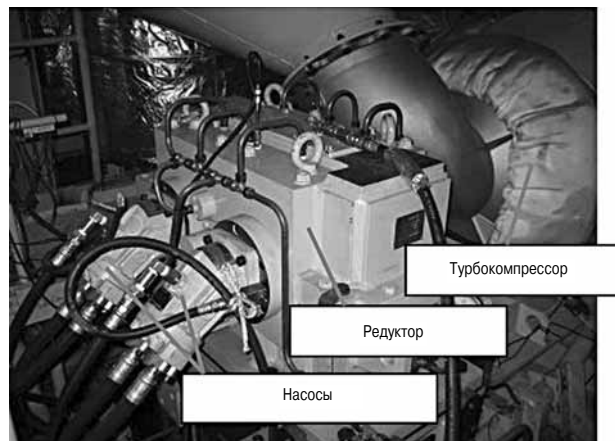


Рис. 11. Гидронасос на турбокомпрессоре

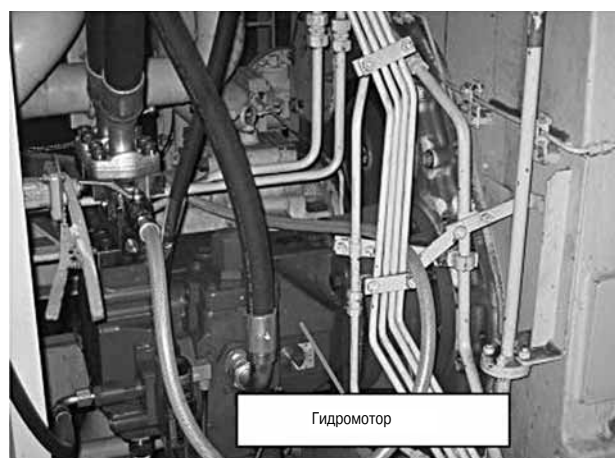


Рис. 12. Гидромотор на коленчатом валу

соединен с коленвалом двигателя (рис. 11). Давление жидкости в системе обеспечивает дополнительную подкрутку коленвала с помощью гидромотора (рис. 12). Регулируемый гидромотор управляет количеством утилизируемой энергии. Как показали испытания системы THS, она способна увеличить общий КПД силовой установки на 3,4 % что равносильно увеличению мощности на фланце коленвала на 105 кВт.

Подкрутка турбокомпрессора

Система THS позволяет переключать стороны высокого и низкого давления гидросистем. Это дает возможность отбирать часть мощности с коленвала и использовать ее для подкрутки турбокомпрессора. Величина отбора мощности определяется гидронасосом переменной производительности, соединенным с коленвалом. Гидросистема, обеспечивающая возможность подкрутки вала турбокомпрессора, показана на рис. 13. Возможности реагирования двигателя MD36G на колебания нагрузки в переходных процессах с целью стабилизации частоты вращения ограничены производительностью турбокомпрессора, особенно в пусковой период, когда скорость

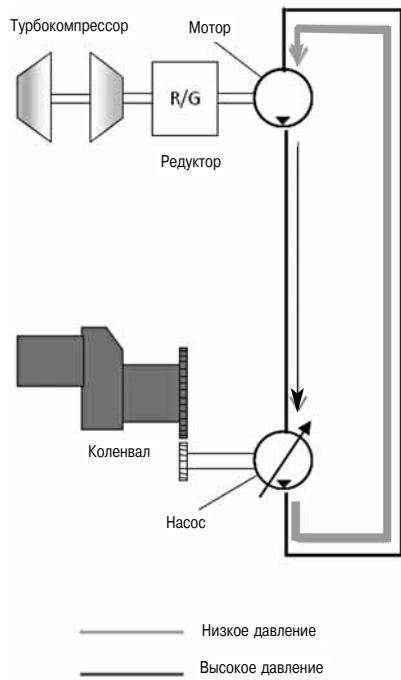


Рис. 13. Гидросистема THS (подкрутка вала турбокомпрессора)

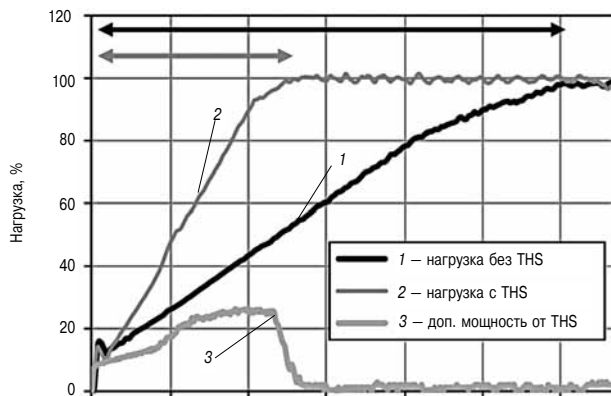


Рис. 14. Переходные процессы двигателя 6MD36G по скорости при набросе нагрузки

турбокомпрессора намного ниже требуемой. Реакция турбокомпрессора на колебания нагрузки может существенно улучшена за счет использования энергии коленвала и вращающихся масс. Эффективность данной технологии проиллюстрирована рис. 14. Испытания показали, что время разгона двигателя MD36G от холостого хода до полной нагрузки при этом может быть сокращено более чем вдвое.

Цикл на основе теплоносителя с переменным фазовым состоянием (VPC — Variable Phase Cycle)

VPC — бинарная технология, использующая источник тепла с температурой от 70 до 250 °С, разработанная фирмой «Energent Corp. of Santa Ana» (U.S.A.) [4]. Данная технология была

использована, в частности, для утилизации тепла, выделяющегося при работе судового дизеля большой мощности [5]. В качестве теплоносителей использованы хлорфторуглероды R134A или R245fa с низкой температурой кипения. Преимущество данного решения по сравнению с обычным термодинамическим циклом, например, с циклом Рэнкина, состоит в том, что оно позволяет существенно сократить размеры теплообменника, так как теплоноситель в нем не должен испаряться.

Кроме того, она позволяет увеличить тепловые потоки при теплообмене, так как не имеет «узких мест», препятствующих теплопередаче. В двигателе 6MD36G технология VPC используется для организации теплообмена между охлаждающей водой и отработавшими газами. Теплообмен между рабочей жидкостью и охлаждающей водой, с одной стороны, и между рабочей жидкостью и отработавшими газами, с другой стороны, обеспечивается с помощью двух отдельных теплообменников. Схема работы VPC показана на рис. 15.

Рабочая жидкость, подвергающаяся сжатию и нагреву, поступает в сопло для вещества с переменным фазовым состоянием, жидкого или двухфазного (жидкость и пар). По мере движения рабочей жидкости к соплу ее давление падает, одновременно усиливается парообразование. Двухфазная турбина приводится во вращение двухфазным потоком, при этом генерируется электроэнергия. Затем следует охлаждение и ожижение рабочего тела в конденсаторе. В ходе испытаний системы была подтверждена способ-

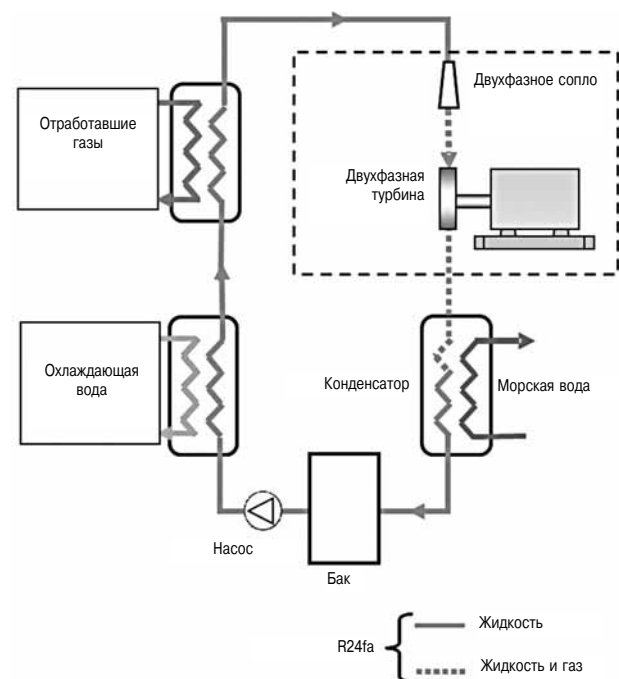


Рис. 15. Схема работы VPC

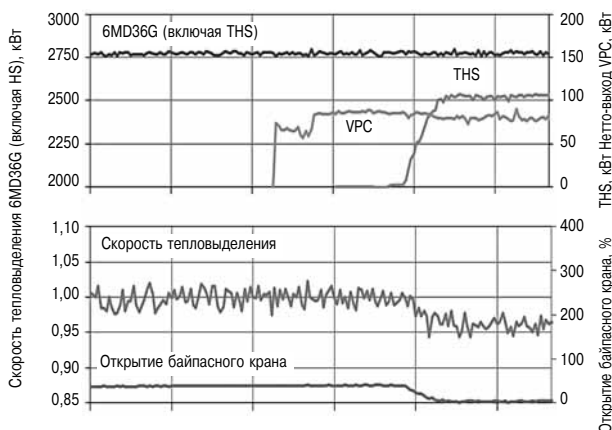


Рис. 16. Результаты испытаний комбинированной системы с двигателем 6MD36G

ность системы производить электроэнергию в количестве 81 кВт (без учета собственных нужд). При этом общий КПД силовой установки с газовым двигателем 6MD36G увеличился на 2,4 %.

Испытания комбинированной системы

Испытания комбинированной системы на основе двигателя 6MD36G проводились с целью валидации усовершенствованных компонентов и новых технологий, описанных выше (включая модернизацию MD36G, а также добавление систем TMS и VPC). Результаты показаны на рис. 16. Сначала двигатель MD36G развивал свою номинальную мощность (2760 кВт). На следующем этапе включалась система VPC и начиналась генерация электроэнергии. На третьем этапе включилась система TMS утилизация избыточной энергии турбокомпрессора для подкрутки коленвала. Благодаря этому удалось снизить расход топлива двигателем, притом, что величина производимой электроэнергии не изменилась. В результате мощность на валу увеличилась на 105 кВт.

Утилизация избыточной энергии турбокомпрессора с помощью TMS позволила отказаться от байпасного клапана, с помощью которого производился перепуск части наддувочного воздуха в выпускной коллектор. Благодаря включению системы TMS энергия, потребляемая системой VPC, несколько уменьшилась, однако все еще оставалась на уровне 81 кВт (без учета собственного потребления). Важно отметить отсутствие какого-либо нежелательного взаимодействия между обеими упомянутыми системами.

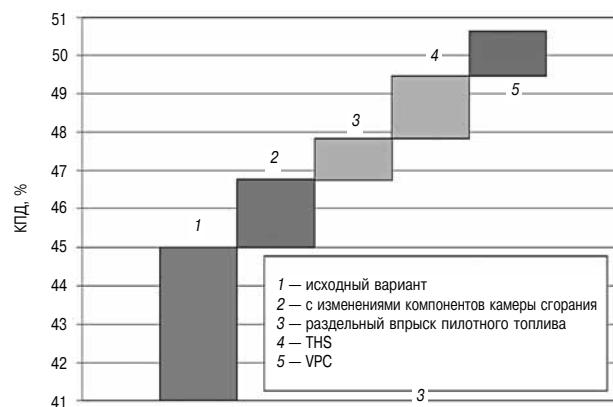


Рис. 17. Повышение КПД газового двигателя 6MD36G относительно исходного двигателя

Как показано на рис. 17, данные мероприятия позволили повысить КПД энергоустановки с газовым двигателем 6MD36G до 50,6 %, что на 12,4 % превышает КПД исходного двигателя.

Закключение

Двигатель MD36G был усовершенствован путем изменения конструкции элементов камеры сгорания и применения новой технологии горения. Кроме того, он был дополнен двумя новыми системами: TMS (Turbo Hydraulic System) и VPC (Variable Phase Cycle). КПД исходного двигателя MD36G равен 48,8 % (в V-образном исполнении) и 47,8 % (рядном исполнении) соответственно. Применение систем VPC и TMS позволило увеличить его еще на 6 %.

Литература

1. Kondo M., et al. Development of Large Gas Engine with High Efficiency // Mitsui Zosen Technical Review 2007. № 191. P. 19.
2. Oka T., et al. «Development of Large Gas Engine with High Efficiency (MD36G)», CIMAC Congress 2010, Bergen, paper № 115.
3. Sakairi N., et al. «Development of Turbo Hydraulic System on Large Marine Diesel Engine», CIMAC Congress 2013, Shanghai, paper № 146.
4. Welch P., Boyle P. New Turbines to Enable Efficient Geothermal Power Plants // Geothermal Resources Council Transactions. 2009. № 33. Pp. 765–772.
5. Imai K., et al. Development of on-board VPC Power Generation System // Mitsui Zosen Technical Review. 2014. № 211. Pp. 13–18.

**ОПЫТ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ПЕРВЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ MAN B&W ME-GI
НА СПГ-ГАЗОВОЗАХ**

*Lars Ryberg Juliussen,
MAN Diesel & Turbo
Micael Johnsen Kryger,
MAN Diesel & Turbo Copenhagen
Hwa Taik Lee, Ho Jung Choi,
Engine & Machinery Division
Hyundai Heavy Industries Co. Ltd.*

Введение

Первый работающий полноразмерный двигатель ME-GI, переоборудованный под газ, в мае 2011 г. был показан на масштабной презентации, проводившейся в исследовательском центре MAN Diesel & Turbo (MDT) Diesel Research Centre (DRC) в Копенгагене. Были продемонстрированы конструктивные особенности ME-GI и его характеристики. Демонстрация охватывала все вспомогательные системы двигателя, в том числе систему подачи газа (FGSS — fuel gas supply system).

В дальнейшем ОК и НИР по совершенствованию двигателей были продолжены. Они включали развернутые испытания в исследовательском центре DRC, а также на стендах наших лицензиатов. Эти испытания подтвердили заявленные характеристики и функциональность ряда двигателей с диаметром цилиндра от 50 до 90 см в версиях L, S и G.

В настоящем докладе представлены основные цели, поставленные разработчиками при создании двигателей ME-GI, результаты функциональных и ресурсных испытаний двигателя и его систем, а также освещен опыт эксплуатации этих двигателей.

Создание двигателя: основные этапы

В ноябре 2012 года первый коммерческий экземпляр двигателя MAN B&W ME-GI, представляющий собой адаптацию модели 8S70ME-C8.2-GI, прошел демонстрационные испытания на стенде корейского лицензиата MDT Hyundai Heavy Industries Co., Ltd. & Machinery Engine Division (HHI-EMD).

В ходе испытаний двигатель развивал 100 % мощность при работе на сжатом природном газе (CNG) под давлением 300 бар, поступающем от интегрированной системы подачи газа (Hi-GAS), установленной на предприятии Hyundai в г. Ульсан (Корея). Затем были успешно проведены первые типовые приемочные испытания (ТПИ) двигателя S70ME-GI (рис. 1).

Вскоре пришел первый заказ на двухтактный двухтопливный двигатель MAN B&W ME-GI. Американская судоходная компания заказала два двигателя L70ME-GI, предназначенных для использования в качестве главных двигателей вновь

строящегося контейнеровоза вместительностью 3100 teu.

Не прошло и месяца, как были заказаны еще два подобных двигателя, на этот раз — версии G70ME-GI. Данный заказ поступил от фирмы Teekay LNG partners (TEEKAY), а двигатели были предназначены для использования в качестве главных двигателей двух СПГ-газовозов емкостью 173 400 кубометров. Всего по состоянию на январь 2016 года было заказано более 142 двигателей типа ME-GI.

Вторым лицензиатом MDT стала компания Mitsui Shipbuilding & Engineering Co., Ltd. (MES), получившая в апреле 2013 года лицензию на постройку первого двигателя типа 6S70ME-GI. Он был продемонстрирован на предприятии Mitsui в Тамано (Япония).

В дальнейшем концепция ME-GI продолжала развиваться и совершенствоваться в направлении повышения экономичности и снижения выбросов NO_x, в том числе, за счет рециркуляции отработавших газов (EGR). Летом 2013 года на предприятии DRC в Копенгагене были проведены испытания опытного образца газового двигателя, подтвердившие достижение всех целевых показателей качества, в частности — уровень выбросов NO_x ниже предельно допустимого по IMO Tier III.

Следующим шагом в развитии концепции двигателя ME-GI стал проект Nakilat, согласно которому первые два двигателя типа 7S70ME-C7.1, установленные на судне Rasheeda, будут «под ключ» адаптированы для работы на LNG. Основные аспекты этой конверсии включали



**Рис. 1. Двигатель типа 7S70ME-C7.1
на стенде HHI-EMD**



Рис. 2. Судно Rasheeda, на котором установлены два первых в мире двигателя 7S70ME-C7.1, переоборудованные в 7S70ME-C.7-GI

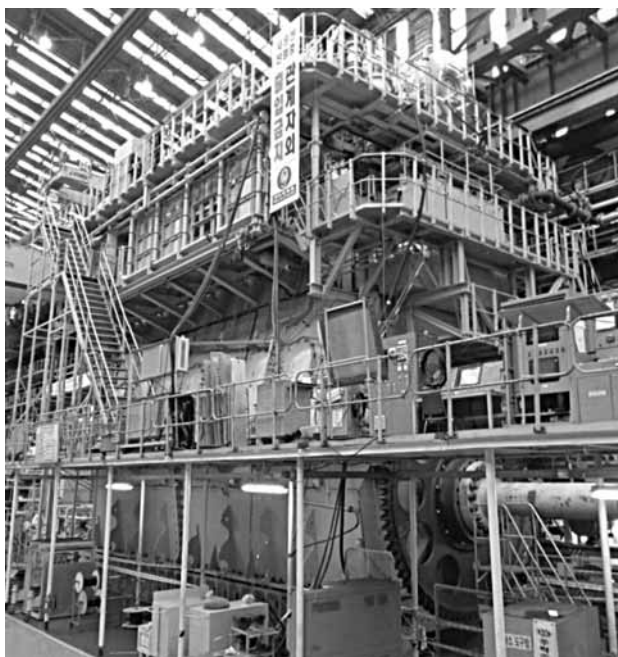


Рис. 3. Двигатель 7S90ME-C9.5-GI на стенде HHI-EMD

установку главного газового клапана (GVT — gas valve train), системы FGSS и насосов подачи LNG (рис. 2).

Самый последний проект из этой серии по состоянию на февраль 2016 — это 7S90ME-C9.5-GI, крупнейший в мире двухтопливный двигатель, который прошел успешные демонстрационные испытания на стенде HHI-EMD (рис. 3).

Результаты определения основных показателей

В номенклатуру двигателей, выпущенных фирмой «MAN Diesel & Turbo» входит, в числе прочих, определенное количество двигателей ME-GI, прошедших испытания. Результаты этих испытаний соответствуют расчетным показателям. В настоящем докладе представлены результаты последних испытаний двигателя L70ME-C-GI [1].

На рис. 4 показаны результаты сравнительных испытаний этого двигателя при работе на флот-

ском газойле (MGO) и сжиженном природном газе (LNG) при 100 % нагрузки. Обе кривые давления в цилиндре практически идентичны, что и являлось в данном случае целью проектантов. Изменения давления в цилиндрах во времени, как и расхождения между разными цилиндрами, оказались незначительными. Они зависят лишь от точности измерений, которая в обоих случаях вполне была удовлетворительной.

Одним из важнейших инструментов, используемых проектантами двигателей, является пересчет (измеренных) кривых изменения давления в цилиндре в кривые тепловыделения. Они характеризуют количество тепла, выделяющегося в процессе сгорания топлива (рис. 5).

Скорость тепловыделения зависит, главным образом, от длительности впрыска и от качества

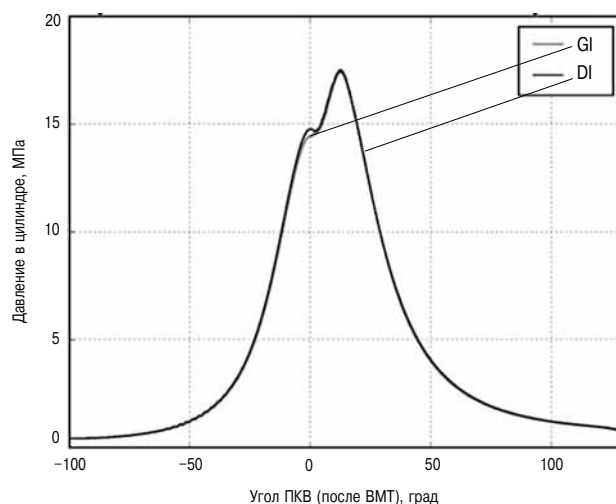


Рис. 4. Изменение давления в цилиндре двигателя при работе на полной нагрузке:

DI — при работе на газойле; GI — на природном газе

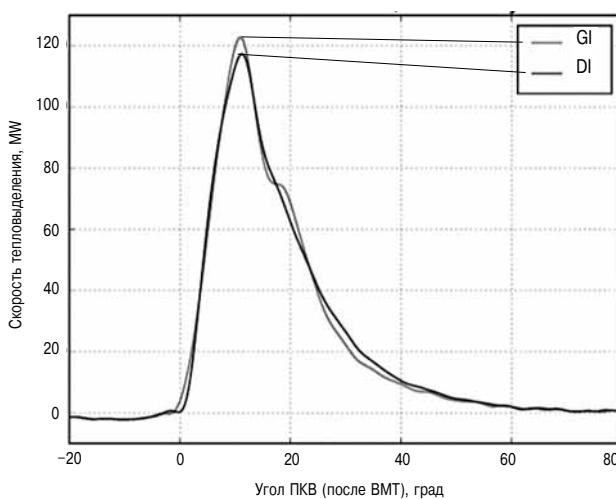


Рис. 5. Видимая скорость тепловыделения (при полной нагрузке двигателя), при работе на газойле (DI) и на природном газе (GI)

смешивания топлива с поступающим воздушным зарядом. Это качество определяется, в основном, моментом движения топливных струй. Сравнение значений скорости тепловыделения при работе на дизельном топливе и на газе показывает, что процесс тепловыделения почти одинаков для обоих видов топлива. Это относится не только к максимальному значению тепловыделения, но и к моменту окончания сгорания, а также к форме кривой тепловыделения. Тем самым подтверждается тот факт, что характер рабочего процесса в газовом двигателе и в обычном дизеле практически одинаков.

Изменение удельного расхода топлива в зависимости от нагрузки показано на рис. 6., из которого видно, что удельный расход топлива (SFOC) при высокой нагрузке уменьшается примерно на 5 г/кВт·ч, тогда как на холостом ходу он практически не меняется. Оптимизация по SFOC может быть осуществлена за счет изменения настроек и/или за счет конструктивных изменений форсунки, причем это относится к системам топливоподачи обоих видов топлива — газового и дизельного, что обеспечивает достаточную гибкость настроек.

Уровни выбросов CO_2 объясняются более высоким значением соотношения Н/С в составе природного газа по сравнению с дизельным топливом (или тяжелым топливом — HFO), а также некоторым снижением SFOC в газовом режиме. Если еще учесть чрезвычайно низкий уровень выбросов НС, то следует признать, что двигателям ME-GI свойственен очень малый оставляемый след парниковых газов по сравнению с другими типами двигателей. Это объясняется их высокой топливной экономичностью и крайне благоприятным соотношением Н/С в природном газе.

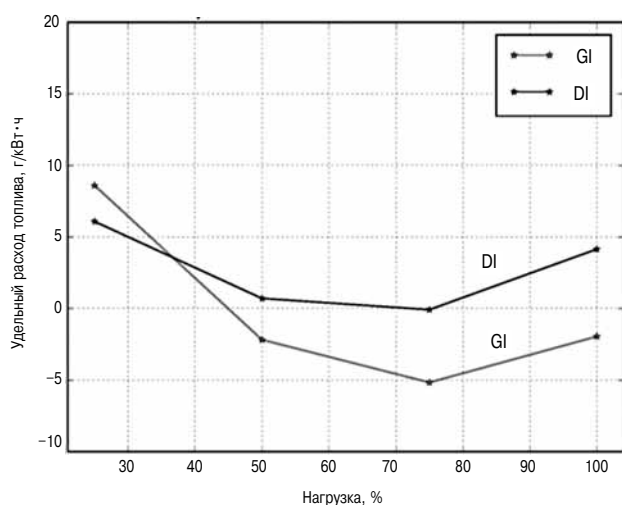


Рис. 6. Относительный расход топлива (с поправкой на стандартную теплотворную способность по ИСО) при работе на дизеле (DI) и на природном газе (GI)

Пока оптимизация влияет только на уставки системы управления и на изменения конкретной системы впрыска, настройки в обоих режимах (DI и GI) друг от друга практически не зависят. Уровни выбросов двигателя при указанных испытаниях показаны на рис. 7.

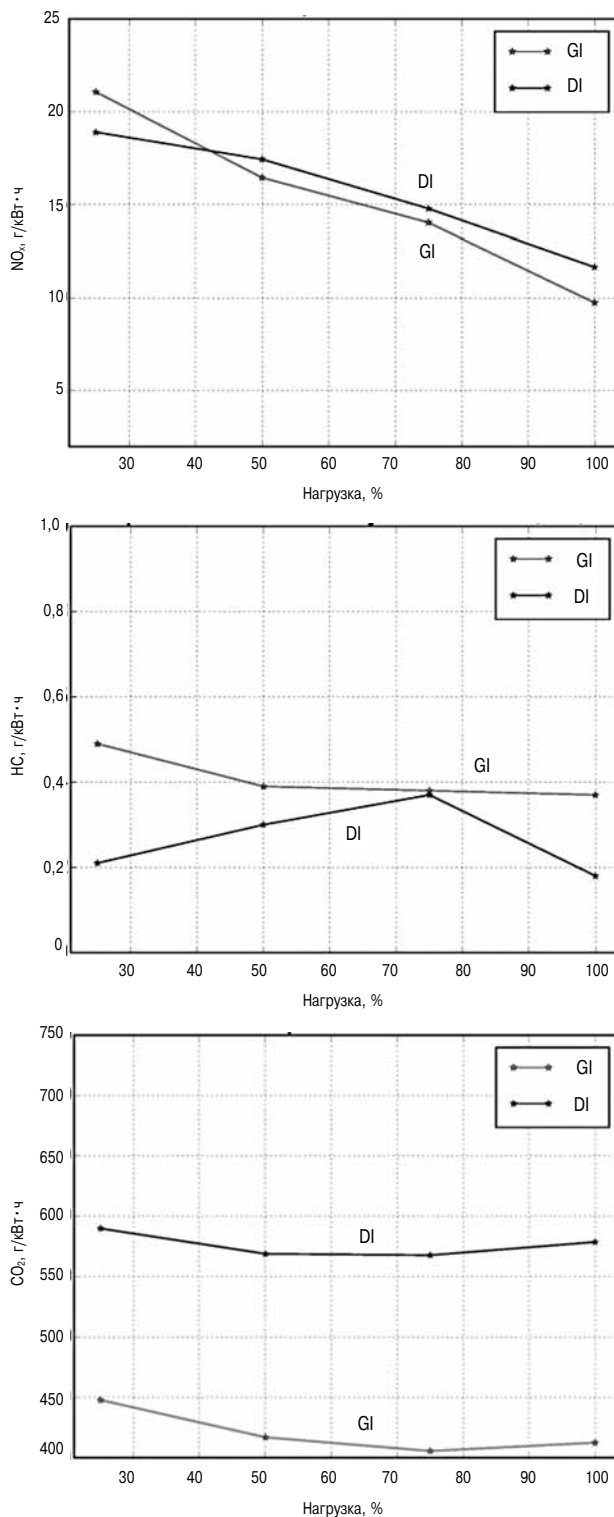


Рис. 7. Удельные выбросы в зависимости от нагрузки при работе на дизельном топливе (DI) и на природном газе (GI)

Уровень выбросов NO_x практически одинаков в обоих режимах, в обоих случаях была выполнена оптимизация процесса, при этом уровень выбросов NO_x укладывался в нормы IMO Tier II. Поскольку при сгорании природного газа уровень выбросов NO_x всегда меньше, такая оптимизация в любом случае приводит к тому, что расход топлива в газовом режиме меньше, чем в дизельном.

Выбросы углеводородов (HC) и окиси углерода (CO) в газовом и дизельном режимах остаются на одинаково низком уровне. На величину выбросов HC и CO влияют, в основном, такие факторы, как объем полости впрыска, охлаждение пламени вблизи холодных поверхностей, и т. п. В процессе оптимизации их влияние обычно стараются по возможности уменьшить.

Уровень несгоревших углеводородов отражает количество всех углеводородов в отработавших газах. Сравнение дизельного и газового режимов в данном случае не будет корректным, поскольку несгоревшие углеводороды в обоих режимах сильно разнятся по составу. Однако их уровень задает верхнюю границу утечек метана, которая в обоих случаях значительно ниже, чем в обычном газовом двигателе, работающем на бедной смеси.

Начиная с июня 2014 года, лицензиары MAN Diesel & Turbo было выпущено большое количество двигателей ME-GI, постепенно вводимых в эксплуатацию. Мы выбрали три судна, оборудованных такими двигателями, опыт эксплуатации которых будет рассмотрен ниже.

Проект Nakilat



Наименование судна	Rasheeda
Тип двигателя	2 × 7S70ME-C-7-GI
Строитель двигателя	Doosan
Верфь	NKOM
Владелец	Nakilat
Тип судна	LNG-газовоз
Вместимость	266 000 кубометров
Класс	ABS

Этапы проекта

- 2013, декабрь: подписание контракта на переоборудование судна «под ключ»;
- 2015, апрель: постановка судна в док и его переоборудование;

➤ 2015, май: ходовые испытания на тяжелом топливе;

➤ 2015, сентябрь: первое испытание систем подачи газа;

➤ 2015, ноябрь: официальные ходовые испытания обоих двигателей;

➤ 2015, сентябрь: приемо-сдаточные испытания судна.

Общее резюме

После постановки судна в док были смонтированы все системы подачи газа, а двигатель был конвертирован в двухтопливный (ME-GI), при этом насосы подачи СПГ были установлены в грузовых танках, а их параметры оптимизированы в соответствии с реальными судовыми условиями.

Была смонтирована система подачи газа (FGSS), а система управления была отрегулирована с учетом реальных судовых условий.

Была установлена система управления газовым клапаном (GVT-Gas Valve Train), при этом система топливопроводов с двойными стенками была оптимизирована в соответствии с реальными судовыми условиями.

Были проложены все кабели, и все кабельные соединения были проверены. Была также выполнена очистка (прокачка) всех топливопроводов. Весь объем работ составил более 250 000 человеко-часов, работы прошли без каких-либо инцидентов. Ходовые испытания начались с отставанием от графика всего 5 дней, т. е. через 495 дней после подписания контракта.

Проект TOTE



Наименование судна	Isla Bella
Тип двигателя	1 × 8L70ME-C-8.2-GI
Строитель двигателя	Doosan
Верфь	General Dynamics NASSCO
Владелец	Tote Inc.
Тип судна	Контейнеровоз
Вместимость	3.100 ДФЭ
Класс	ABS

Этапы проекта

- 2012, декабрь: подписание контракта;
- 2014, июнь: заводские приемо-сдаточные испытания (FAT) завершены;
- 2015, июль: швартовные испытания в ди-

зельном режиме

➤ 2015, август: ходовые испытания на тяжелом топливе (MDO);

➤ 2015, октябрь: официальные ходовые испытания;

➤ 2016, январь: успешная бункеровка СПГ43

➤ 2015, ноябрь: судно сдано в эксплуатацию

Общее резюме

Полученный от поставщика двигатель был собран и установлен на судне.

Были успешно проведены приемо-сдаточные испытания газовой системы.

При сдаче была обнаружена проблема с очисткой газовой магистрали FGSS на участке от GVT до входа в главный двигатель.

Продувка азотом оказалась недостаточной, поэтому было решено провести 48-часовую промывку дизельным топливом.

В целом, все компоненты GI в ходе испытаний и сдачи двигателя работали нормально.

Вслед за проверкой газовой системы были проведены официальные ходовые испытания, в ходе которых, в числе прочего, проверялось поведение системы при переключениях видов топлива.

В завершение периода работы на газе были проведены испытания системы отключения подачи газа вручную — также вполне успешно.

Проект ТЕЕКАУ



Наименование судна	Creole Spirit
Тип двигателя	2 × 5G70ME-C-9.5-GI
Строитель двигателя	HHI-EMD
Верфь	DSME
Владелец	Teekay LNG Partners
Тип судна	LNG танкер
Вместимость	173 400 кубометров
Класс	ABS

Этапы проекта

➤ 2012, декабрь: подписание контракта;

➤ 2015, январь: заводские приемо-сдаточные испытания (FAT) завершены;

➤ 2015, октябрь: ходовые испытания на жидком топливе;

➤ 2015, декабрь: официальные ходовые испытания;

➤ 2016, февраль: сдача судна;

➤ 2016, март: судно поступило в эксплуатацию

Общее резюме

Полученные от поставщика двигатели были установлены на судне.

Были проведены приемо-сдаточные испытания газовой системы, при этом, если учесть сложность устройства судна, возникало на удивление мало проблем.

Можно констатировать, что все компоненты GI в ходе приемо-сдаточных испытаний работали без каких-либо отклонений.

В начале левый двигатель не удалось запустить из-за утечки газа. Как выяснилось, утечка была вызвана неправильной установкой датчика в газовом канале. Правый двигатель был запущен на газе без каких-либо проблем.

Система подачи газа в двигатель, работающий на СПГ

Двигатель ME-GI рассчитан на питание сжатым природным газом (CNG) давлением от 200 до 315 бар, в зависимости от нагрузки на двигатель, т. е. давление газа изменяется в соответствии с нагрузкой.

Давление газа задается системой управления впрыском газа (ME ECS), сигнал от которой поступает в систему подачи газа FGSS. Эта система может работать от компрессора, если топливом является выкипающий газ (BOG — boil-off gas) или LNG.

В последнем случае используются криогенный компрессор высокого давления и испаритель. Поскольку данные испытания носили демонстрационный характер, система подачи газа Hi-GAS LNG фирмы HHI-EMD были модернизирована таким образом, чтобы отвечать требованиям применения на двигателях ME-GI мощностью до 85 МВт (рис. 8).

На судне «Rasheeda» для использования BOG была установлена система повторного сжижения газа, поэтому естественным выбором для построения FGSS был криогенный компрессор. При проектировании была использована динамическая модель (DMS — dynamic model simulation), позволяющая имитировать различные сценарии работы FGSS. Она же использовалась для первоначальной настройки параметров.

При первом пуске установки на газе первоначальная настройка параметров, как выяснилось, не позволяла промоделировать все сценарии.

Труднее всего оказалось справиться с падением давления газа. При пуске второго двигателя на газе (с первоначально настроенными параметрами) давление газа падало слишком резко, в результате чего прекращалась подача газа на первый двигатель. Поэтому пришлось изменить параметры. Система GVT была дополнена функцией «медленного открытия клапана», предотвращающей



Рис. 8. Система подачи LNG на двигателях NHI-EMD

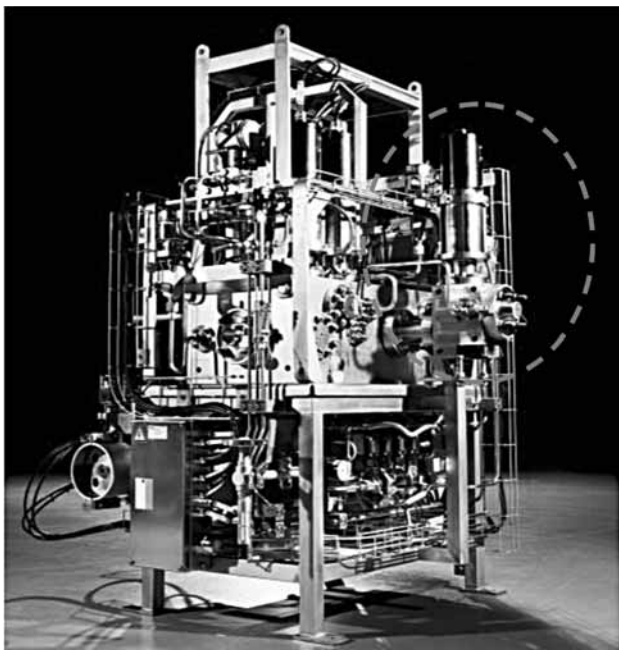


Рис. 9. Медленно открывающийся клапан, установленный на GVT (выделен пунктирной линией)

чрезмерное падение давления и обеспечивающая нагружение обоих двигателей до необходимого уровня с помощью медленно открывающегося клапана на GVT. Более подробно работа GVT описана в следующем разделе.

Система подачи газа на судне «Creole Spirit» состоит из компрессора BOG фирмы «Burckhardt Compression» (Hi-Com), работающего совместно с криогенным насосом и испарителем (Hi-Var),

которые включаются, когда количества BOG недостаточно для питания главного двигателя. Обе системы — Hi-Com и Hi-Var — впервые используются в подобного рода установке, причем система Hi-Com стала первой, заказанной у «Burckhardt Compression». Понадобилось два дня для настройки клапанов и других компонентов системы, и для устранения нескольких протечек. Затем была выполнена тонкая настройка схемы управления компрессором, и, наконец, когда управление компрессором было полностью отлажено, двигатель был переключен на газ (см. схему двухдвигательной установки с компрессором BOG, криогенным насосом высокого давления и испарителем на рис. 10).

Система Hi-Com прошла испытания на устойчивость давления и температуры подаваемого в двигатель газа путем быстрых изменений нагрузки двигателя и на принудительное включение газового режима. Давление газа на входе оставалось стабильным даже при максимальных величинах наброса–сброса нагрузки. Следует отметить, что перед установкой системы несколько месяцев ушло на моделирование изменения давления газа при различных рабочих условиях, поэтому при испытаниях газовой системы понадобились лишь незначительные подстройки системы регулирования давления.

Во время приемо-сдаточных испытаний Hi-Var некоторые из клапанов управления потребовали замены, однако, во избежание срабатывания аварийного клапана при резких изменениях нагрузки, была выполнена небольшая дополнительная оптимизация системы регулирования давления. Понадобилось два дня, чтобы система заработала удовлетворительно, и чтобы оба двигателя смогли работать на газе, поступающем из системы Hi-Var.

Еще одной специфической особенностью двигателей ME-GI является способность к оптимизации в так называемом заданном двухтопливном режиме (SDF), при котором судовая система управления BOG устанавливает предельно допустимый расход газа. Тем самым расход газа приводится в соответствие с количеством BOG, необходимым для поддержания заданного давления в грузовых танках. При этом система ME ECS автоматически увеличивает количество пилотного топлива (MDO или HFO), необходимого для поддержания скорости двигателя и судна.

Система управления

газовым клапаном и трубки подвода газа

СПГ поступает из системы FGSS в двигатель ME-GI при заданных значениях давления (200–300 бар) и температуры (45 °C). Безопасная подача газа в машинное отделение обеспечивается

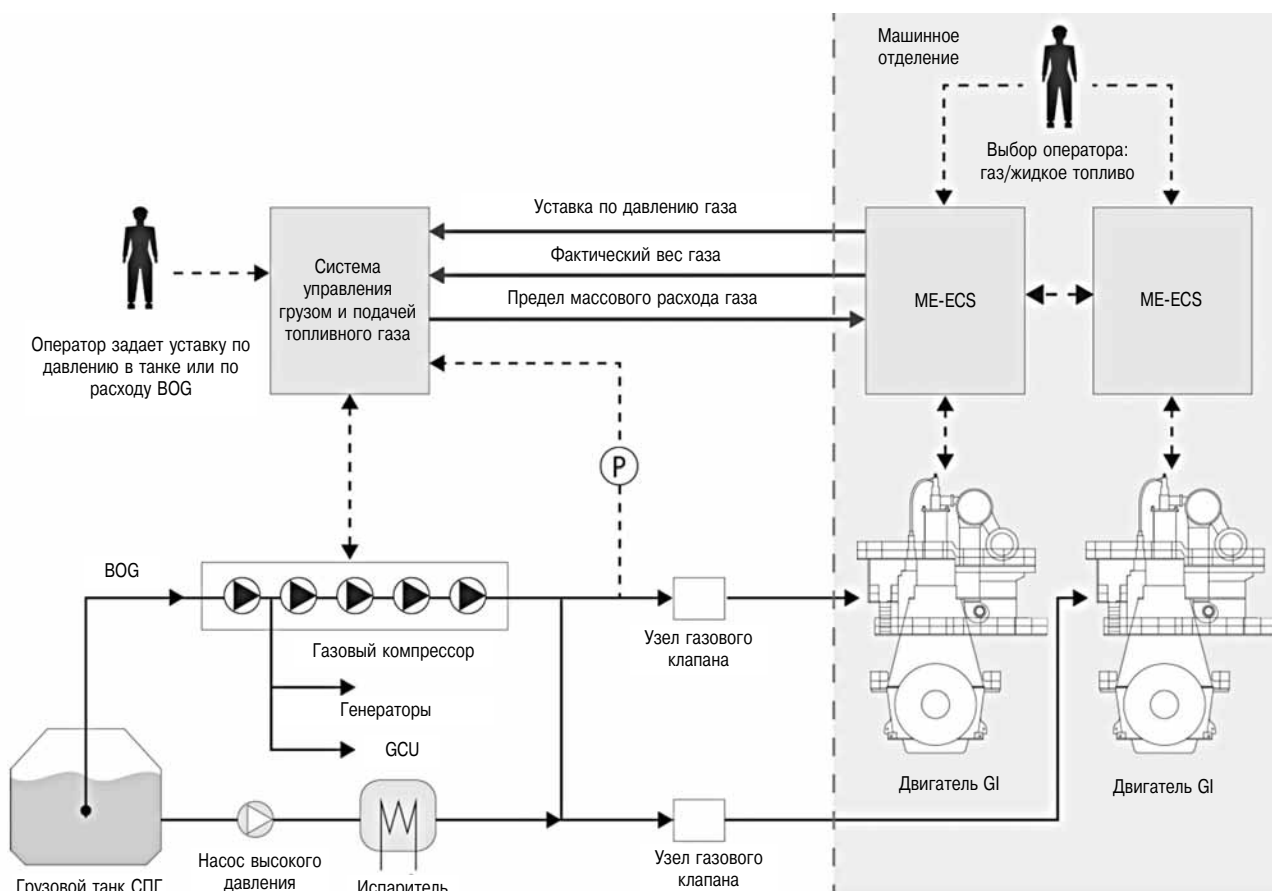


Рис. 10. Схема двухдвигательной установки с одним компрессором BOG и насосом высокого давления FGSS для ME-GI. Для управления работой двигателей в режиме минимизации SDF предусмотрен обмен сигналами между компрессором, FGSS, системой управления нагрузкой и ME ECS

газовым клапаном (GVT). GVT — это клапанный агрегат, расположенный между FGSS и двигателем ME-GI. Он состоит из фильтра, двух запорных клапанов и одного выпускного клапана. Когда газовая система выключена, ее участок между запорными и выпускным клапанами вакуумируется. Это является мерой безопасности, чтобы исключить непреднамеренный доступ газа в двигатель во время работы на MDO/HFO или во время его остановки. Автоматическая опрессовка клапана производится перед каждым эпизодом работы двигателя на газе или при постепенном падении давления в системе. В состав GVT входит также система подачи инертного газа (N_2), соединенная с GVT таким образом, чтобы исключалась возможность случайного смешивания СПГ с N_2 . Продувка азотом производится каждый раз перед началом и после окончания работы двигателя на газе. В качестве дополнительной опции может быть предусмотрена продувка газопровода перед клапаном, производимая при техобслуживании газовой системы. Блок GVT в компактном исполнении показан на рис. 9. Управление ME-GI осуществляется управляющей

системой GVT, т. е. всеми устройствами, обеспечивающими подачу газа в машинное отделение и его вентиляцию. Это является важнейшим условием безопасной эксплуатации, гарантирующим, что присутствие газа в машинном отделении полностью контролируется. На рис. 11 изображена общая схема ME-GI со всеми основными устройствами — FGSS, блок GVT, включающий двойную систему отсечки и выпуска для подачи газа в машинное отделение и систему продувки инертным газом, вспомогательные системы, газовые трубы с двойными стенками, систему вентиляции, датчики присутствия и расхода HC, а также схему двигателя ME-GI.

В первом варианте устройства GVT были применены шаровые клапаны с пневматическим управлением. Эта система успешно прошла многочисленные и интенсивные испытания на стенде. Однако с точки зрения удобства обслуживания этот вариант оказался не самым удачным, поэтому было принято решение о создании блочного GVT. В ходе приемо-сдаточных испытаний первых судов, а также в начале их эксплуатации было обнаружено, что очистка

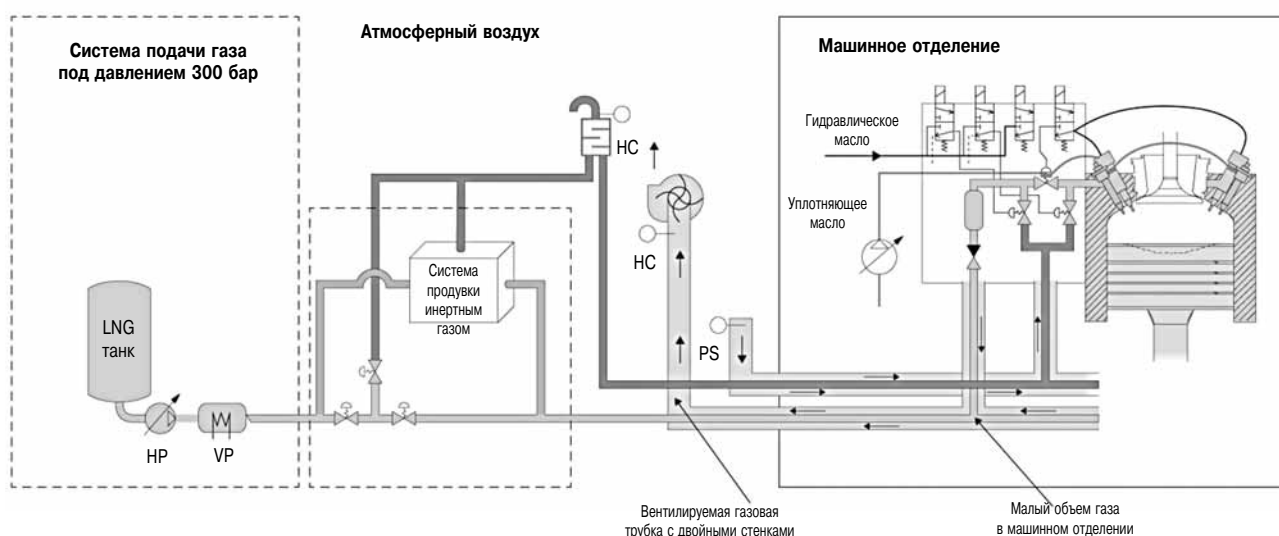


Рис. 11. Принципиальная схема системы ME-GI



Рис. 12. Слева: повреждения встроенного фильтра GVT: вверху справа: тонкие частицы грязи, принесенные потоком СПГ; внизу справа: частицы грязи при большом увеличении

системы газовых трубок перед GVT была недостаточной, и это впоследствии привело к загрязнению GVT. Более того, встроенный фильтр перед GVT оказался сильно забитым, и в конце концов лопнул, что привело к проникновению твердых частиц в газовую систему двигателя, а также к повреждению уплотнений GVT (рис. 12).

Система трубок с двойными стенками

Сжатый газ подводится из GVT в машинное отделение и поступает в двигатель через систему трубок с двойными стенками с воздушной вентиляцией. Это значит, что машинное отделение в данном случае имеет статус обычного машинного отделения, а не помещения повышенной опасности, что соответствует требованиям IMO к «Машинным помещениям, защищенным от проникновения газа». Пространство между внутренней и внешней трубками постоянно вентилируется,

при этом состав воздуха, нагнетаемого искробезопасным механическим вентилятором, находящимся вне машинного отделения, меняется 30 раз в час. На входе газовых трубок с двойными стенками с помощью датчиков расхода ведется постоянный мониторинг потока воздуха, поступающего из безопасного помещения. В случае возникновения газовой утечки этот газ, находящийся в пространстве между стенками трубки, на выходе будет обнаружен датчиками углеводородов (HC). На рис. 13 показана цепочка газовых трубок с двойными стенками, соединенными между собой адаптерными блоками, установленными на специальной траверсе.

После установки газовых трубок было обнаружено, что в них остаются частицы,

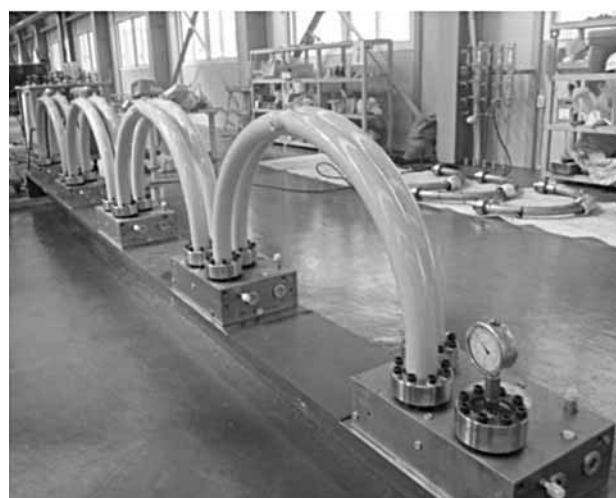


Рис. 13. Составная трубка с адаптерными блоками на специальной траверсе

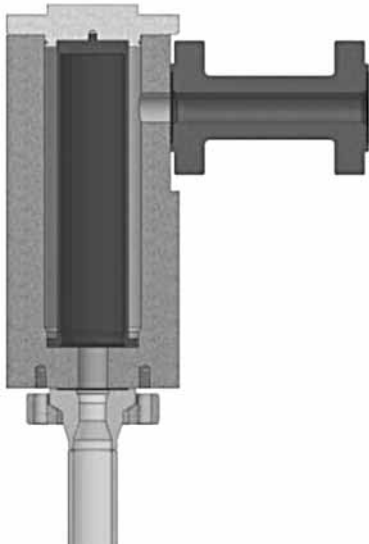


Рис. 14. Новый приработочный фильтр для GVT с фиксирующей втулкой

образовавшиеся при шлифовке, сварке и пескоструйной обработке. Как показывает опыт, эти частицы, если их не удалить до начала подачи газа, могут повредить компоненты как самой трубной системы, так и двигателя. Поэтому на фирме MDT были разработаны подробные рекомендации по предпусковой промывке и очистке трубок.

Был разработан также фильтр высокого давления для установки на GVT. Усовершенствованная конструкция фильтра, которая предусматривает, в частности, контроль перепада давления, характеризующего состояние фильтра, исключает возможность повреждения газовых систем. Кроме того, был создан специальный приработочный фильтр для GVT, конструкция которого облегчает его промывку при установке (рис. 14).

Переключение между видами топлива и маневрирование

Основная идея создания ME-GI состояла в том, чтобы дополнить хорошо отработанную конструкцию ME (для работы на жидком топливе) возможностью работы на газе. При разработке нового двигателя стояла задача обеспечить возможность немедленного прекращения работы двигателя на газе с мгновенным переключением на жидкое топливо без малейшей потери при этом тяговой мощности. Для большинства видов возможных отказов решающим фактором является реакция газовой системы безопасности. Был выполнен анализ характера и последствий отказов (FMEA — failure mode effect analysis), гарантирующий соблюдение правил безопасности при любом из возможных отказов.

Переключение между видами топлива

При наличии двух видов топлив для двигателей система управления должна быть способной

обеспечить переключение двигателя с жидкого топлива (MDO или HFO) на газообразное и обратно.

На судне «Isla Bella» переключение видов топлива было продемонстрировано как часть программы испытаний на выносливость в условиях реального плавания. На рис. 15 представлена запись результатов этих испытаний.

При испытаниях на выносливость наработка составила:

4 часа с нагрузкой двигателя 25 191 кВт при 104 об/мин;

2 часа с нагрузкой двигателя 25 191 кВт при 98 об/мин.

➤ При нагрузке двигателя 50 % переключение с дизельного топлива на газ, затем отсечка газа и переключение с газа на дизельное топливо.

➤ При нагрузке двигателя 85 % переключение с дизельного топлива на газ, затем отсечка газа и переключение с газа на дизельное топливо.

➤ При нагрузке двигателя 100 % переключение с дизельного топлива на газ, затем отсечка газа и переключение с газа на дизельное топливо.

➤ Запасное топливо: нагрузка на двигатель снижается до автоматического переключения на запасное топливо, и увеличивается до автоматического переключения с запасного топлива на газ.

Эта функция актуальна, например, при отходе судна от причала, при маневрировании в сложных условиях, при падении давления пилотного топлива, и т. п.

Маневренность

Концепция безопасности ME-GI отличается еще одним важным свойством. При работе на газе она обеспечивает сохранение маневренности судна при переключении видов топлива, даже в тяжелых навигационных условиях. Это под-



Рис. 15. Записи параметров при испытаниях двигателя на газе; нижние кривые показывают расход жидкого топлива (1) и газообразного топлива (2)

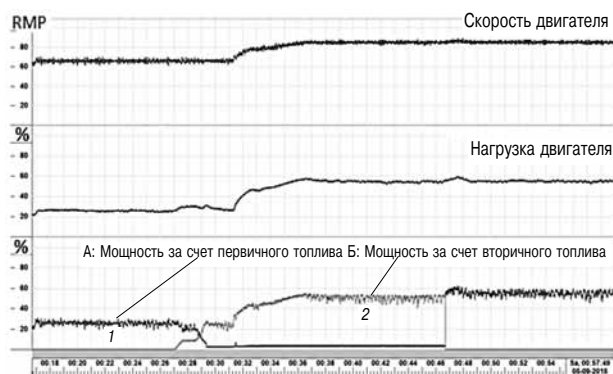


Рис. 16. Записи параметров при испытаниях двигателя на газе; стабильная работа двигателя в тяжелых навигационных условиях

тверждается большим опытом плавания судов с двигателями ME-GI. Например, во время ходовых испытаний судна «Isla Bella» погода была крайне неблагоприятной, был сильный ветер и высокие волны. Поэтому временами наблюдались значительные колебания топливоподачи. Тем не менее, как видно из рис. 16, система управления и регуляторы двигателей прекрасно с этим справлялись. Велась запись параметров при переключениях между видами топлива, а также при отсечке подачи газа, при этом двигатель работал совершенно нормально. Все параметры регистрировались во время плавания в тяжелых навигационных условиях.

Состав газообразных топлив

Одним из главных преимуществ двигателя ME-GI является его способность работать на газах различного состава без падения мощности и без ухудшения рабочих показателей двигателя. Метановое число каждого вида газа в данном случае не имеет значения, так как на любом из газообразных топлив двигатели работали без каких-либо отклонений, а рабочий процесс оставался стабильным. Как известно, во время плавания состав газа, перевозимого СПГ-газовозами, претерпевает изменения. В начале рейса с полной загрузкой испаряющийся газ (BOG) имеет излишнее содержание водорода, тогда как по окончании обратного рейса наблюдается «старение» СПГ из-за выделяющегося с BOG метана, при этом содержание углеводородов высшего порядка в топливе возрастает.

Единственная техническая проблема, которую надо решить при работе двигателя GI на газе меняющегося состава, это необходимость ввода в систему управления информации о составе газа, определяющем количество энергии, поступающей в двигатель через форсунку (подобие индекса Воббе, но — применительно к газу высокого давления). Теоретически, информацию о составе газа можно было бы получать в непрерывном режиме

от соответствующих датчиков, например, от газового хроматографа. Однако хроматограф — это сложный и чувствительный прибор, требующий частой калибровки и к тому же довольно медленно реагирующий на изменение состава газа.

Поэтому фирма MDT от дальнейшего использования газовых хроматографов отказалась. Вместо этого необходимая информация будет поступать от системы мониторинга среднего индикаторного давления «PMI-Autotune» в сочетании с сигналами от датчика крутящего момента на коленчатом валу и с сигналами о текущей длительности впрыска, поступающими от системы управления. Следовательно, непрерывная оценка состава газа будет производиться с минимальным запаздыванием, что гарантирует достаточно быстрое реагирование системы измерения на любые изменения состава газа, поступающего в двигатель.

Двигатель ME-GI, оборудованный такой системой, способен работать на природном газе любого состава, даже если этот состав быстро меняется, как это обычно и происходит на газовозах, двигатели которых работают на смеси выкипающего газа (BOG) и испарившегося СПГ. В таблице представлены характеристики газов, используемых в двигателях ME-GI фирмы MDT.

При испытаниях СПГ-газовоза на газовом топливе система компенсации изменений в составе смеси доказала свою эффективность. Это подтверждается данными на рис. 17, где показан процесс нагружения двигателя, когда газ поступает от компрессора (BOG) и от насоса высокого давления (испарившегося СПГ). При питании газом одновременно от компрессора (BOG) и от насоса высокого давления система ME ECS автоматически подстраивается под изменение состава газа путем регулирования параметров двигателя.

Расход газа на выходе компрессора постоянен, тогда как подача газа от насоса высокого давления увеличивается до уровня, определяемого потреб-

Свойства газообразных топлив

(предполагается, что сжижение газа было проведено перед бункеровкой)

Наименование	Предел	Значение
Низшая теплотворная способность (LCV), МДж/кг	Не менее	38
Метановое число (MN)	N/A	N/A**
Метан (CH ₄), % (моль)	Не менее	82
Этан (C ₂ H ₆), % (моль)	Не более	15
Пропан + бутан (C ₃ H ₈ +C ₄ H ₁₀), % (моль) (всего)	Не более	5
Углеводороды высшего порядка (C ₅ H ₁₂ и выше), % (моль) (всего)	Не более	1
Сероводород (H ₂ S) + сероокись углерода (COS), мг/Нм ³	Не более	5

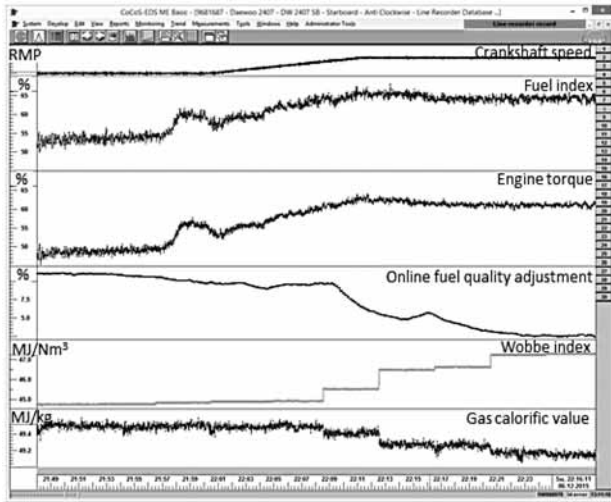


Рис. 17. Подрузка двигателя при изменении состава газа

ностью двигателя. При этом происходит «настройка состава газа» в случае, когда состав газа меняется в сторону увеличения содержания более тяжелых углеводородов. Длительность измерительного цикла газовых хроматографов по сравнению с вычитаемым сигналом от PMI-Autotuning очевидна.

Система защиты и управления

Как уже было сказано, система защиты и управления ME-GI контролирует поступление потока газа в двигатель и вентиляцию газовых трубок. Это является обязательным условием реализации принятой концепции безопасности, основные принципы которой перечислены ниже:

- газозащищенное машинное отделение;
- газовый режим является дополнительной опцией двигателя ME;
- возможность работы на газе не должна препятствовать работе на MDO/HFO;
- газозащищенность машинного отделения обеспечивается системой ME ECS;
- функции управления и защиты различных агрегатов HW разделены;
- обеспечен непрерывный поцикловой мониторинг рабочего процесса в реальном времени;
- любой отказ влечет за собой отсечку подачи газа без остановки двигателя;
- работа клапанов отсечки подачи газа и клапанов впуска синхронизирована;
- настройки рабочих параметров двигателя оптимизированы таким образом, чтобы полностью использовать возможности конструкции и не допускать предельно допустимых значений выбросов при работе как на дизеле, так и на газе.

Как показали результаты лабораторных и стендовых испытаний двигателей, а также судовых двигателей, находящихся в эксплуатации, концеп-

ция систем управления и защиты двигателей ME-GI оказалась надежной и жизнеспособной. Это, в частности, относится к системе мониторинга рабочего процесса в цилиндре (рис. 18), обеспечивающей поцикловой мониторинг условий подачи газа для каждого цикла, отслеживание значений давления сжатия и максимального давления цикла.

Другой пример — система мониторинга утечек, установленная на крышке цилиндра двигателя ME-GI. Главный ее компонент — датчик давления, расположенный между клапаном впрыска газа и выпускным окном газового блока.

Этот датчик позволяет системе ME ECS улавливать и количественно оценивать возможную утечку газа в каждом цикле работы двигателя. Результат оценки подтверждает плотность системы, и в зависимости от этого разрешает или блокирует следующий впрыск. При обнаружении отклонения параметров цикла давления от ожидаемого система определяет место утечки и останавливает дальнейшую подачу газа. Один из примеров такого развития событий показан на рис. 19, где все параметры находятся в безопасной зоне.

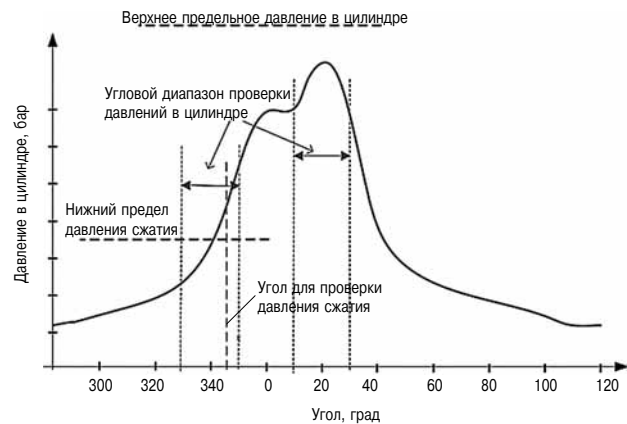


Рис. 18. Пример мониторинга рабочих условий в цилиндре

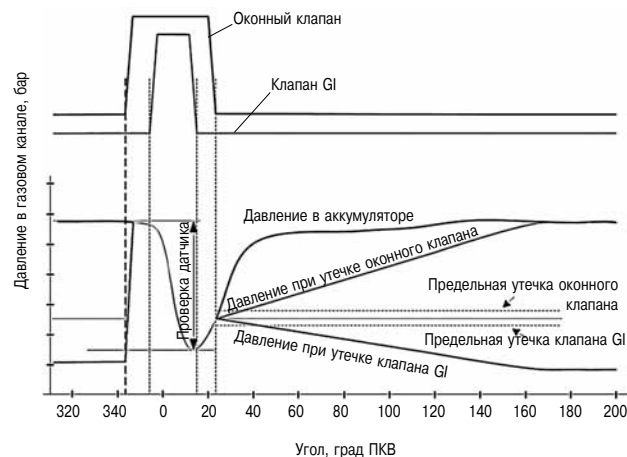


Рис. 19. Система мониторинга утечек

Газоплотность при давлении 300 бар

Общее требование к многочисленным соединениям газовой системы, находящимся под давлением 300 бар, заключается в том, что все они должны сохранять газоплотность при любых рабочих условиях.

Должны соблюдаться следующие три основных принципа герметизации, в зависимости от свойств каждого конкретного соединения.

➤ В однократно выполняемых (неразборных) соединениях, таких, как, например, фланцевое соединение между трубой и адаптерным блоком, а также соединений с единственным осевым уплотнением, например, уплотнением продувочных газовых клапанов, уплотняющим элементом является тонкостенный металлический торец.

➤ В соединениях с разъемами, которые используются, например, для разъединения при техобслуживании, а также в соединениях, имеющих более одной пары контактных поверхностей, например, в качестве уплотнительных колец вокруг впускных газовых клапанов, используются подпружиненные тефлоновые кольца (с начальным контактным давлением).

➤ Уплотнения пар трения, в которых контактные поверхности во времени взаимно смещаются, например, штоки впускных и выпускных газовых клапанов, осуществляется путем непрерывной подачи смазки в зазор между штоком и втулкой клапана.

В отдельных случаях допускаются отклонения от перечисленных основных принципов, например, в соединениях между газовым блоком и крышкой цилиндра, где используются подпружиненные тефлоновые кольца.

Втулка каждого впускного газового клапана в крышке цилиндра имеет осевое уплотнение в виде двух тефлоновых колец.

В эксплуатации иногда наблюдаются проблемы с газовыми уплотнениями между впускными газовыми клапанами и крышкой цилиндра. Зазор между ними должен выдерживать регулярное техобслуживание, поэтому поверхности обеих пар трения должны иметь достаточную твердость, чтобы исключить повреждение контактных поверхностей.

Вначале для этого применялось хромирование крышек цилиндров в области карманов газовых форсунок, что обеспечивало хорошую газоплотность на ранних вариантах двигателей, однако на двигателях с более высокой форсировкой такое уплотнение оказалось не столь надежным, поэтому пришлось применить новое решение – с закаленной втулкой, впрессованной в крышку цилиндра (рис. 20). Это гарантировало абсолютную газоплотность при любой нагрузке.

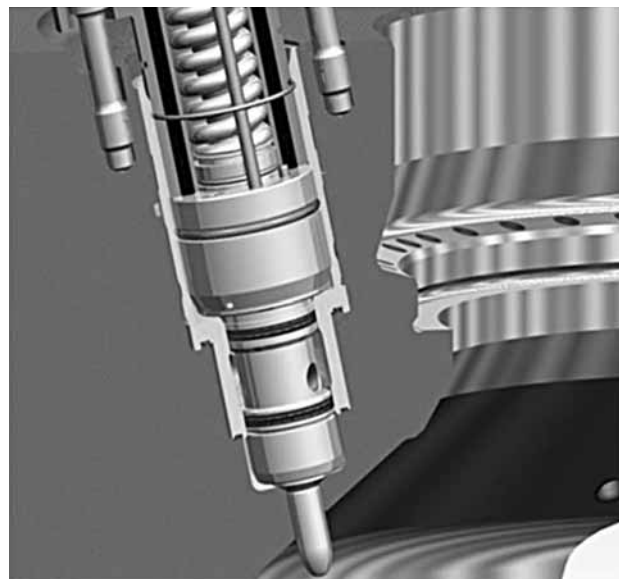


Рис. 20. Осевое уплотнение между закаленной втулкой и крышкой цилиндра

Низкий расход пилотного топлива с системой подачи главного топлива

Количество пилотного топлива, необходимого для зажигания поступающего в цилиндр газа, чрезвычайно мало, его цикловая подача составляет доли грамма. Однако создание надежной системы впрыска, по своим размерам и производительности достаточной для обеспечения экономичной работы на жидком топливе, и в то же время достаточно миниатюрной и быстродействующей для впрыска «микроскопических» доз пилотного топлива при работе на газе, является сложной технической задачей. Таким образом, нижний предел количества пилотного топлива определяется не необходимостью гарантированного зажигания газа, а минимальным количеством топлива, которое может быть гарантировано впрыснуто системой топливоподачи. Альтернативой, способной резко сократить расход пилотного топлива, является отдельная миниатюрная система для его подачи.

В то же время система главного впрыска, не работающая основную часть времени при длительных переходах, когда двигатель работает только на газе, должна поддерживать готовность, в случае поступления аварийного сигнала и прекращения подачи газа, мгновенно переключить движение судна с одного вида топлива на другой. Чтобы система главного впрыска гарантированно сохраняла полную работоспособность в течение этих нескольких миллисекунд, при отключении подачи газа, она не должна ни на секунду терять управляемость.

Это означает, что использование системы главного впрыска для подачи пилотного топлива

не может быть просто проигнорировано, так как это снизило бы надежность всего пропульсивного комплекса. При этом необходимо иметь в виду, что впрыск пилотного топлива — это не просто энергопотери, поскольку пилотное топливо подается при нахождении поршня вблизи верхней мертвой точки (ВМТ), а его впрыск увеличивает максимальный термодинамический КПД двигателя.

Все вышесказанное подтверждается опытом эксплуатации, который свидетельствует о том, что низкий расход пилотного топлива при работе системы главного впрыска может быть связан, во-первых, с проблемами надежности/перегрузки топливной системы, и, во-вторых, с возможным наличием воздуха в системе жидкого топлива.

Система впрыска топлива двигателя ME-GI обладает хорошей динамикой и быстро реагирует на параметры, определяемые системой впрыска. Поэтому встал вопрос о необходимости разработки профилей впрыска специально для пилотного топлива, позволяющих обеспечить впрыск малых доз пилотного топлива без ущерба для надежности главной топливной системы.

Для минимизации расхода пилотного топлива важно, чтобы топливные клапаны быстро открывались и закрывались. Общая длительность открытия/закрытия клапана составляет порядка 3 мс. К сожалению, быстрая реакция имеет и свою оборотную сторону, так как ускоряет износ направляющей штока отсечного клапана. В результате, во время первых заводских испытаний двигателей L70ME-C-GI наблюдались случаи поломки штоков этих клапанов (рис. 21).

Поломки были устранены, во-первых, благодаря уникальной технологии пропорционального впрыска, используемой на двигателях ME и позволяющей управлять законом открытия и закрытия клапана, во-вторых (и в основном) — за счет изменения геометрии штока клапана. С помощью МКЭ были промоделированы различные варианты конструкции клапана. В результате удалось снизить напряжение фон Мизеса с 420 до 142 Н/мм². Соответствующие формы штока показаны на рис. 22.

В гидросистеме, работающей под давлением 300 бар, появление воздуха неизбежно. Поэтому



Рис. 21. Направляющая штока отсечного клапана (шток сломан)

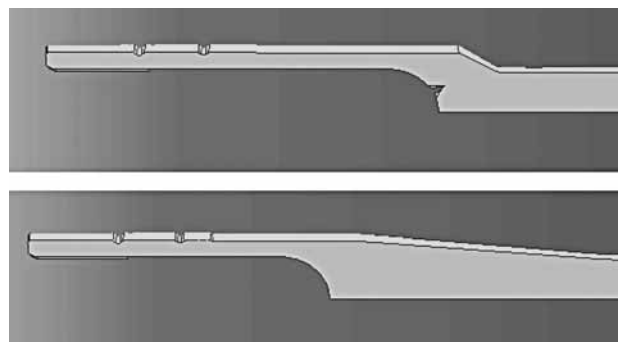


Рис. 22. Направляющая штока:

вверху: первоначальная геометрия, напряжение 420 Н/мм²;
внизу: улучшенная геометрия, напряжение 162 Н/мм²

предполагается, что в судовой масляной системе предусмотрено предварительное стравливание воздуха. Однако, как показал опыт, в масле, поступающем в двигатель, воздушные пузырьки все равно остаются. Поэтому гидросистема двигателя ME-GI включает в себя ряд встроенных вентиляционных линий для сбора воздуха.

Опыт работы нескольких двигателей ME-GI свидетельствует о повышенной чувствительности масляной системы к присутствию воздуха, поэтому было решено использовать подкачивающий насос низкого давления, который бы создавал давление, достаточное для эффективного стравливания воздуха из гидросистемы. Такой насос, показанный на рис. 23, обеспечил полное удаление воздуха из системы, и тем самым — надежный впрыск пилотного и газового топлива с отличной повторяемостью параметров.

На рис. 24 показаны графики изменения трех основных параметров давления во времени при переключении с дизельного топлива на газ.

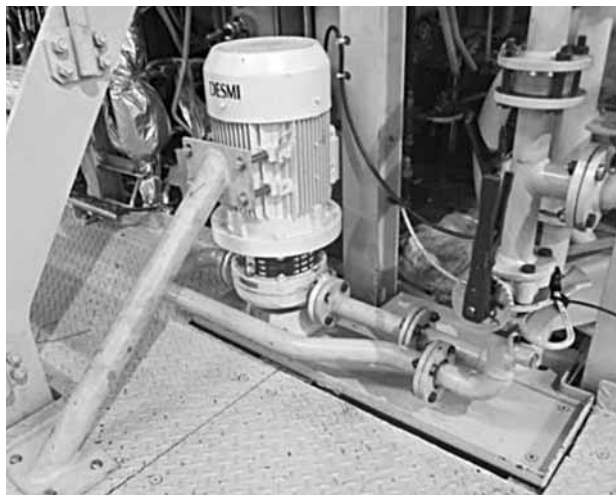


Рис. 23. Подкачивающий насос низкого давления на судне «Isla Bella»

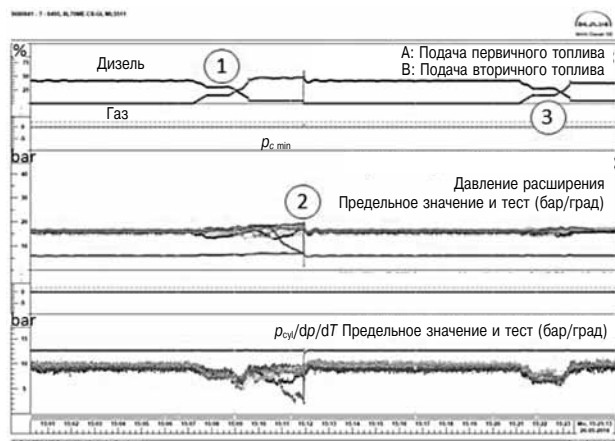


Рис. 24. Переключение с дизеля на газ

На верхнем графике показано соотношение давления газа и дизеля. На среднем графике показано измеренное давление расширения по каждому цилиндру для каждого оборота коленвала. На нижнем графике показана скорость повышения давления (dp/dT). При первом переключении (которое начинается в точке 1) цикловой впрыск газа стал нестабильным из-за присутствия воздуха в управляющей гидросистеме. В результате, количество газа в одном из цилиндров оказалось недостаточным для того, чтобы соответствовать требованию минимального давления сжатия, задаваемого системой защиты. Это вызвало срабатывание устройства отсечки газа (в точке 2). График скорости повышения давления показывает, что прирост давления недостаточен. Это означает, что цикловая подача газа была недостаточна. При втором переключении режимов (в точке 3) включился подкачивающий насос низкого давления. Таким образом, вторая попытка переключения увенчалась успехом, при этом давление расширения и скорость повышения давления остались в пределах нормы.

Для решения проблемы конструкция втулки была изменена. Была убрана канавка, что позволило снизить напряжение во втулке с 674 до 236 МПа, чего оказалось более чем достаточно для того, чтобы гарантировать бесконечный (расчетный) ресурс детали. Вместо канавки во втулке была сделана аналогичная канавка в корпусе под втулку, имеющем гораздо более толстую стенку и, следовательно, большую прочность. На рис. 26 видно, насколько уменьшились напряжения во втулке впускного газового клапана, рассчитанные с использованием МКЭ. Впускной газовый клапан управляется быстродействующим отключающим клапаном. Этот клапан вызывает импульсы давления в системе, вызывающие значительные напряжения в самом клапане и его втулке, что выявилось при заводских испытаниях (рис. 25).

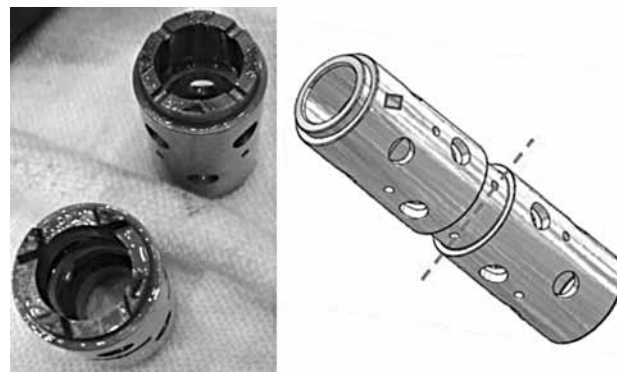


Рис. 25. Слева: сломанная втулка клапана ELGI; справа: Клапан ELGI. Положение и направление излома показаны пунктирной линией

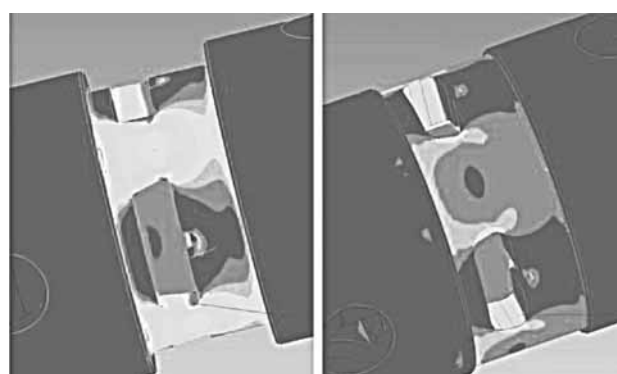


Рис. 26. Результаты моделирования МКЭ: слева: старая втулка, в которой напряжение достигло 674 МПа; справа: новая втулка, в которой напряжение удалось снизить до 236 МПа

Смазка цилиндров

В том, что касается качества смазочных масел для двигателей ME-GI, то к ним не предъявляется каких-либо специальных требований, таких, как к маслам для двигателей, работающих на бедных смесях, поскольку рабочий процесс двигателей ME и ME-GI, по сути, одинаков.

Смазка двигателей ME-GI должна лишь следовать общим принципам, принятым для двухтактных дизелей MAN B&W, а именно:

- для малосернистых топлив следует использовать цилиндрическое масло с низким базовым числом (15-40 BN);
- для высокосернистых топлив следует использовать цилиндрическое масло с высоким базовым числом (70-100 BN).

Поэтому в двигателях ME-GI при работе в газовом режиме должно применяться цилиндрическое масло с низким базовым числом. Однако данное требование может быть скорректировано при работе двигателя ME-GI в режиме SDF, когда большая часть топливоподачи приходится на высокосернистое топливо. С учетом этого обстоятельства было разработано автоматическое устрой-

ство — система автоматического переключения вида цилиндрического масла (ACOS — automated cylinder oil switch). Эта система осуществляет переключение между подачей масла с высоким базовым числом и масла с низким базовым числом — в зависимости от содержания серы в топливе (серный эквивалент — Se). Результаты первых испытаний данной системы оказались весьма обнадеживающими, однако для оценки состояния цилиндра необходимо большее число моточасов

Заключение

Концепция ME-GI успела себя достаточно хорошо себя зарекомендовать, что позволило этим двигателям стать вполне конкурентоспособным в качестве главных судовых двигателей, работающих на газовом топливе. Число судов с двигателями ME-GI растет со дня на день. Опыт их эксплуатации в целом положительный, а проблемы, время от времени возникающие в ходе испытаний и эксплуатации, постепенно устраняются. Основные моменты, характеризующие данный проект:

- Концепция ME-GI в принципе оказалась вполне надежной и работоспособной. Отказы, имевшие место на этапе разработки, приводили к отсечке подачи газа или к остановке двигателя.

- В общем и целом, достигнутые показатели качества и достигнутые параметры соответствуют расчетным.

- Доводка системы пилотного топлива оказалась достаточно сложной с точки зрения технических характеристик и стабильности. В конце концов систему удалось оптимизировать, обеспечив достаточный ресурс, показатели надежности и качества.

- Создание газовых уплотнений впускных газовых клапанов оказалось непростой задачей. Пришлось отказаться от хромирования, повысив вместо этого прочность втулки клапана. В итоге газовые уплотнения и трубки с двойными стенками подтвердили свою надежность, обеспечив нужную газоплотность.

- Механические и гидравлические компоненты систем впрыска газа были оптимизированы в ходе испытаний на стендах лицензиатов. В дальнейшем, в процессе эксплуатации эта работа будет продолжена в направлении обеспечения надежности и долговечности.

- Во время первых ходовых испытаний интерфейсы между системой ME ECS и судовыми системами подтвердили свою функциональность и надежность.

- Длительный мониторинг рабочего процесса подтвердил высокую степень его отработки, которая продолжается в части онлайн-самонастройки. Она не прекращается даже при работе в переходных процессах. Эта функция также включает оптимизацию параметров в двухтопливном режиме, в том числе при наличии флуктуаций состава газа.

- Была подтверждена надежная работа двигателей на газе в неблагоприятных погодных условиях.

- Чтобы получить возможность работать как на высокосернистых, так и на малосернистых топливах, необходимо было создать специальную систему. Такой системой стала ACOS, управляющая переключением работы на цилиндрическом масле с высоким и низким базовыми числами.

- Как выяснилось, обеспечение чистоты газовой системы и трубопроводов является достаточно сложной задачей, поэтому требования к системам промывки и фильтрации должны быть еще более ужесточены.

- Был выполнен перевод первого судна на газовое топливо. Это было серьезной задачей, которая была успешно решена.

Литература

1. Man Diesel & Turbo, «Me-Gi Dual Fuel Man B&W Engines, A Technical, Operational And Cost-Effective Solution For Ships Fuelled By Gas», Technical Paper 5510-0063-07 Ppr, October 2015.

УДК 621.43

Калиниченко В.В., Бузов С.В., Кондаков К.В. Создание газового двигателя-генератора 9ГМГ для маневрового тепловоза // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 3–7.

Ключевые слова: газовый двигатель, сжиженный природный газ, газотепловоз, технико-экономические и экологические показатели.

Специалистами АО «Коломенский завод» и ООО «Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ» разработан и испытан поршневой газовый двигатель-генератор 9ГМГ для маневрового газотепловоза работающего на сжиженном природном газе. В качестве прототипа использован серийный дизельный двигатель 8ЧН26/26 типа Д49, что позволило обеспечить унификацию деталей и компонентов двигателя более чем на 80 %. В конструкции газового двигателя осуществляется внутренний способ смесеобразования. Для проведения испытаний газовых двигатель-генераторов построен современный испытательный стенд, оснащенный всем необходимым контрольно-измерительным оборудованием. По результатам стендовых испытаний получен расход газового топлива, сопоставимый (по тепловому эквиваленту) с расходом дизельного топлива для двигателей данного класса, что позволяет на 30–40 % снизить затраты на топливо при эксплуатации газотепловозов на сжиженном природном газе. Так же достигнуто значительное снижение выбросов вредных веществ с ОГ, а также снижение выбросов CO₂ до 50 % по сравнению с дизельными двигателями. Табл. 1. Ил. 4. Библ. 2 назв.

УДК 621.43.01

Абызов О.В., Метелев А.А. Исследование индикаторного процесса двухтактного двигателя с противоположно-движущимися поршнями // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 8–15.

Ключевые слова: двухтактный двигатель с ПДП, прямооточная продувка, моделирование индикаторного процесса, оценка насосных потерь.

Показано, что один из наиболее успешных вариантов реализации термодинамического цикла поршневого ДВС — двухтактный двигатель с противоположно-движущимися поршнями (ПДП). Представлен сравнительный анализ индикаторных процессов четырехтактного двигателя и двухтактного двигателя с ПДП. Расчет показателей индикаторного процесса выполнен с использованием нульмерной модели цилиндра для замкнутого участка цикла. Оценка насосных потерь в рассматриваемых конфигурациях двигателей выполнена методом численного моделирования систем газообмена с использованием программы G-POWER. Результаты расчетов демонстрируют преимущество двухтактного двигателя с ПДП по тепловой эффективности, удельному индикаторному расходу топлива, «мягкости» рабочего процесса. По мнению авторов, двигатели с ПДП перспективны и могут найти применение в таких отраслях, как транспортная и автономная энергетика. Табл. 6. Ил. 8. Библ. 6 назв.

УДК 621.436

Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В., Гонтарев К.А. Формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения для W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 16–21.

Ключевые слова: W-образный двигатель, механизм газораспределения, прицепные шатуны, электрогидравлическая система управления.

Рассмотрены факторы, влияющие на формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения (МГР) W-образного двигателя с прицепными шатунами. Выполнен анализ особенностей и влияния различных схем организации управления работой МГР на нагруженность элементов и узлов двигателя. Сформулированы технические требования к электрогидравлической системе управления МГР. Отмечено, что реализация технических решений может представлять интерес как для изделий требующих плотной компоновки силовой установки, так и для изделий, где отношение веса двигателя к его мощности является важным параметром. Табл. 1. Ил. 7. Библ. 7 назв.

УДК 621.43.056

Андрусенко С.Е., Фролов М.В., Фофанов А.В. Адаптивная система управления рабочим процессом газопоршневого двигателя внутреннего сгорания // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 22–27.

Ключевые слова: газопоршневой двигатель, рабочий процесс, система подачи воздуха, коэффициент избытка воздуха, алгоритм и механизм регулирования.

Выполнен анализ существующих систем подачи воздуха в цилиндры газопоршневого двигателя для достижения оптимального значения коэффициента избытка воздуха в рабочем процессе. Предложено устройство и алгоритм его работы для регулирования коэффициента избытка воздуха по величине содержания свободного кислорода в отработавших газах. Обоснована возможность управления рабочим процессом в период подготовки начала сгорания и приведено описание конструкций механизмов отечественных и зарубежных аналогов, обеспечивающих управление рабочим процессом. Табл. 1. Ил. 8. Библ. 11 назв.

УДК 621.444

Петров А.И. К вопросу оптимизации теплообменного контура двигателя Стирлинга // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 28–30.

Ключевые слова: теплообменный контур, регенератор, число единиц переноса теплоты, ромбический привод Р. Мейера, мертвый объем теплообменников.

История развития двигателей Стирлинга неразрывно связана с развитием энергетики в основной ее составляющей — преобразовании тепловой энергии в механическую работу. Современные проблемы энергетики и экологии тесно взаимосвязаны и не могут быть решены порознь. В этом отношении привлекательность двигателя Стирлинга бесспорна, включая все возрастающий интерес к так называемой «зеленой» энергетике. Уровень технологического развития современной промышленности несопоставим с ее состоянием во времена изобретения двигателя, поэтому имеются и все шансы масштабного воплощения этой инженерной мысли. Решающим фактором при этом остается вопрос проектирования и создания такого оптимального теплообменного контура, который обеспечивал бы необходимую эффективную мощность двигателя при сохранении его экономичности и экологичности. Ил. 1. Библ. 5 назв.

УДК 621.43

Развитие газовых двигателей (по материалам конгресса CIMAC) // Двигателестроение. — 2021. — № 4. — С. 31–53.

Ключевые слова: газовые двигатели, сжиженный природный газ (СПГ), система впрыска пилотного топлива, силовая система утилизации тепла, система управления двигателем ME ECS, блок регулируемого газового клапана, опыт эксплуатации,

Компанией «Mitsui Engineering & Co., Ltd.» (MES) совместно с «Daihatsu Diesel Mfg. Co., Ltd.» (Daihatsu) разработан ряд газовых двигателей MD36G мощностью от 3 до 7 МВт, работающих на бедной смеси. Двигатели созданы на базе среднеоборотного дизеля Daihatsu DK-36, главной отличительной особенностью которого является система непосредственного впрыска пилотного топлива. С целью повышения экономичности двигатель MD36G дополнен силовой системой утилизации тепла. Утилизация тепла достигается использованием турбогидравлической системы THS (Turbo Hydraulic System), а также цикла с регулируемым углом впрыска пилотного топлива VPC (Variable Phase Cycle). Система THS использует часть избыточной энергии газов после турбокомпрессора, передает ее на коленчатый вал. Система THS обратима и используется для раскручивания турбокомпрессора, что способствует улучшению приемистости двигателя на режимах разгона и приема нагрузки. В результате КПД двигателей MD36G увеличился до 48,8 (в V-образной версии) и до 47,8 % (в рядной версии).

Двухтактные малооборотные двигатели типа ME-GI фирмы «MAN Diesel & Turbo» (MDT) достигли той степени совершенства, которая сделала возможной их работу в качестве главных судовых двигателей СПГ-газовозов на природном газе, на газе, испаряющемся в СПГ танках газовоза, а также на жидком топливе — в любой пропорции, в зависимости от вида имеющихся на судне топлив. В тесном сотрудничестве с NHI-EMD и другими партнерами MDT фирма провела многочисленные испытания двигателей на различных судах, подтвердивших их надежность и экономичность. Представлены технические характеристики оптимизированных двигателей типа ME-GI, результаты их ресурсных испытаний, включая, системы подачи газа. В докладе приводятся последние данные, полученные с мест эксплуатации двигателей ME-GI, что существенно помогло в разработке блока газового клапана (GVT — Gas Valve Train) и вспомогательного оборудования, в том числе, в повышении КПД и надежности криогенных насосов, компрессоров и приводов газового клапана. Опыт разработки и использования уникальной системы управления двигателем ME Engine Control System (ME ECS) позволяет надеяться, что в дальнейшем этой системой безопасности будут оборудованы все СПГ-газовозы. Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

Табл. 2. Ил. 43. Библ. 6 назв.

UDC 621.43

Kolesnichenko V.V., Burov S.V. and Kondakov K.V. Engine-generator type 9GMG for shunting locomotives // Dvigatelayestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 3–7.

Keywords: gas engine, liquefied natural gas, locomotive gas engine, techno-economic and environmental performance. JSC Kolomzavod in cooperation with TMX Holding Engineering Center developed and tested locomotive LNG engine type 9GMG to power shunting locomotive. Its construction is based on serial diesel engine type D49 (8CHN26/26), the both engines having over 80 % parts and components in common. This gas engine features internal carburation. The project included a dedicated test bed equipped with all needed controls and instrumentation. According to the test results, fuel gas consumption (in terms of heat input) is practically equal to that of the basis diesel engine, which results in reduction of fuel costs against similar diesel engines by 30–40 %. Also, noxious emissions are drastically reduced, and CO₂ emissions are lowered by 50 % compared with similar diesel engines.

1 table, 4 ill., 2 ref.

UDC 621.43.01

Abyzov O.V. and Metelev A.A. Analysis of indicated diagrams of two-stroke engine with opposite-moving pistons // Dvigatelayestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 8–15.

Keywords: two-stroke opposed-piston engine, uniflow scavenging, modeling of combustion process, pumping loss evaluation

Two-stroke opposed-piston engine is shown as one of the most effective motors based on reciprocating engine thermodynamic cycle. The authors presented the comparative analysis of indicated processes in four-stroke and two-stroke opposed-piston engines. Indicated cycle parameters have been calculated with zero-dimensional cylinder model for a close-loop part of the cycle. Pumping losses have been calculated through computational modeling of gas exchange systems with G-POWER program package. Calculation results demonstrate two-stroke opposed-piston engine as the most advantageous solution in terms of indicated fuel consumption and combustion «softness». In the authors' opinion, opposed-piston engines are much promising for use in vehicles and stand-alone power units.

6 tables, 8 ill., 6 ref.

UDC 621.436

Maslov A.P., Rozhdestvensky Yu.V., Levstov M.V. and Gontarev K.A. Electro-hydraulic valve control system for W-engine with slave connecting rods // Dvigatelayestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 16–21.

Keywords: W-engine, valve gear, slave connecting rods. These authors examine factors that may influence design of electro-hydraulic valve control system for W-engine featuring slave connecting rods, with special emphasis on loads exerted to engine parts and components. Specifications for electro-hydraulic valve control system are formulated. The results of this work may be of particular interest for applications where power unit compactness or engine specific weight are top priorities.

1 table, 7 ill., 7 ref.

UDC 621.43.056

Andrusenko S.E., Frolov M.V. and Fofanov A.V. Adaptive control system for operation of gas reciprocating engine // Dvigatelayestroyeniye. Dvigatelayestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 22–27.

Keywords: hot gas reciprocating engine, control algorithm and mechanism.

The existing systems of hot gas reciprocating engines have been examined for better air-fuel ratio. A device is offered (concept and construction) that controls engine air-fuel ratio as a function of free oxygen content in exhaust gas. Feasibility of

such control during the early combustion phase is substantiated, and the description of Russian and worldwide analogs is provided. 1 table, 8 ill., 11 ref.

UDC 621.444

Petrov A.I. Anent optimization of Stirling engine heat exchange loop // Dvigatelayestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 28–30.

Keywords: heat exchange loop, recuperator, number of heat transportation units, R. Meyer rhombic driving gear, heat exchanger dead volume.

History of Stirling engines is closely tied with the development of power industry, focusing on transformation of thermal energy into mechanical work. Modern power industry problems are closely interrelated and cannot be solved separately. From this viewpoint attractiveness of Stirling engines is doubtless, including the growing interest in so-called «green energy». Level of modern technologies immeasurably surpasses that in Robert Stirling epoch, so, numerous chances are there for large-scale implementation of his idea in engineering practice. The core challenge here is development of optimal heat exchange loop that would provide needed effective power of engine, without compromising its fuel efficiency and environmental performance.

1 table, 5 ref.

UDC 621.43

Development of gas engines (based on CIMAC Proceedings) // Dvigatelayestroyeniye. — 2021. — № 4. — P. 31–53.

Keywords: gas engines, liquefied natural gas (LNG), pilot fuel injection system, heat recuperation system, engine control system ME ECS, gas valve train, operation experience.

Mitsui Engineering & Co., Ltd. (MES) has developed a large size lean-burn gas engine MD36G jointly with DAIHATSU DIESEL MFG. CO., Ltd. (DAIHATSU), rated at 3 to 7 MW. The base engine of MD36G is the medium-speed diesel engine DAIHATSU DK-36, featuring the method of direct-injection micro pilot. To achieve higher generating efficiency MD36G is added with a heat recovery system. As a heat recovery technology, THS (Turbo Hydraulic System) and VPC (Variable Phase Cycle) system have been added to the gas engine system. THS can take the power from excess energy of Turbo Charger and transmits it to the crankshaft. THS is reversible system, which is used to assist Turbo Charger rotation, so that the gas engine could respond more quickly against load fluctuation than before. As a result, generating efficiency of the MD36G itself reaches 48,8 % in V-type and 47,8 % in L-type.

The ME-GI engine from MAN Diesel & Turbo (MDT) is a low-speed, two-stroke, dual-fuel engine that when acting as main propulsion in LNG carriers, can consume natural gas, boil off gas or fuel-oil at any ratio, depending on the energy source available on board. In close cooperation with HHI-EMD and other MDT's partners, multiple test campaigns on various research platforms have been conducted, and from challenges and lessons learned proved that the ME-GI concept is safe, matured and cost efficient. In the CIMAC paper reviewed, the verification of the optimised ME-GI engine design, functionality, performance and reliability, including gas supply systems. Equally, essential knowledge obtained from extensive testing in close cooperation between MDT and partners, has improved the ready-to-apply solutions for gas supply systems and auxiliary equipment, e. g. reliability and efficiency for cryogenic pumps, compressors and Gas Valve Train (GVT). The experience of development and use of the unique ME Engine Control System (ME ECS) allows us to hope that in future all the LNG carriers will feature this safety system.

2 tables, 43 ill., 6 ref.

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

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2021 год

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ

1. Шипов В.Б. АО «РУМО» возрождает производство поршневых ДВС и газомотокомпрессоров (№ 2. С. 3–4).

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Марков В.А., Кулешов А.С., Неверов В.А. Бовэнь Са, Зенкин А.Н. Совершенствование процессов распыливания и смесеобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах (№ 1. С. 3–12).
2. Иванов В.В., Шабалин Д.В., Проговоров А.П. Математическая модель расчета внутрицилиндровых процессов дизельного двигателя с учетом температуры охлаждающей жидкости (№ 1. С. 13–19).
3. Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И. Совершенствование процесса топливоподачи тепловозного дизеля 8ЧН21/21, работающего по циклу Миллера (№ 1. С. 20–25).
4. Абызов О.В., Галышев Ю.В., Метелев А.А., Алексеев Д.Г. Разработка и верификация модели пузырькового кипения в рубашке охлаждения головки цилиндра двигателя внутреннего сгорания (№ 2. С. 5–10).
5. Обозов А.А., Матюхина А.А. Оптимизация формы камеры сгорания дизельного двигателя с учетом процесса развития топливного факела (№ 2. С. 11–14).
6. Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н. Влияние малых добавок водорода на показатели роторно-поршневого двигателя, работающего на обедненных топливоздушных смесях (№ 2. С. 15–19).
7. Дударева Н.Ю., Прокофьева М.А. Исследование влияния керамического покрытия на тепловое состояние гильзы цилиндра (№ 3. С. 3–6).
8. Калинин В.В., Бузов С.В., Кондаков К.В. Создание газового двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового тепловоза (№ 4. С. 3–7).
9. Абызов О.В., Метелев А.А. Исследование индикаторного процесса двухтактного двигателя с противоположно-движущимися поршнями (№ 4. С. 8–15).
10. Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В., Гонтарев К.А. Формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения для W-образного двигателя с прицепными шатунами (№ 4. С. 16–21).

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. Коленько Г.С., Забелин Н.А., Фокин Г.А. Нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов в энергетических осевых турбинах и пути повышения вибрационной надежности рабочих лопаток (№ 3. С. 7–11).
2. Андрусенко С.Е., Фролов М.В., Фофанов А.В. Адаптивная система управления рабочим процессом газопоршневого двигателя внутреннего сгорания (№ 4. С. 22–27).

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

1. Кузнецов А.Г., Харитонов С.В., Рыжов В.А. Разработка и исследование системы управления дизельным двигателем (№ 2. С. 20–25).
2. Абрамов П.В. Фазовый регулятор состава смеси для одноцилиндрового двигателя (№ 2. С. 26–30).
3. Кулагин А.В. Оценка работоспособности судовых дизелей методами диагностирования (№ 3. С. 12–15).

ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. Путинцев С.В., Чирский С.П., Стрельникова С.С. Влияние вязкости минерального моторного масла и присутствие в нем антифрикционной присадки на механические потери малоразмерного дизеля (№ 1. С. 26–31).
2. Марков В.А., Бовэнь Са, Неверов В.А., Камалтдинов В.Г. Исследование воспламеняемости растительных масел в камере сгорания дизельного двигателя (№ 3. С. 16–21).
3. Плотников С.А., Пляго А.В., Кантор П.Я., Втюрина М.Н. Координирование процессов стабилизации и сгорания этанолсодержащих топлив (№ 3. С. 22–27).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Алиев С.А., Салатова Д.А., Гаджиев А.В. Улучшение пусковых качеств тракторного дизеля на основе применения обратимой электрической машины (№ 1. С. 32–36).
2. Лобанов И.И., Калугин С.П. Процесс пуска дизеля как источник диагностической информации (№ 2. С. 31–35).
3. Крохта Г.М., Хомченко Е.Н., Усатых Н.А. Особенности прогрева двигателя внутреннего сгорания после холодного пуска (№ 3. С. 28–34).

АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

1. Петров А.И. К вопросу оптимизации теплообменного контура двигателя Стирлинга (№ 4. С. 28–30).

ЮБИЛЕЙ

1. Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О. Учитель, ученый, государственный деятель, гражданин (к 100-летию со дня рождения Михаила Георгиевича Круглова) (№ 3. С. 35–38).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Двигатели, работающие на метаноле (по материалам конгресса CIMAC) (№ 1. С. 37–48).
2. Стандарты ЕРА США по ограничению вредных выбросов судовых дизелей (по материалам Power Sourcing Guide 2020–2021) (№ 1. С. 49–54).
3. Смазочные масла для поршневых ДВС (по материалам конгресса CIMAC) (№ 2. С. 36–53).
4. Сажеобразование в поршневых ДВС (по материалам конгресса CIMAC) (№ 3. С. 39–54).
5. Развитие газовых двигателей (по материалам конгресса CIMAC) (№ 4. С. 41–53).

A nighttime photograph of a city square, likely in Saint Petersburg, Russia. The square is covered in snow and ice. In the background, a large, ornate building with many windows is illuminated. The square is decorated with numerous white string lights and a small, illuminated Christmas tree. A white archway of lights is visible in the middle ground. The sky is dark blue.

Уважаемые читатели журнала!

В редакции можно приобрести
ранее вышедшие номера журнала.

Заявку можно отправить
по e-mail: ecology@rdiesel.ru.

Почтовый адрес редакции:
190020, Санкт-Петербург, а/я 9.
Телефон редакции: +7 (812) 719-73-30
(см. www.rdiesel.ru)

*Уважаемые
читатели и авторы!
Поздравляем Вас с Новым Годом!*



Экология НПФ

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

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