ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 2 (264)
апрель—июнь 2016

Санкт-Петербург

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ

Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года (*продолжение*) — **3**

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Гаврилов К.В., Дойкин А.А., Лазарев В.Е., Асауляк А.А.
Экспериментальная оценка параметров трения и изнашивания трибосопряжения поршень-цилиндр форсированного дизеля — **19**

Пищулин М.В.
Технологии гомогенизации топливо-воздушной смеси в поршневых ДВС — **24**

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Алиев А.Я., Айдемиров О.М., Алиев С.А.
Электроприводной насос системы охлаждения поршневого двигателя с индукторным электродвигателем — **28**

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

Крюков О.В.
Автоматизированное нагружающее устройство для комплексных испытаний поршневых двигателей — **30**

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рыбаков М.Г.
Диагностирование состояния поршневого уплотнения ДВС методом индицирования цилиндров — **36**

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Развитие модельного ряда двигателей концерна «Hyundai Heavy Industries» (материалы конгресса CIMAC 2013) — **41**

ИНФОРМАЦИЯ

Рефераты статей — **55**

ENGINE BUILDING IN RUSSIA

Road Map for the Development Reciprocating Engines in Russia up to Year 2020 (*continued*)

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Gavrilov K.V., Doykin A.A., Lazarev V.E., Asaulyak A.A.
Piston—cylinder Tribounit in High-Powered Diesel Engine: Experimental Evaluation of Friction & Wear Parameters

Pistchoolin M.V.
Ways of Homogenization of Fuel/Air Mixture in Reciprocating Engine

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Aliev A.Ya., Aydemirov O.M., Aliev S.A.
SRM-Driven Electrical Pump for Cooling System of a Reciprocating Engine

AUTOMATION AND DIAGNISTICS

Kryukov O.V.
Automated Dynamometer for Reciprocating Engine Test Bed

MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES

Rybakov M.G.
Indicator Diagram as a Means of Evaluation of Piston Rings' Tightness

ENGINE BUILDING NEWS

Development of Hyundai Heavy Industries Engine Lines-Up (papers of CIMAC-2013)

INFORMATION

Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	*техн. директор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
В.А. Рыжов	*гл. конструктор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
Е.С. Васюков	*техн. директор*	*ЗАО УК БМЗ, г. Брянск*
А.К. Лимонов	*гл. конструктор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
Е.И. Бирюков	*гл. конструктор*	*ОАО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул*
В.М. Гребнев	*техн. директор*	*ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково*
Р.Х. Хафизов	*зам. гл. констр. по двиг.*	*ОАО КамАЗ, г. Набережные Челны*
А.А. Матюшин	*генеральный директор*	*ОАО ЗМЗ, г. Заволжье*
В.И. Федышин	*директор*	*МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал*
В.В. Коновалов	*1-й зам. ген.директора*	*ОАО «Звезда», Санкт-Петербург*
А.П. Маслов	*вед. инж.-конструктор*	*ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск*
А.С. Калюнов	*начальник ИКЦ*	*ООО НЗТА, г. Ногинск*

НИИ

В.С. Папонов	*ген. директор*	*ОАО НИКТИД, г. Владимир*
Д.П. Ильющенко-Крылов	*гл. инженер*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.А. Сорокин	*зав. отделом*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.И. Ерофеев	*нач. отдела*	*I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург*
В.В. Альт	*директор*	*ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск*
Ю.А. Микутенок	*президент*	*ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»*
Б.А. Зеленов	*директор*	*НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург*
А.М. Махмудов	*с.н.с.*	*ФГУП «Крыловский ГНЦ», Санкт-Петербург*

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	*зав. кафедрой ДВС*	*СПбГПУ, Санкт-Петербург*
Н.Д. Чайнов	*проф. кафедры Э-2*	*МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва*
О.К. Безюков	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.А. Иванченко	*зав. кафедрой СЭУ*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
Л.В. Тузов	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.С. Пунда	*проф. кафедры ДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
В.К. Румб	*проф. кафедры ДВС и АСЭУ*	*ГМТУ, Санкт-Петербург*
А.В. Смирнов	*нач. кафедры Д иТУ*	*ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург*
В.О. Сайданов	*проф. кафедры Д иТУ*	*ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург*
А.А. Обозов	*профессор кафедры ТД*	*ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск*
А.В. Разуваев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) — ВИ(ИТ) Военной академии материально-технического обеспечения (ВА МТО), Санкт-Петербург.

Электронные версии журнала (2005–2016 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Сдано в набор 28.05.2016
Подписано в печать 25.06.16
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 122. Тираж 700 экз.
Цена договорная

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

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

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

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

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

© Журнал «Двигателестроение». 2016. № 2 (264)

УДК 621.43

СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ РОССИИ НА ПЕРИОД ДО 2020 ГОДА

(*Продолжение. Начало см. № 1 2016*)

1. Анализ текущего состояния и перспектив развития поршневого двигателестроения в Российской Федерации

Поршневые ДВС (ПДВС) сегодня и на ближайшую перспективу остаются наиболее перспективными источниками транспортной и автономной энергетики в диапазоне агрегатных мощностей до 50 МВт.

Наличие собственной двигателестроительной промышленности — один из признаков промышленного развития государства. Советский Союз входил в число промышленно развитых стран (США, Германия, Франция, Англия, Италия, Швейцария, Финляндия и Япония), имеющих развитое двигателестроение. Это обеспечивало независимость наиболее важных инфраструктурных объектов (железные дороги, автономная и резервная энергетика) и оборонной техники от зарубежных поставок.

В настоящее время Россия постепенно утрачивает эту независимость в связи со все возрастающим переходом на импортную зарубежную технику.

Технический уровень поршневых двигателей по экономичности, надежности, экологическими и весогабаритным показателям, степени автоматизации и другим параметрам в значительной мере определяет уровень совершенства и конкурентоспособность объектов их применения: тепловозов, судов, дизельных и газопоршневых электростанций, автомобильного транспорта, а также сельскохозяйственной, дорожно-строительной и горнодобывающей техники.

Общемировая практика и прогнозы свидетельствуют, что производство ПДВС демонстрирует явно выраженный и устойчивый рост, как по суммарной мощности, так и по числу выпускаемых агрегатов. Этот рост наблюдается во всех секторах рынка потребления, в первую очередь в судостроении и стационарной энергетике (табл. 1, 2).

При оценке суммарного рынка не автотранспортного мирового дизелестроения, объем которого составляет около 75–76 ГВт, бросается в глаза превалирующий удельный вес судовых установок — 63,5 %, стационарная и передвижная энергетика — 16 %, далее идут тепловозные двигатели —13,5 %, внедорожная техника — 3,5 % и прочие — 3,5 %. При этом доля автомобильного дизелестроения в мировом дизелестроении составляет 97%.

Анализ рынка потребления в нашей стране показывает заметно меньший удельный вес судовых двигателей (25 %), что объясняется наибольшими потерями производителей судовых дизелей при распаде СССР и стагнацией отечественного судостроения, заметно больший сектор автономной энергетики (30 %), который демонстрирует активное развитие в связи с явно выраженной тенденцией энергетической децентрализации, удельный вес сектора тепловозных двигателей занимает 35 % и в последние годы демонстрирует значительный рост, компенсируя спад предыдущих 10–15 лет.

Необходимо отметить практическое отсутствие в РФ производства газопоршневых двигателей, которые широко применяются в нефтегазовой промышленности для привода газовых компрессоров, полезного использования попутного нефтяного газа для выработки электроэнергии, а также в малой энергетике и на железнодорожном и водном транспорте как наиболее эффективные для потребителей с точки зрения снижения воздействия на экологию и уменьшения затрат на эксплуатацию. Эта ниша на российском рынке в настоящее время заполнена импортными двигателями фирм MTU, «Waukesha», «Caterpillar», «Janbaher», «Cummins».

Ведущие фирмы мира ежегодно тратят 8–12 % средств от годовой выручки на создание новых перспективных двигателей, что позволяет им конкурировать на рынке двигателестроения.

Ярким подтверждением этого является разработка и запуск за последнее десятилетие в производство новых двигателей всеми ведущими зарубежными производителями ПДВС.

Новые модели поставили на рынок практически все американские фирмы, в том числе: «Caterpillar», «Cummins», «General Electric», а также ведущие международные корпорации «Wartsila», «MAN B&W» и др. Немецкая фирма MTU обновила весь свой мощностной ряд,

выпустив модели 2000, 4000 и 8000. Китай предпринимает огромные усилия, чтобы вступить в клуб стран с развитым двигателестроением.

При этом в целом ряде стран осуществляется государственная поддержка развития этого наукоемкого сектора экономики с длительным циклом создания новых типов двигателей. Мировая практика показывает, что на создание нового типоразмера двигателей требуются финансовые затраты в размере от 200 до 500 млн долларов, а срок создания составляет от 5 до 7 лет. В течение этого времени разрабатывается техническая документация, изготавливаются и исследуются отдельные узлы и прототипы поршневых двигателей, строятся и подвергаются всесторонним стендовым и эксплуатационным испытаниям опытные образцы.

Ярким свидетельством государственного внимания к развитию перспективности поршневого двигателестроения является разработка и запуск в действие на период с 2001 по 2010 г. в США федеральной программы ARES (Advanced Reciprocating Engine Systems), охватывающей мощностной ряд двигателей от 500 до 6500 кВт, определенный как самый востребованный на рынке.

В настоящее время в России около 20 промышленных предприятий заняты производством дизельных, бензиновых и газопоршневых двигателей, несколько десятков предприятий специализируются на производстве комплектующих для ПДВС, а также около сотни предприятий заняты производством дизельных и газопоршневых электростанций с приводом от ПДВС. В целом на предприятиях России выпускаются около 60 типов ПДВС в диапазоне от 2 до 28 000 кВт.

Одной из ключевых причин неблагополучного состояния предприятий двигателестроительной отрасли в РФ является дезинтеграция отрасли. В то время как ведущие корпорации мира с их колоссальными ресурсами и господдержкой объединяют свои финансовые, трудовые и материальные ресурсы для разработки инновационной продукции (например, объединения «Renault–Nissan», «Fiat–Chrysler», «Ford–Mazda» и др.). Попытки наших предприятий с их мизерными ресурсами конкурировать в одиночку обречены на неудачу. Решение этой проблемы лежит через объединение предприятий отрасли, например, в рамках одной или нескольких госкорпораций.

Неблагополучное состояние предприятий отрасли в Российской Федерации стало следствием долговременного развития следующих негативных явлений и факторов:

➢ банкротство и перепрофилирование после приватизации целого ряда двигателестроительных предприятий и ведущих организаций отраслевой науки;

Таблица 1.1

Сводная емкость мирового рынка поршневых не автотранспортных двигателей за период 2004–2013 гг. Количество заказов на двигатели

Год	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Двигатели для промышленных генераторов, ед.	22 504	31 151	33 111	36 154	30 687	23 160	30 118	36 338	31 696	31 816
Двигатели для тепловозов, компрессоров, добывающего оборудования, ед.		5668	6389	6851	5345	3453	3976	6964	5642	4047
Двигатели для судовых пропульсивных комплексов, ед.	8792	10 405	11 159	12 143	6843	4587	6362	6930	5309	7122
Двигатели для судовых дизель-генераторов, ед.	4001	4424	6300	10148	6125	4326	5083	4935	2595	4075
Двигатели для судовых дизель-электрических установок, ед.	405	471	550	998	493	389	417	678	978	963
Всего в год, ед.	**35 702**	**52я119**	**57 509**	**66 294**	**49 493**	**35 915**	**45 956**	**55 845**	**46 220**	**48 023**

Таблица 1.2

Суммарная мощность заказанных двигателей

Год	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Двигатели для промышленных генераторов, МВт	25 213	35 381	38 085	44 814	38 097	29 086	38 616	47 662	40 102	40 386
Двигатели для тепловозов, компрессоров, добывающего оборудования, МВт		5365	7095	6471	5345	3233	4340	7851	5595	4134
Двигатели для судовых пропульсивных комплексов, МВт	37 436	30 585	46 418	57 236	19 205	11 589	25 654	21 450	7728	30 769
Двигатели для судовых дизель-генераторов, МВт	5224	5584	7581	11 580	7458	4808	5163	5766	3317	3946
Двигатели для судовых дизель-электрических установок, МВт	1437	1439	1891	3252	1809	1367	1777	4182	4103	3809
Всего в год, МВт	**69 310**	**78 354**	**101 070**	**123 353**	**71 914**	**50 083**	**75 550**	**86 911**	**60 845**	**83 044**

➢ значительная изношенность основных производственных фондов, достигающая на большинстве сохранившихся заводов 75–85 %;

➢ снижающиеся объемы производства, вынуждающие предприятия ограничивать расходы на НИОКР, модернизацию производства, сокращать конструкторские подразделения;

➢ агрессивная политика иностранных производителей, основанная на их превосходстве в объемах производимой продукции, ее ассортименте, качестве и стоимости (зачастую представляемой заказчикам в непрозрачном виде);

➢ отсутствие развития отечественных специализированных производств, низкий технический уровень комплектующих и компонентов поршневых двигателей;

➢ потеря квалифицированных кадров конструкторов, исследователей, технологов и рабочих профессий в двигателестроении, вызванная экономической ситуацией 1990–2000 гг.;

➢ нежелание выпускников вузов профильных кафедр работать по специальности, вызванное низкой заработной платой, предлагаемой предприятиями;

➢ несоответствие ассортимента разрабатываемых и производимых двигателей совокупному спросу по областям применения и мощностному ряду, в том числе отсутствие отечественного предложения в отдельных нишах рынка при наличии в других нишах рынка двух и более производителей конкурирующих изделий;

➢ недостаточное взаимодействие предприятий в отрасли между собой;

➢ несовпадение интересов собственников с интересами и целями государства в развитии стратегических отраслей, для большинства из которых поршневое двигателестроение является непрофильным бизнесом.

Практически все выпускаемые на отечественных предприятиях двигатели имеют устаревшую конструкцию (кроме двигателей ОАО «Коломенский завод»). При этом отрасль отечественного поршневого двигателестроения в определенной мере унаследовала характерную для планового периода экономики обособленность отдельных секторов, ориентированных на одного основного потребителя. В каждом секторе было организовано крупномасштабное производство отдельных типов специализированных (автомобильных, тракторных, тепловозных, судовых и др.) двигателей, выпускаемых по жестким технологиям, не позволяющим перестраивать производство на выпуск других типоразмеров. Сами специализированные двигатели, многие из которых остаются на производстве, не могут быть эффективно применены у других потребителей.

Не решен вопрос о расширении использования газа в качестве моторного топлива, касающийся эффективности использования энергоресурсов, удешевления транспортных перевозок и выработки электроэнергии с улучшением экологической ситуации.

Большая часть выпускаемой отечественными заводами продукции должна быть заменена новыми многоцелевыми двигателями, технический уровень которых должен соответствовать перспективным требованиям основных потребителей, включая МО РФ, а также нормам национальных и международных стандартов. Создание новых двигателей целесообразно вести в рамках единой концепции, которая должна быть разработана объединенными усилиями высококвалифицированных экспертов, способных интегрировать интересы производителей дизельных двигателей и их потребителей. Следует отметить, что для целого ряда выпускаемых двигателей имеется технический потенциал по улучшению их потребительских свойств, т. е. они могут быть подвергнуты модернизации и использоваться с достаточной эффективностью в течение нескольких лет до того момента, когда им на смену придут новые модели.

Современная мировая тенденция создания новых двигателей характеризуется тем, что их разработка ведется с учетом требований практически всех возможных потребителей, включая заказчиков военного ведомства. При этом разрабатывается единая конструктивная платформа, на базе которой проектируют конкретные модели для различных секторов рынка. В конечном итоге создается единое семейство многоцелевых двигателей. Этим обеспечивается количественный выпуск, достаточный для рентабельного производства, повышается качество изготовления, упрощается сервисное обслуживание и обеспеченность запасными частями, сокращается количество продуцентов.

Стагнация отечественной промышленности в последние 15–20 лет привела к значительному спаду в производстве поршневых двигателей и их комплектующих. Сегодня уровень производства практически всех двигателестроительных предприятий упал в несколько раз и достигает по отдельным предприятиям от 10 до 50 % от уровня конца 1980-х гг.

Основными причинами спада производства двигателестроительных предприятий явилось характерное для 1990–2000-х годов:

➢ резкое падение спроса в двигателепотребляющих отраслях;

➢ недостаток средств у эксплуатирующих организаций для своевременной покупки двигателей на замену;

➢ недостаток оборотных средств на двигателестроительных предприятиях и невозможности взять кредиты под разумные проценты;

➢ отставание по технико-экономическим показателям ряда отечественных двигателей от передовых зарубежных двигателей;

➢ жесткая и агрессивная конкуренция со стороны западных двигателестроительных фирм, активно проникающих на российский рынок;

➢ физическое и моральное старение технологической и метрологической базы двигателестроительных предприятий.

Следует также отметить появление больших пробелов в типаже двигателей, выпускаемых на российских предприятиях из-за того, что целый ряд двигателестроительных заводов при распаде СССР оказался за рубежом, а некоторые из тех, что остались в России, прекратили свое существование. Россия лишилась производства танковых двигателей последнего поколения, самых массовых промышленных и тракторных двигателей мощностью от 5 до 100 кВт, большей части судовых среднеоборотных двигателей.

Несмотря на такие большие потери, отечественное двигателестроение обладает достаточными производственными мощностями для полного удовлетворения потребностей в ПДВС основных секторов потребления.

В табл. 1.3 показан типаж серийных поршневых двигателей, производимых в настоящее время предприятиями Российской Федерации.

Следует отметить развитие в отечественном двигателестроении значительных интеграционных процессов ведущих двигателестроительных предприятий, в результате которых образовались относительно крупные промышленные объединения: ЗАО «Трансмашхолдинг», «Группа ГАЗ», Ростехнологии, ЗАО «Скоростной Флот», ОАО «Синара», ОАО «ЧЕТРА-Промышленные машины», и др., способные в долевом участии с Государством реализовать программу создания новых двигателей.

В последние годы, после большого периода застоя, на ряде двигателестроительных предприятий была проведена работа по модернизации находящейся на производстве продукции и потенциал модернизации далеко не исчерпан. Более того, на дизелестроительных предприятиях ЗАО «Трансмашхолдинг» и «Группа ГАЗ», ПАО ТМЗ ведется планомерная работа по обновлению типоразмерного ряда дизелей. ОАО «Автодизель» разработал и создал производство нового семейства высокооборотных дизелей мощностью 100–330 кВт, соответствующего перспективным требованиям. ОАО «Коломенский завод» и ОАО «Пензадизельмаш» реализовали проекты создания нового семейства двигателей Д200, Д300 и Д500 в мощностном диапазоне от 500 до 7500 кВт, предназначенных для маневровых и магистральных тепловозов, кораблей ВМФ и резервных электростанций АЭС. ОАО УДМЗ совместно с FEV был разработан. ПАО «Звезда» совместно с компанией AVL List GmbH разработали новую линейку высокооборотных дизельных двигателей многоцелевого назначения в мощностном диапазоне от 400 до 1700 кВт, предназначенных для скоростных и рабочих судов внутреннего и прибрежного плавания, дизельгенераторных установок, карьерной и строительной техники, а также для самоходного подвижного состава железнодорожного транспорта. ПАО ТМЗ разработал базовый двигатель нового поколения для тяжелой и специальной техники. Предусмотрено их развитие по числу цилиндров и уровню форсировки для покрытия широкого мощностного диапазона, что позволит в определенной мере сократить имеющиеся пробелы типажа двигателей.

1.1. Тепловозные поршневые двигатели

Основными производителями тепловозных двигателей в Российской Федерации являются ОАО «Коломенский завод» и ОАО «Пензадизельмаш», входящие в концерн «Трансмашхолдинг», а также уральский дизель-моторный завод ООО УДМЗ.

На рис. 1.1 представлен объем внутреннего производства и импорта тепловозных двигателей на репрезентативный 2012 г.

Анализ рынка показывает, что на российском рынке тепловозных двигателей доля отечественной продукции составляет более 40 %. Общий объем рынка тепловозных двигателей — более 8,0 млрд руб. или более 400 шт.

Загрузка мощностей предприятий, производящих тепловозные поршневые двигатели составляет: ОАО ПДМ — 46,6 %, ОАО УДМЗ — 40 %, ОАО «Коломенский завод» — 90,9 %.

Результаты анализа текущей и планируемой потребности отечественных тепловозостроительных компаний в двигателях, а также учета расчета потребного парка и объем закупок подвижного состава на период 2030 г. согласно Стратегии развития транспортного машиностроения Российской Федерации на период до 2030 г., утвержденной приказом Минпромторга России, показан на рис. 1.2.

Моделирование развития рынка тепловозных двигателей показывает, что без реализации каких-либо мероприятий по изменению соотношения на рынке тепловозных двигателей, объем, занимаемый отечественными производителями, составит около 4 млрд руб., при этом доля отечественных дизелей на рынке будет снижаться с 50 до 40 % к 2020 г. Цель разработки и реализации мероприятий стратегии в области тепло-

Таблица 1.3

Серийные ДВС, производимые в России

Производитель	Мощность, кВт	Обороты, об/мин	Двигатель	Размерность	Цилиндровый объем, л	Потребитель	Объемы выпускаемой/реализуемой продукции (двигатели), шт.	Выручка от реализации продукции (двигаели), тыс. руб.	Выручка от реализации продукции (всего), тыс. руб.
ЗАО ПО «Дизель-Энерго»	4400–8300	450–1000	R16, R18	23/2×30	25	Силовой судовой двигатель, корабельная дизельная установка, дизели для электроагрегатов	2	220 600	242 600
	3500–10 000	450–1000	V12	40/48	60				
ОАО РУМО	662–1050	700–1000	R6	36/45	46	Дизели для электроагрегатов	5	25 000	200 000
	224–300	1000	R6, R8	23/30	13	Дизели для электроагрегатов, стационарные двигатели, судовые двигатели			
	600–1000	700–1000	R6, R8	22/28	10	Стационарные электроагрегаты			
	2700–3600	700	R6, R8	32/40	32				
ОАО «Пензадизельмаш»	857–1350	750	R6	31,8/33	26	Железнодорожный двигатель, главный судовой двигатель, дизели для электроагрегатов	120	180 000	2 500 000
	1425	750	R8	26/26	14	Железнодорожный двигатель			
ОАО «Коломенский завод»	3500–7500	750–1000	V12, V16, V20	26,5/31	17	Железнодорожный двигатель, главный судовой двигатель, дизели для электроагрегатов	487	1 461 000	15 800 000
	800–4412	750–1000	V8, V12, V16	26/26	14				
	1500–2000	750–1000	R6, R8	30/38	29	Для нужд ВМФ			
ООО УДМЗ	680–2176	1200–1500	V6, V8, V12	21/21	7	Железнодорожный двигатель, главный судовой двигатель, дизели для электроагрегатов	46	736 376	1 003 969
ОАО «Волжский дизель им. Маминых»	831–956	1500	V6	21/21	7	В составе автомобилей	85	110 500	362 906
	333–906	1000–1500	R4, R6	21/21	7	Железнодорожный двигатель, дизели для электроагрегатов, двигатель для дизель-редукторных агрегатов			
	906–1200	1000–1200	R6, R8	21/26	9	Дизели для электроагрегатов			
ОАО «Алтайский моторный завод»	33–265	1500–2000	R4, R6	13/14	2	С/х техника, трактора, дорожно-строительная техника, дизели для электроагрегатов, главный судовой двигатель	719	88 141	299 079
ПАО «Звезда»	1765–7400	1700–2000	42, 56 2×56 звездообразный	16/17	3	Главный судовой двигатель, дизель-редукторный агрегат	50	659 000	995 577
	343–990	1000–1550	V6, V12	18/20	5	Главный судовой двигатель, дизель-редукторный агрегат, двигатели для железнодорожного транспорта, промышленные двигатели			
ОАО «Тутаевский моторный завод	201–373	1700–2100	V8	14/14	2	С/х техника, трактора, дорожно-строительная техника, дизели для электроагрегатов	1052	1 052 000	1 674 400
ООО «Уральский моторный завод»	336—597	1500–2000	V12	15/18	3	Тепловозы, дизельные электроагрегаты и др.	100	70 000	
	142–205	1500	R6	15/18	3	Тепловозы, железнодорожные краны, дизельные электроагрегаты и др.			
ОАО «Барнаултрансмаш»	112–485	1350–2200	V8, V12	15/18	3	Главный судовой двигатель, стационарный двигатель, транспортный дизель	485	919 795	1 515 798
	175	2200	V6	15/15	3	Главный судовой двигатель			
	112–175	1500	R6	15/18	3	Главный судовой двигатель, стационарные			

Окончание таблицы 1.3

Производитель	Мощность, кВт	Обороты, об/мин	Двигатель	Размерность	Цилиндровый объем, л	Потребитель	Объемы выпускаемой/реализуемой продукции (двигатели), шт.	Выручка от реализации продукции (двигаели), тыс. руб.	Выручка от реализации продукции (всего), тыс. руб.
ОАО «ЧТЗ-Уралтрак»	1103	2000	X12	15/16	3	Спецтехника	539	1 536 990	2 496 330
	246–736	2000	V12	15/18	3	С/х техника, дорожно-строительная техника, дизели для электроагрегатов			
	335–375	2000	B6	15/16	3	Спецтехника			
	77–265	1900–2100	R4, R6	13/15	2	С/х техника, дорожно-строительная техника, дизели для электроагрегатов			
	103–132	1070–1250	R4	15/20,5	4				
ОАО «Автодизель»	140–229	2300	R4, R6	12,8/10,5	2	С/х техника, дорожно-строительная техника, спецтехника	41 052	**24 631 200**	17 500 000
	266–303	1900	R6	15,6/12,3	2				
	110–368	1500–2100	V6, V12	14/13	2	С/х техника, дорожно-строительная техника, спецтехника, судовой двигатель			
	324–588	1800–2100	V12	14/14	2	С/х техника, дорожно-строительная техника, спецтехника			
ООО ВМТЗ	15–62	1500–2200	R2, R3, R4	10,5/12	1	С/х техника	150	22 500	
ОАО «КамАЗ»	154–191	2200–2600	V8	12/12	1,36	В составе автомобилей и спецтехники	38 613	–	98 134 612
	191–367	1900–2200	V8	12/13	1,47				
ОАО АК «Туламашзавод»	7–11	3000–3600	R1	8,5/8	0,5	Дизели для электроагрегатов	1187	–	242 816,6
ОАО «АвтоВАЗ»	56	5400	R4*	7,9/8	0,5	В составе автомобилей			
	66	5250	R4*	7,65/7,56	0,5				
	51–52,5	5000	R4*	7,6/8	0,5				
	61	5400	R4*	8,2/8,4	0,5				
	59–60	5000–5200	R4*	8,2/8	0,5				
	61–73	5000–5600	R4*	8,2/7,56	0,5				
	51–57	5400–5600	R4*	8,2/7,1	0,5				
	78	5000	R4*	8,25/8,4	0,5				
ОАО «Заволжский моторный завод»	71–75	4500	R4*	9,2/9,2	0,5	В составе автомобилей	65 976		
	72	4000	R4*	10/9,2	0,5				
	93–107	4250–5000	R4*	9,55/9,4	0,5				
	73–85	3500–4000	R4	8,7/9,4	0,5				
	105–113	5000–5200	R4*	9,55/8,6	0,5				
	82–108	4500–5200	R4*	9,2/8,6	0,5				
	92–93	3400–3600	V8	9,2/8	0,5				
	93–97	3400	V8	9,2/8,8	0,5				
ОАО «Ульяновский моторный завод	78,5	4000	R4*	9,69/9,2	0,5	В составе автомобилей	43 343		
	66–80	4000	R4*	10/9,2	0,5				
	61	4000	R4*	9,2/9,2	0,5				
ОАО «Завод Дагдизель»	11–44	1500–1900	R2, R4, R6	9,5/11	1	Главный двигатель для малых судов, шлюпок, промышленные двигатели, дизели для электроагрегатов	44		6927,19
	18,3–22	1500–1900	R4	8,5/11	0,5				

* Бензиновый.

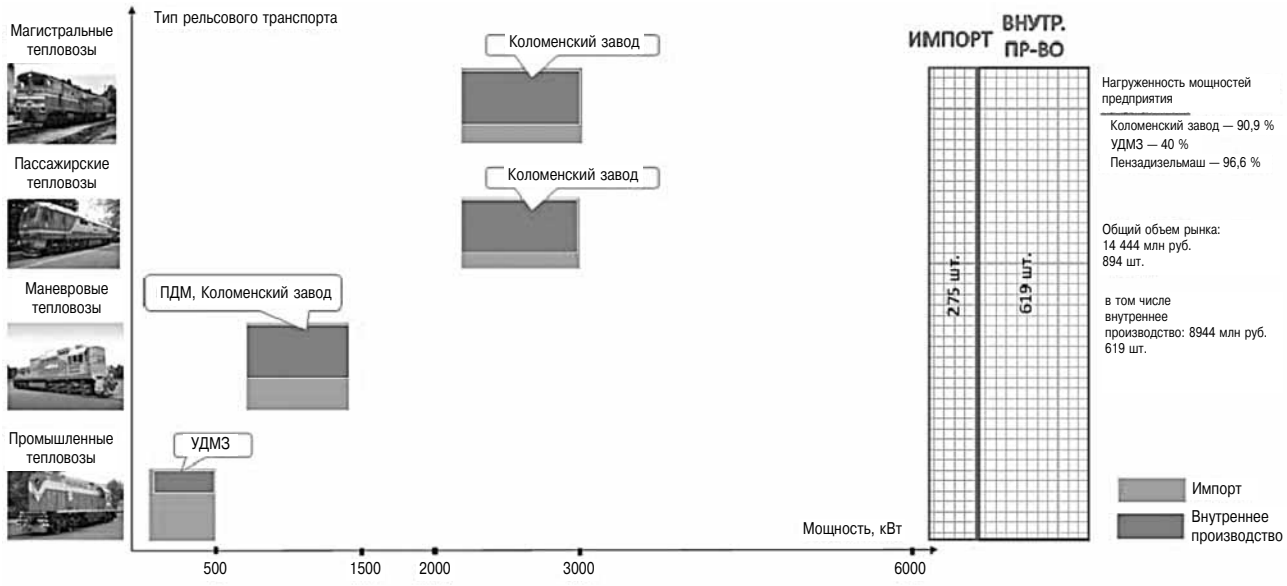

Рис. 1.1. Внутреннее производство и импорт тепловозных двигателей за 2012 г.

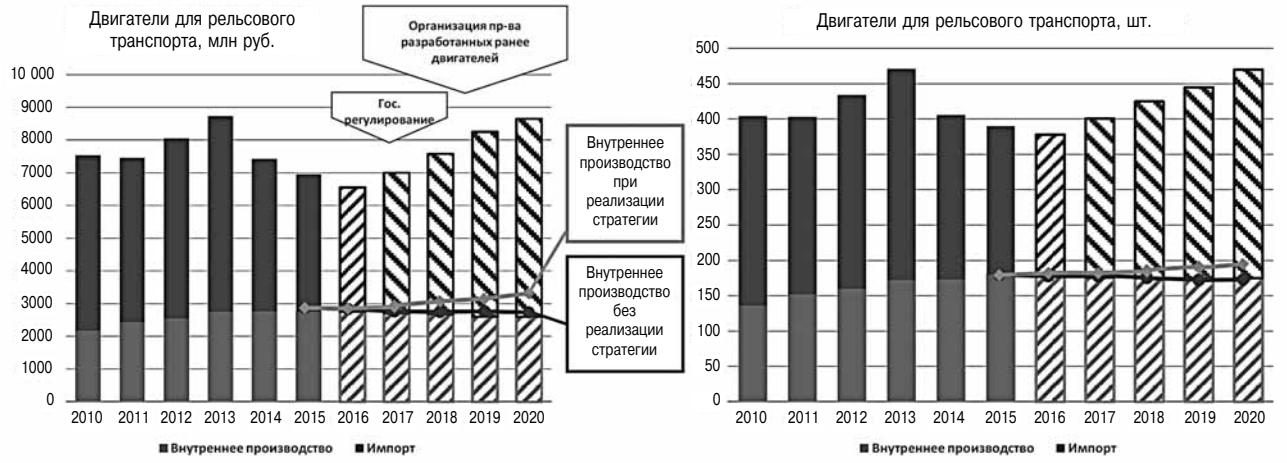

Рис. 1.2. Прогноз развития рынка поршневых тепловозных двигателей

возного двигателестроения — увеличение доли отечественных производителей на рынке судовых двигателей до 50 %.

Проблемы отрасли тепловозного двигателестроения и причины их возникновения представлены в табл. 1.4.

При разработке новых тепловозных двигателей современных конструкций и постановке их на производство (дизели Д200, Д300 и Д500) наблюдается существенное снижение доли компонентов, разработанных и производимых в России до 40%, при этом доля импортных комплектующих растет до 60 %.

Основной целью модернизации существующих и создания новых тепловозных двигателей является увеличение производительности локомотивов при одновременном снижении эксплуатационных расходов и соблюдении экологических норм. Для этого необходимо:

➢ снизить эксплуатационный расход топлива;

➢ снизить эксплуатационный расход масла;

➢ повысить срок службы масла;

➢ обеспечить увеличение пробегов локомотива без обслуживания с поэтапным переходом на обслуживание по фактическому состоянию;

➢ обеспечить увеличение наработки двигателя на отказ;

➢ обеспечить требуемую приемистость двигателей;

➢ обеспечить использование альтернативных видов топлива с постепенным замещением нефтяных топлив.

Анализ состояния и развития всех известных на сегодня типов двигателей показывает, что на ближайшие 5 лет основным типом двигателей для локомотивов будет среднеоборотный поршневой комбинированный дизельный двигатель, поскольку он обеспечивает лучшую

Таблица 1.4

Проблемы отрасли тепловозного двигателестроения и причины их возникновения

Проблемы	Причины
Уменьшение доли рынка, занимаемого отечественными производителями	Разработаны современные конструкции дизелей, однако они имеют низкий уровень конкурентоспособности из-за высокой степени использования импортных комплектующих
	Нет согласованной позиции по мерам технического регулирования (выбросов вредных веществ, уровня шума и др.)
Отсутствие отечественных технических решений в области перспективных тепловозных энергетических установок на базе дизелей	Потеряны компетенции во многих направлениях разработки ДВС и компонентов (закрыты часть НИИ и КБ). OEM широко привлекают иностранные R&D. В результате бюджетные средства идут на развитие компетенций иностранных компаний (за исключением ОАО «Трансмашхолдинг»)

тепловую эффективность в широком спектре рабочих режимов локомотива, в том числе и на альтернативных топливах.

Накопленный научно-технический задел показывает, что поршневой двигатель далеко не исчерпал своих возможностей. Реализация новых технических решений позволит существенно улучшить его экономические, экологические и ресурсные показатели.

В качестве принципиально новых перспективных двигателей к 2020 г. можно предположить применение топливных элементов. Однако работы по их созданию в России ведутся недостаточно активно. Для реализации существующих наработок до серийного изделия в этой области требуется консолидация усилий группы научных коллективов и серьезные инвестиции.

Основные направления совершенствования среднеоборотных дизельных тепловозных двигателей

Основной задачей на перспективу является создание к 2020 г. адаптивного двигателя, в котором на основе комплексного автоматического управления всеми системами на каждом эксплуатационном режиме обеспечивается минимально-достижимый расход топлива при одновременной самодиагностике технического состояния базовых узлов и обеспечении экологических показателей в пределах допустимых норм.

Концепция конструкции двигателей нового поколения состоит в следующем.

Двигатели должны быть спроектированы методом параллельно-последовательного проектирования в комплексной системе САПР с использованием специализированных программ и соблюдением всех требований менеджмента качества международной системы стандартов ISO.

Наиболее современными техническими решениями, реализованными в конструкции двигателя, должны быть: электронная система топливоподачи, регистровая система турбонаддува с электронной системой управления перепуском воздуха и газа, система рециркуляции отработавших газов высокого давления, рабочий цикл Миллера, степень сжатия 17,5, максимальное давление сгорания 220 бар, поршни повышенной газоплотности несимметричной овально-бочкообразной формы, поршневые кольца с заданной эпюрой радиального давления и несимметричной формой рабочего профиля продольного сечения, шатунные и коренные вкладыши с повышенной несущей способностью типа TIAN и SPATTER, прифланцованный тяговый агрегат с инверторным пуском без вспомогательных электрических машин, малоинерционные турбокомпрессоры с КПД 67 %, автоматический самоочищающийся фильтр масла и т. д.

В процессе разработки двигателей должны быть использованы материалы известных зарубежных фирм AVL (Австрия), ABB (Швейцария), «Federal Mogul» (Германия), «Bosch» (Австрия–Германия), «Heinzmann» (Германия), «Zollern BHW» (Германия) и методики лучших российских ученых.

Двигатели должны быть автоматизированы и оборудованы электронной системой управления подачей топлива, обеспечивающей выполнение следующих функций: автоматическое регулирование частоты вращения и мощности; обеспечение индивидуальной по цилиндрам коррекции величины и фазы подачи топлива; отключение подачи топлива на часть цилиндров по заданному алгоритму; комплексная защита от аварийных ситуаций с выдачей на экран дисплея необходимой информации; контроль текущих параметров в режиме ON-LINE с передачей информации по CAN-шине в систему управления верхнего уровня.

Средствами автоматизации двигателей должны обеспечиваться: автоматизированные пуск и остановка дизель-генератора с автоматическим включением насоса маслопрокачивающего и агрегата топливоподкачивающего до пуска и с включением насоса маслопропрокачивающего после каждой остановки дизель-генератора в течение 60 с; блокировка пуска в недопустимых случаях; коррекция характеристик САУ.

Заготовки коленчатых валов, блоков цилиндров, втулок цилиндров, крышек цилиндров и т. д. необходимо изготавливать на специализированных предприятиях. Также необходимы спецпроизводства поршневых колец, по качеству не

уступающих выпускаемым фирмой «Goetze», подшипников скольжения типа Tian и Spatter, по качеству не уступающих выпускаемым фирмой «Zollern BHW», подшипников качения, по качеству не уступающих выпускаемым фирмой FAG, турбокомпрессоров с расходом воздуха с 3,5 до 6 кг/с, КПД не ниже 68 % и степенью повышения давления до 5,8 в одной ступени, с качеством фирмы ABB, малоинерционных с инверторным приводом, топливной аппаратуры типа PPL или common rail, обеспечивающей давление до 2500 бар, цикловую подачу до 3 г/цикл.

Для развития производства поршневых тепловозных двигателей и повышения степени локализации необходима реализация следующих направлений:

➢ чугунолитейное производство компонентов двигателей (блок цилиндров (отливка), крышка цилиндра (отливка), втулка цилиндра (отливка), блок цилиндров (мех. обработка), крышка цилиндра (мех. обработка), втулка цилиндра (мех. обработка));

➢ создание нового производства топливной аппаратуры для среднеоборотных двигателей большой мощности (свыше 500 кВт), включая ТНВД, трубопровод ВД, форсунки, нагнетательный насос ВД;

➢ создание нового производства систем управления и автоматизации дизелей и дизель-генераторов, включая блок управления, кабели и датчики, программное обеспечение;

➢ создание нового производства систем турбонаддува дизелей;

➢ производство генераторов и тяговых агрегатов;

➢ кузнечно-прессовое производство заготовок/поковок компонентов дизелей (коленчатый вал (заготовка и обработка), шатун, шестерни (заготовка и обработка));

➢ производство поршневых колец и подшипников скольжения.

Выводы по результатам анализа сегментов рынка тепловозных двигателей:

1. Для повышения технического уровня отечественного железнодорожного транспорта необходимо организовать производство разработанных по подпрограмме «Дизелестроение» новых современных конструкций дизелей.

2. Для снижения себестоимости выпускаемых тепловозных дизелей необходимо увеличить долю локализации производства их комплектующих.

3. Для разработки мер технического регулирования необходимо согласовать консолидированную позицию по нормированию выбросов вредных веществ, уровня шума и др.

1.2. Судовые двигатели

На рис. 1.3 приведено внутреннее производство и импорт судовых двигателей за репрезентативный 2012 г.

Анализ рынка показывает, что двигателей с воспламенением от сжатия в сегменте «Двигатели судовые 750 кВт и более» — 35 млрд руб. или 970 шт., из них доля внутреннего производства — 55 %; объем рынка двигателей в сегменте «Двигатели для моторных лодок» — 0,760 млрд руб. или 680 шт.; объем рынка двигателей в сегменте «Подвесные судовые моторы» — 5,3 млрд руб. или 152 тыс. шт.

Загрузка мощностей предприятий, производящих судовые поршневые двигатели составляет: ОАО «Звезда» — 20 %, ОАО УДМЗ — 10 %,

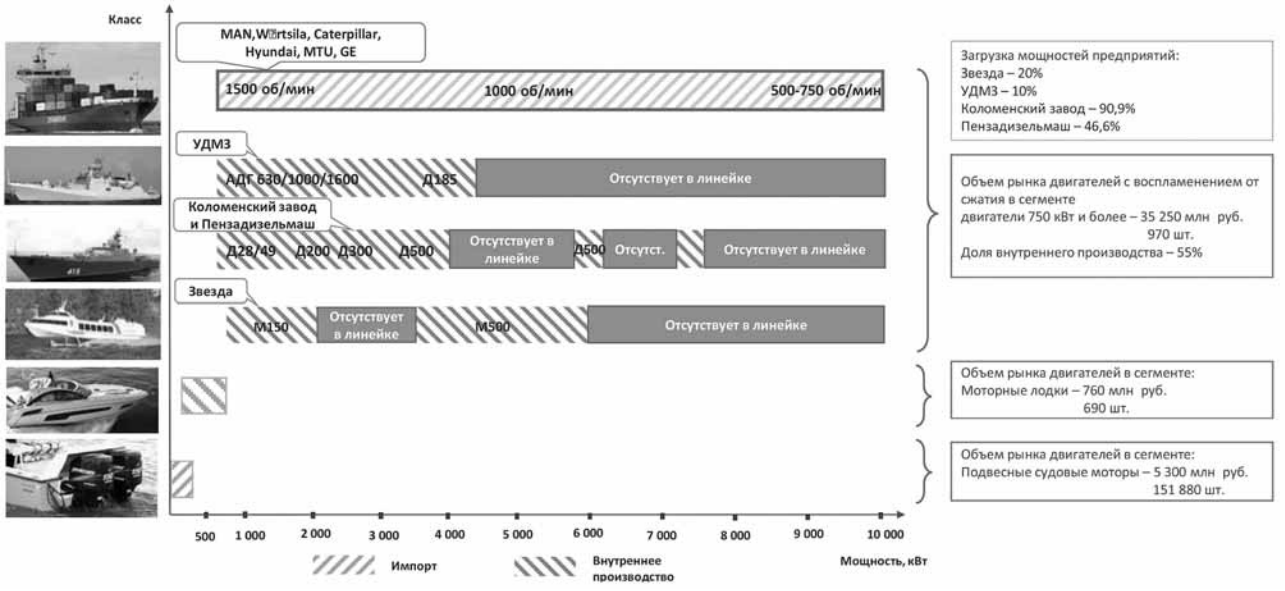

Рис. 1.3. Внутреннее производство и импорт судовых двигателей за 2012 г.



Рис. 1.4. Направление развития судовых энергоустановок

ОАО «Коломенский завод — 90,9 %, ОАО «Пензадизельмаш» — 46,6 %.

На рис. 1.3 видно, что у отечественных производителей отсутствует двигатели отдельных диапазонов, а двигатели мощностью более 7,5 МВт не производятся.

На рис. 1.4 представлено направление развития судовых энергоустановок. Для судостроительных заводов непосредственно только поршневой двигатель внутреннего сгорания имеет низкий интерес, целесообразно рассматривать судовую энергетическую установку исключительно как комплекс на базе дизельного двигателя с редуктором или электрогенератором, представляющий собой судовой агрегат. Проектирование и освоение производства перспективных агрегатов, создание унифицированных типорядов судовых агрегатов для увеличения серийности и снижения себестоимости производства — перспективная задача.

При разработке двигателей современных конструкций и постановке их на производство наблюдается снижение доли компонентов, разработанных и производимых в России с 35 до 20 %, при этом доля импортных комплектующих растет с 45 до 65 %. Основные детали, получаемые по импорту — это литые корпусные детали, топливоподающая аппаратура и системы управления.

Анализ примерной потребности отечественных судостроительных компаний в дизель-генераторах и дизель-редукторных агрегатах для производства кораблей ВМФ и гражданских судов различного назначения, а также потребности рынка в двигателях для катеров, яхт и маломерных судов до 2020 г. показан на рис. 1.5.

Моделирование развития рынка судовых двигателей показывает, что без реализации каких-либо мероприятий по изменению соотношения на рынке судовых двигателей, объем, занимаемый отечественными производителями, составит около 17 млрд руб., при этом доля на отечественном рынке будет снижаться с 60 до 45 % к 2020 г. Цель разработки и реализации мероприятий стратегии в области судового двигателестроения — увеличение доли отечественных производителей на рынке судовых двигателей до 50 %.

Таблица 1.5

Проблемы отрасли судового двигателестроения и причины их возникновения

Проблемы	Причины
Уменьшение доли рынка, занимаемого отечественными производителями	Разработаны современные конструкции дизелей, однако они имеют высокую себестоимость из-за использования большого количества импортных комплектующих
	Отечественная промышленность не может предоставить «готовое решение» — силовую установку — дизель-редукторный агрегат и пропульсивный комплекс или дизель-генератор в требуемом мощностном диапазоне
	Объем внутреннего рынка не позволяет имеющимся заводам работать по принципу самоокупаемости, заводы вынуждены принимать меры по снижению себестоимости, уменьшению производственных мощностей, сокращению персонала, работать не полную рабочую неделю
Отсутствует производство двигателей мощностью выше 7,5 МВт	В России нет предприятий, выпускающих судовые двигатели в данном диапазоне
Отсутствие отечественных технических решений в области перспективных судовых энергетических установок на базе дизелей	Потеряны компетенции во многих направлениях разработки ДВС и компонентов (закрыты часть НИИ и КБ). ОЕМ широко привлекают иностранные R&D. В результате бюджетные средства идут на развитие компетенций иностранных компаний. Отсутствуют долгосрочные программы научных исследований и разработки энергетических установок перспективных конструкций

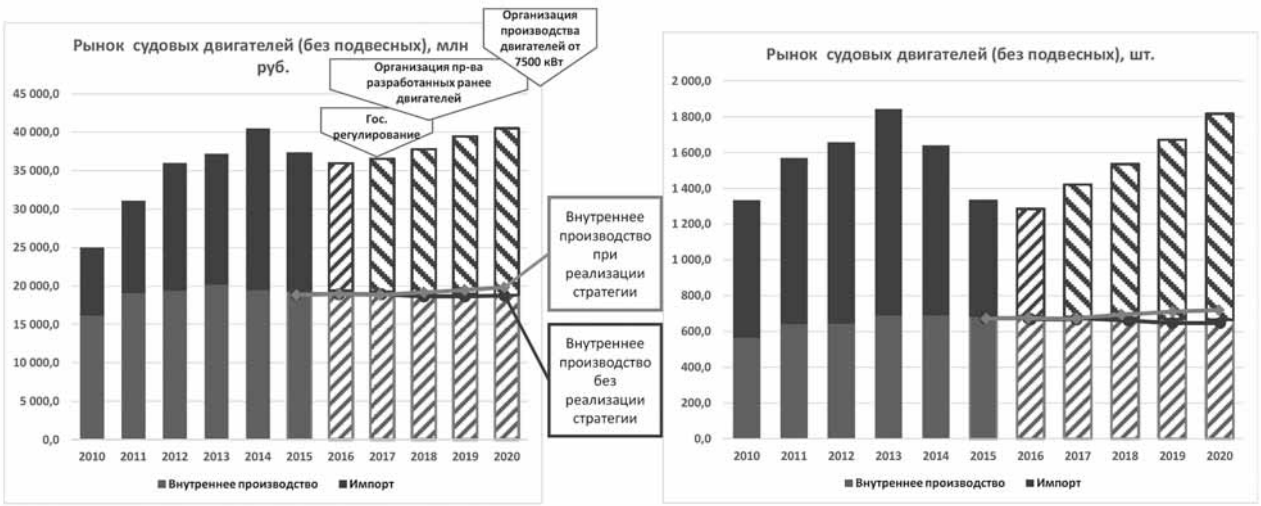

Рис. 1.5. Прогноз развития рынка поршневых судовых двигателей до 2020 г.

Проблемы отрасли судового двигателестроения и причины их возникновения представлены в табл. 1.5.

Перспективные требования к судовым дизелям, дизель-генераторам и дизель-редукторным агрегатам

Для всех классов перспективных судовых дизелей, дизель-генераторов и дизель-редукторных агрегатов на их основе можно отметить следующие общие инновационные направления развития и совершенствования:

➢ применение электронных систем топливоподачи импульсного и аккумуляторного типа;

➢ применение электронных систем управления турбонагнетателями;

➢ для надводных кораблей с дизель-редукторными агрегатами, работающими на винт, применяется регистровая система турбонаддува;

➢ дизели должны поставляться в агрегатированном исполнении с локальной системой управления, набором диагностических средств, аппаратно-программным модулем обеспечения эксплуатации;

➢ для уменьшения вредного влияния шума на обслуживающий персонал применяют шумопоглощающие капоты с системами контроля от пожара и пожаротушения;

➢ для повышения конкурентоспособности ведущие дизелестроительные фирмы предлагают комплексную поставку судового энергетического оборудования, которая включает в себя весь пропульсивный комплекс корабля. Это дизели, редукторные передачи, генераторы и валогенераторы, судовые валопроводы с винтами фиксированного и регулируемого шага;

➢ экологические нормы МАРПОЛ (IMO Tier 3) с обеспечением заявленных удельных расходов топлива могут быть выполнены только при условии применения внешних устройств очистки и нейтрализации выпускных газов. В любом случае выполнение этих экологических норм приведет к существенному увеличению удельного расхода топлива.

В России внешние системы очистки выпускных газов для данного класса дизелей серийно не производятся. Необходима разработка и организация серийного выпуска таких систем, которые могут поставляться как дополнительная опция, что также увеличит конкурентоспособность отечественных судовых дизелей и энергетических установок на их основе.

В России отсутствуют производители среднеоборотных судовых дизелей (СОД) n = 500–750 об/мин в мощностном диапазоне от 7,5 МВт, которые востребованы ВМФ РФ и в гражданском судостроении страны. Для устранения зависимости от импортных поставщиков СОД в заданном диапазоне мощностей необходима разработка, организация производства отечественных СОД и их базовых комплектующих в России.

Выводы по результатам анализа сегментов рынка судовых двигателей:

1. Для снижения себестоимости выпускаемых судовых дизелей необходимо увеличить долю локализации производства их комплектующих.

2. Для успешного продвижения на рынки судовых дизелей отечественного производства необходимо разработать и наладить производство готовых решений (силовая установка–дизель-редукторный агрегат и пропульсивный комплекс или дизель-генератор в требуемом мощностном диапазоне).

3. Для обеспечения судов перспективных конструкций отечественными силовыми установками необходима организация производства судовых двигателей мощностью свыше 7,5 МВт.

1.3. Стационарная энергетика

Одним из направлений использования поршневых двигателей является электрогенераторные установки на их базе. На рис. 1.6 представлен объем внутреннего производства и импорта электрогенераторных установок с поршневыми дизельными двигателями.

Общий объем рынка электрогенераторных установок с отечественными дизельными двигателями на репрезентативный 2012 г. составляет 20,14 млрд руб. или 36 870 шт., в том числе внутреннее производство — 3,1 млрд руб. или около 1 тыс. шт. Отечественные предприятия по производству электрогенераторных установок с российским дизельным двигателем загружены не более чем на 15 %.

Результаты анализа текущей и планируемой потребности в электрогенераторных установках с поршневым двигателем с учетом развития на период 2020 г. согласно Стратегии развития транспортного машиностроения Российской Федерации на период до 2030 г. показан на рис. 1.7.

Моделирование развития электрогенераторных установок с поршневыми двигателями показывает, что без реализации каких-либо мероприятий по изменению соотношения на рынке электрогенераторов, объем, занимаемый отечественными производителями, составит около 3,5 млрд руб. при общем объеме рынка в 2020 г. более 50 млрд руб. Цель разработки и реализации мероприятий стратегии в области электрогенераторных установок с отечественными поршневыми двигателями — увеличение доли отечественных производителей на рынке электрогенераторных установок до 15 % к 2020 г.

Проблемы отрасли электрогенераторных установок и причины их возникновения представлены в табл. 1.6.

Также одним из основных направлений развития электрогенераторных установок должно быть использование альтернативных топлив, в качестве которых для электрогенераторных установок на базе поршневых двигателей могут быть использованы (по крайней мере, в ближайшие 5 лет) только природный газ, синтезированный диметиловый эфир (CH_3-O-CH_3) и биотоплива (смеси метиловых эфиров, полученные из растительных масел, с дизельным топливом, либо эфиры в чистом виде). Данные альтернативные топлива являются региональными, и их выбор может быть обусловлен на местах локального использования электрогенераторных установок.

Использование биотоплив никаких серьезных инвестиций и модернизаций дизелей не требуют, но экологические и экономические показатели при этом ухудшаются. В частности, расход топлива ухудшается обратно пропорционально теплотворной способности топлива (т. е. приблизительно на 13–15 %) при одновременном увеличении выбросов окислов азота на ~ 10–15 %, кроме того, биотопливо дороже дизельного.

В настоящее время в качестве перспективного топлива для дизелей предпочтителен синтезированный диметиловый эфир, производство которого в России пока очень ограничено. Использование диметилового эфира требует модернизации топливной системы дизеля из-за низкого давления

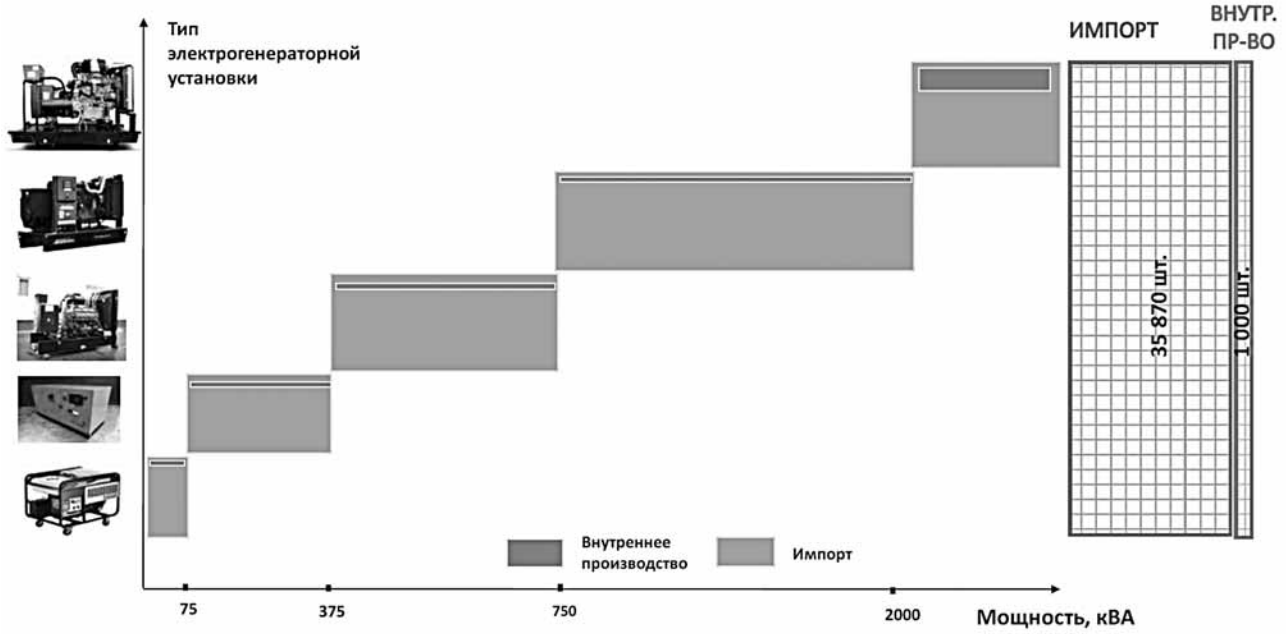

Рис. 1.6. Внутреннее производство и импорт электрогенераторных установок с дизельными двигателями на 2012 г.

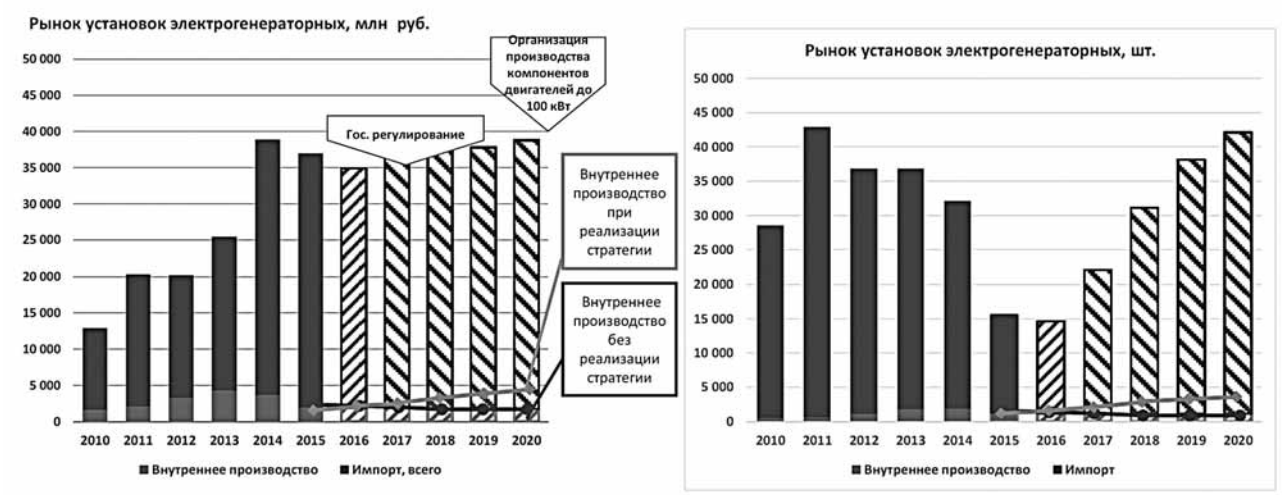

Рис. 1.7. Результаты анализа текущей и планируемой потребности в электрогенераторных установках с поршневым двигателем на период 2020 г.

Таблица 1.6

Проблемы отрасли электрогенераторных установок и причины их возникновения

Проблемы	Причины
Практически полностью отсутствует производство отечественных двигателей с искровым зажиганием для электроагрегатов. Рынок занят импортом	Электроагрегаты, на которые устанавливаются отечественные двигатели с искровым зажиганием, работающие на бензине в диапазоне до 200 кВА, а также газопоршневые двигатели в диапазоне более 200 кВА в России практически не производятся. Однако рынок бензиновых электроагрегатов составляет около 450 тыс. шт. в год, а рынок газопоршневых электроагрегатов составляет около 350 шт. в год
Доля рынка электроагрегатов с отечественными дизельными двигателями составляет не более 5 %	Электроагрегаты, на которые устанавливаются отечественные дизельные двигатели в диапазоне до 2000 кВа, производятся в России в крайне малом объеме
Существенное снижение производства отечественных электроагрегатов за последние 10 лет	Снижение таможенных пошлин до нулевого значения на импортные электрогенераторы. Вступление в силу постановления правительства запрещающая собственникам малой генерации передавать избытки электрической энергии в электрические сети

насыщенных паров эфира. Практически требуется увеличение давления топлива до ТНВД в пределах 8– 12 кгс/см^2.

Следует иметь в виду, что использование альтернативных видов топлива требует серьезных инвестиций, главным образом, в создании инфраструктуры. Несмотря на вышесказанное, использование альтернативных топлив безусловно актуально из-за ограниченных запасов нефти.

Выводы по результатам анализа сегментов рынка электрогенераторных установок:

1. Для завоевания доли рынка электрогенераторных установок необходима организация крупносерийного отечественного производства таких установок с использованием российских компонентов (двигателей, генераторов, систем управления и др.).

2. Для снижения себестоимости выпускаемых электрогенераторных установок необходимо увеличить долю локализации производства их комплектующих (двигателей, генераторов, систем управления и др.).

3. Для развития рынка электрогенераторных установок необходимо государственное стимулирование их использования (например, введение возможности продавать избытки электроэнергии в общие сети).

4. Для расширения ресурсной базы моторных топлив и снижения стоимости получаемой электроэнергии необходимо стимулирование использование альтернативных топлив (в первую очередь природного и попутных газов) и развитие инфраструктуры распределения альтернативных топлив.

1.4. Автотракторные дизели и дизели специального назначения

На сегодняшний день основными производителями высокооборотных дизелей, которые могут быть использованы на колесных и гусеничных машинах общего и специального назначения, являются: ОАО «Автодизель» (ЯМЗ), ОАО «КамАЗ», ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и ОАО ТМЗ, кроме того, среди менее крупных производителей можно отметить ОАО «Барнаултрасмаш», ОАО «Алтайский моторный завод», ООО «Владимирский моторо-тракторный завод», ОАО «Завод Дагдизель» и др.

Проблемы отрасли и каждого предприятия в отдельности сводятся к следующим:

1. Внедрение однотипных новых проектов, которые фактически усиливают внутреннюю конкуренцию между российскими производителями и приводят к снижению рентабельности соответствующих производств (примеры ЯМЗ-780 — КамАЗ-910, ЯМЗ-530 — Р6 ISB, и т. д.).

2.Отсутствие локализации производства современных комплектующих и основных компонентов (исключение: «Турботехника» — агрегаты наддува, «Абит» — системы управления, СП ОАО «КамАЗ» с высоким уровнем локализации: FM-Набережные Челны — детали ЦПГ, ООО «Камминз-Кама» — двигатели, Knorr Bremse Кама — ГКК, ООО УК АЗПИ — топливная аппаратура, включая системы типа common rail). Существующие производители компонентов по современным направлениям сильно закредитованы и испытывают финансовые проблемы, вызванные отсутствием стабильного спроса по конкретным образцам перспективной продукции.

3. Отсутствие должной поддержки государства с точки зрения обеспечения новых рынков сбыта (малое судостроение, прибрежный и речной флот (Минтранс — законодательная база), малая и распределенная энергетика, силовые установки

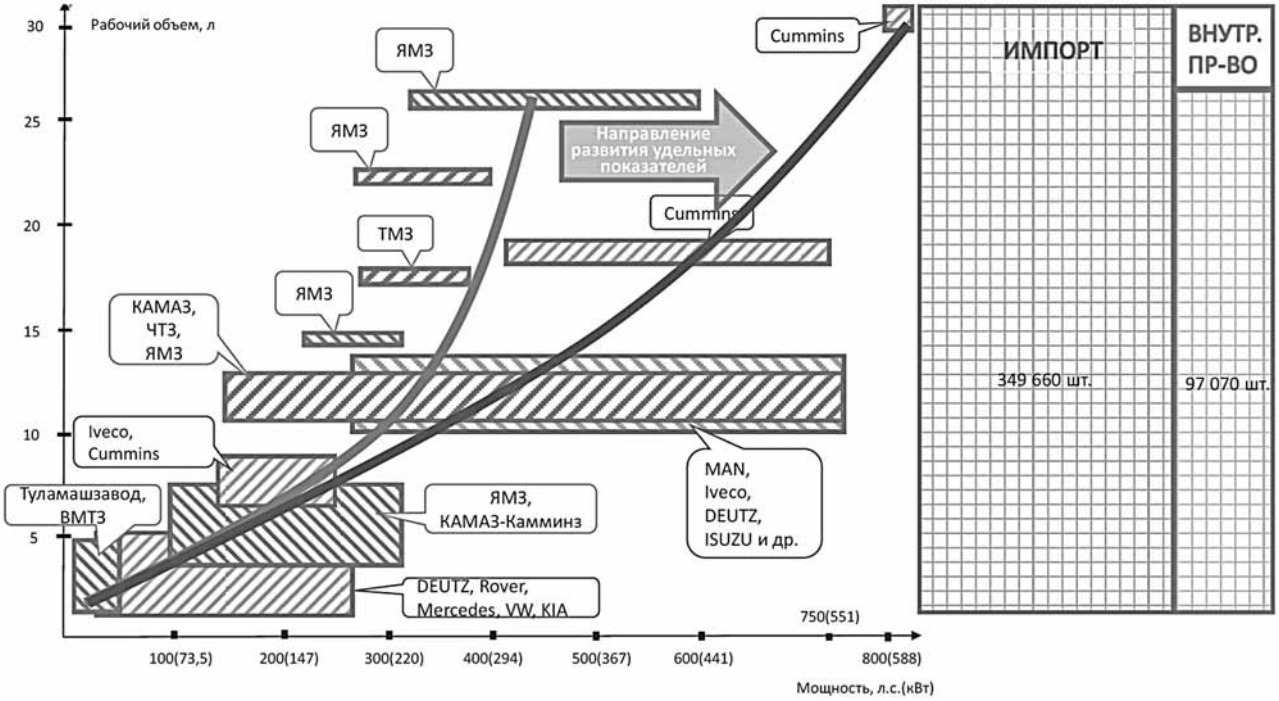

Рис. 1.8. Объемы рынка автотракторных дизелей и дизелей специального назначения на 2012 г.

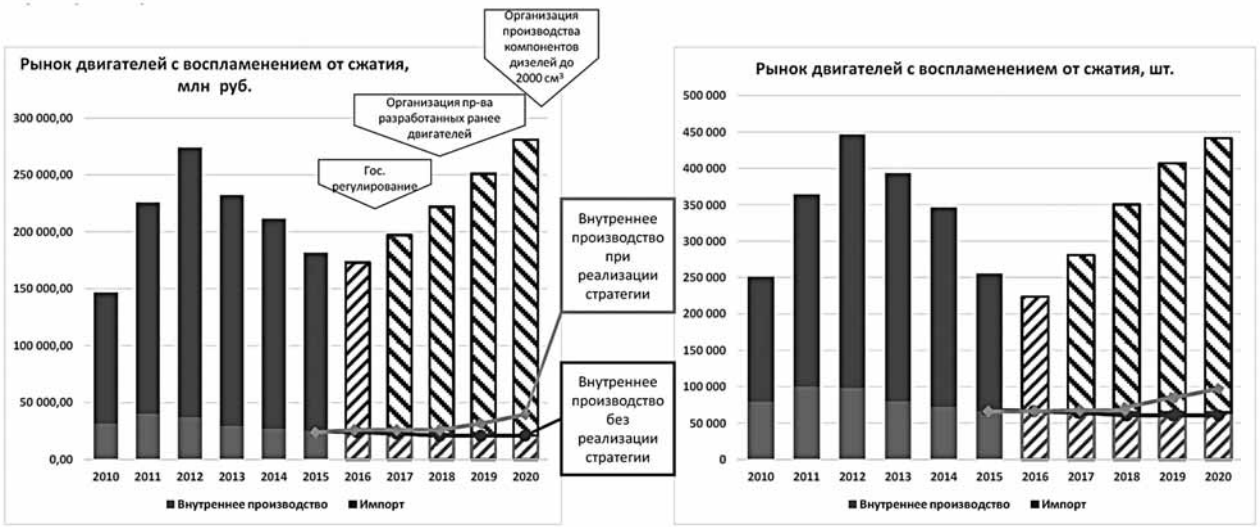

Рис. 1.9. Прогноз развития рынка дизелей, применяемых на автомобильном транспорте, сельхозтехнике и технике специального назначения

Таблица 1.7

Проблемы рынка автотракторных дизелей и причины их возникновения

Проблемы	Причины
Уменьшение доли рынка, занимаемого отечественными производителями	Разработаны современные конструкции дизелей. Однако они имеют высокую себестоимость из-за высокой степени использования импортных комплектующих
	Принятые в России нормы на выброс вредных веществ отстают от уровня ведущий государств
	Объем внутреннего рынка не позволяет имеющимся заводам работать по принципу самоокупаемости, заводы вынуждены принимать меры по снижению себестоимости, уменьшению производственных мощностей, сокращению персонала, работать не полную рабочую неделю
Неуправляемое дублирование создания новых двигателей за счет бюджетных средств	Нет единого государственного регулирования разработок, проводимых Министерствами и ведомствами Российской Федерации
Низкая доля комплектующих, которые разрабатываются и производятся в России	Основные производители имеют современные конструкции двигателей. Однако все новые двигатели более чем на 80 % состоят из импортных компонентов (отливки, ЦПГ, КШМ, ГРМ, ТА, ТКР, СУ, теплообменники. Себестоимость отечественных двигателей при существующей волатильности рубля высокая, конкурентоспособность низкая
	Низкая степень унификации между двигателями различных производителей снижает эффективность инвестиций в производство компонентов
Отсутствие отечественных технических решений в области перспективных энергетических установок на базе дизелей	Потеряны компетенции во многих направлениях разработки ДВС и компонентов (закрыты часть НИИ и КБ). Производители широко привлекают иностранные компании. В результате бюджетные средства идут на развитие компетенций иностранных компаний. Отсутствуют долгосрочные программы научных исследований и разработки энергетических установок перспективных конструкций

на альтернативном топливе (Минэнерго — законодательная база), малая авиация (в основном законодательная база).

Анализ объемов рынка на 2012 г. дизелей, применяемых на автомобильном транспорте, сельхозтехнике и технике специального назначения показывает, что общий объем рынка составил около 445 тыс. шт. на сумму 280 млрд рублей, при этом внутренне производство составило 100 тыс. двигателей на сумму 37 млрд рублей. На рис. 1.8 видно, что отечественные двигатели уступают зарубежным по удельным показателям в классах дизелей рабочим объемом выше 15 л.

На рис. 1.9 показан прогноз развития рынка автотракторных дизелей и дизелей специального назначения.

Необходимо отметить, что основные предприятия, выпускающие автотракторные двигатели — «Группа ГАЗ», «КамАЗ», ЧТЗ модернизировали существующую продукцию и разработали перспективные образцы поршневых двигателей, превосходящие новейшие зарубежные аналоги, однако доля используемых импортных компонентов в составе перспективных образцов двигателей по стоимости составляет более 80 %.

Для поддержки производителей автотракторных и иных дизелей в определенном диапазоне мощностей необходимо в кратчайшие сроки предпринять следующие меры:

➢ литье блоков и ГБЦ на базе ОАО «КамАЗ», ОАО ТМЗ, либо концерна «Тракторные заводы», где осуществляется подготовка современного литейного производства за собственные средства, объем инвестиций 2,5 млрд рублей, имеется собственный литейный завод в Германии, вопрос трансфера технологий решен. ОАО ГАЗ освоило производство литых заготовок блоков цилиндров для дизелей семейства ЯМЗ-530;

➢ детали ЦПГ (гильзы, поршни, поршневые пальцы, кольца) — организовать современное производство всех деталей ЦПГ на ЗАО «Костромской завод автокомпонентов» (бренд «Мотордеталь»). Компания ЗАО «Костромской завод автокомпонентов» является единственным отечественным производителем деталей цилиндропоршневой группы. Благодаря партнерству с мировым лидером по производству поршней фирмой «KS Kolbenschmidt», компания ЗАО «Костромской завод автокомпонентов» владеет современными технологиями и оборудованием для производства поршней с диаметрами от 70 до 130 мм. Дополнительно необходимо организовать современное производство поршневых пальцев, стальных поршневых колец, поршней и гильз цилиндров с диаметрами от 130 до 400 мм. Для реализации данной программы на ЗАО «Костромской завод автокомпонентов» необходимы инвестиции в размере 3,5 млрд руб.;

➢ коленчатые валы, распредвалы, шатуны — ОАО ТМЗ (внедрить технологию «разрывного шатуна», использовать достижения нанотехнологий в покрытии коренных и шатунных шеек коленчатых валов и кулачков и опор распределительных валов);

➢ топливоподающая аппаратура — ЯЗДА, НЗТА, АЗПИ — обеспечить максимальную диверсификацию по элементам — топливный насос высокого давления, форсунка, топливный аккумулятор, топливопроводы высокого давления и фильтра для снижения себестоимости и расширения модельного ряда.

➢ комплексные системы управления —

ООО АБИТ — обеспечить внедрение современных технологий, программных и аппаратных средств, полученных в МГТУ им. Н.Э. Баумана и ФГУП НАМИ и максимальное использование отечественной элементной базы;

➢ системы снижения токсичности (системы нейтрализации и рециркуляции) — НПО «Турботехника» и ФГУП НАМИ обеспечить разработку отечественных компонентов и организацию производства элементов систем (насосы, датчики, теплообменники, клапана) по современным технологиям.

Проблемы рынка автотракторных дизелей и причины их возникновения представлены в табл. 1.7.

Выводы по результатам анализа сегментов рынка автотракторных дизелей:

1. Завоевание доли рынка дизельных двигателей объемом до 2 л необходимо начать с организации производства их компонентов.

2. Для снижения себестоимости выпускаемых дизелей необходимо увеличить долю локализации производства их комплектующих.

3. Для повышения конкурентоспособности отечественных двигателей рабочим объемом свыше 15 л необходима разработка новых конструкций и организация производства перспективного семейства V-образных быстроходных дизельных двигателей рабочим объемом от 16 до 50 л для тяжелой и специальной техники.

4. На основании разработанной концепции обеспечить перераспределение производства дизелей по назначению. ОАО «КамАЗ», ОАО «Автодизель» — гражданская техника, специальная техника, ООО «ЧТЗ-Уралтрак», ОАО ТМЗ — тяжелая и специальная техника.

(*Продолжение в следующих выпусках*)

ПРЕДЛАГАЕМ РАЗМЕЩЕНИЕ РЕКЛАМЫ
Ориентировочные тарифы на 2 полугодие 2016 г.

Первая страница обложки	Полноцветная	46 000 руб.
Вторая и третья страницы обложки	Полноцветная	40 000 руб.
Четвертая страница обложки	Полноцветная	42 000 руб.
Внутри журнала из расчета одна страница формата А4	Полноцветная	40 000 руб.
	Черно-белая	30 000 руб.

УДК 621.822.1;621.436.12

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ ПОРШЕНЬ–ЦИЛИНДР ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

К.В. Гаврилов, к.т.н., доц., А.А. Дойкин, к.т.н., доц., В.Е. Лазарев, д.т.н., проф., А.А. Асауляк, асп.
Южно-Уральский государственный университет

Приводятся результаты экспериментальных исследований материалов пары трения поршень–цилиндр форсированного дизеля типа ЧН13/15 на трибометре SRV, реализующем возвратно-поступательное движение контртел. Исследованы условия нагружения сопряжения, соответствующие появлению смешанного и граничного режимов трения. Получена зависимость линейной интегральной интенсивности изнашивания от контактного давления с использованием DST (Difference Surface Topography)-исследования. Выполнена оценка ресурса трибосопряжения.

Современные тенденции форсирования ДВС и, в частности, дизельных двигателей характеризуются повышенными термомеханическими нагрузками всех деталей и узлов, и прежде всего основных трибосопряжений (ТС) жидкостного трения (подшипники коленчатого вала, сопряжение «поршень–цилиндр», подшипники турбокомпрессора). Для высокофорсированных дизелей проблема надежности трибосопряжений еще более актуальна, так как двигатели работают, как правило, в замкнутых пространствах, при высоких температурах окружающей среды. При этом высокая термомеханическая нагруженность часто не позволяет создать энергоэффективные трибосопряжения с гидродинамическим режимом трения.

В тяжелонагруженных сопряжениях жидкостного трения процессы течения вязкой жидкости в тонких смазочных слоях нарушаются вследствие возможных контактных взаимодействий сопрягаемых поверхностей. Это приводит к появлению режимов смешанного и граничного трения и росту интенсивности изнашивания ТС.

Системы ДВС, на которые приходится наибольшая доля механических потерь на трение, условно можно разделить на три подгруппы [1]: цилиндро-поршневая группа, клапанный механизм и подшипники коленчатого вала.

Механические потери в этих подгруппах были проанализированы Пинкусом и Викоком (Pinkus, Wikcock) [2], а также Тэйлором и Коем (Taylor, Coy) [3].






На основании данных Розенберга (Rosenberg) [4], Бартца (Bartz) [5], Тунга и Мак Миллана (Tung, McMillan) [6] потери на трение в процентном соотношении составляют: 45 % (38–68 %) — цилиндро-поршневая группа (ЦПГ), 30 % (20–44 %) — подшипники коленчатого вала, 15 % (3–34 %) — клапанный механизм, 10 % приходится на гидравлические и насосные потери.

Контактное взаимодействие поверхностей трения элементов ЦПГ (поршень-цилиндр, поршневые кольца-цилиндр) является наиболее сложным по своей природе в сравнении с другими ТС ДВС и включает в себя следующие состояния [3, 4]: 40 % цикла составляет гидродинамический режим трения, 40 % — упругогидродинамический режим, 10 % — смешанный режим трения, 10 % — граничный режим трения.

Таким образом, рассматриваемое ТС поршень-цилиндр является одним из ресурсоопределяющих для ДВС. С учетом этого цель работы — экспериментальное исследование сопряжения поршень–цилиндр форсированного дизеля, определение зависимости интенсивности изнашивания материалов сопряжения от контактного давления и скорости перемещения для оценки ресурса.

Экспериментальная оценка параметров трения и изнашивания проводилась для материалов



Рис. 1. Внешний вид трибометра SRV с циркуляционным контуром смазочного масла

трибосопряжения поршень-цилиндр форсированного двигателя ЧН13/15 на трибометре SRV (рис. 1), представляющем собой лабораторный прибор для изучения фрикционных свойств различных материалов. Прибор позволяет реализовать схему контактного взаимодействия с возвратно-поступательным движением образцов. Образец (рис. 2), изготовленный из гильзы цилиндра (специальный легированный чугун ЧМН), является неподвижным образцом, а изготовленный из поршня (алюминиевый сплав АК4) совершает возвратно-поступательное движение относительно прижатого к нему образца гильзы цилиндра. Показателями процесса фрикционного взаимодействия в измерительной системе прибора являются непрерывная запись нормальной силы, сближения изнашиваемых тел, коэффициента трения и времени.

В качестве смазки использовалось рекомендуемое для дизельных двигателей моторное масло марки SAE 5W-30, которое наносилось на поверхность пластины в объеме одного миллилитра.

Основными внешними характеристиками, влияющими на скорость изнашивания сопряжения, являются контактное давление p_a и линейная скорость перемещения V. Значения p_a и V на трибометре соотносились с предварительно рассчитанными значениями боковой силы F и скоростью движения поршня в сопряжении в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля (рис. 3), что позволило определить задаваемый диапазон значений нормальной нагрузки от 50 до 100 Н, частоту возвратно-поступательных перемещений образца поршня от 17 до 50 Гц и амплитуду равную 3 мм.

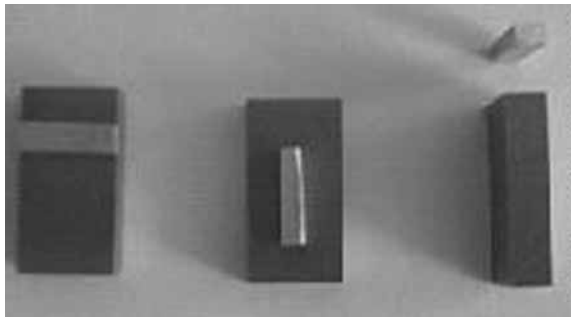

Рис. 2. Тестовые образцы для проведения трибометрических исследований

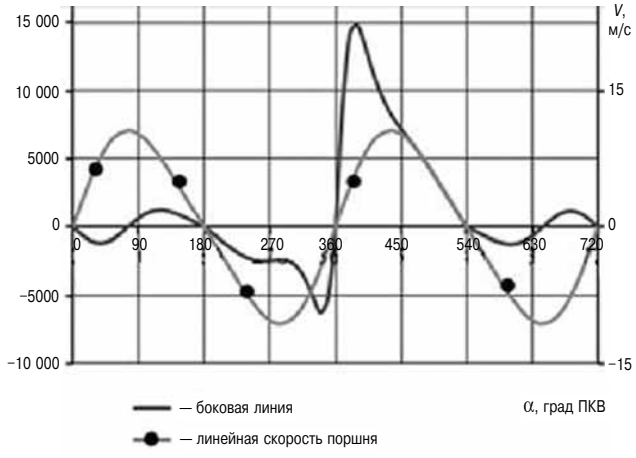

Рис. 3. Зависимости боковой нагрузки и скорости поршня от угла ПКВ

Оценка глубины и объема слоя металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, осуществлялась с использованием DST-метода [7], сущность и краткое описание которого заключается в следующем (рис. 4).

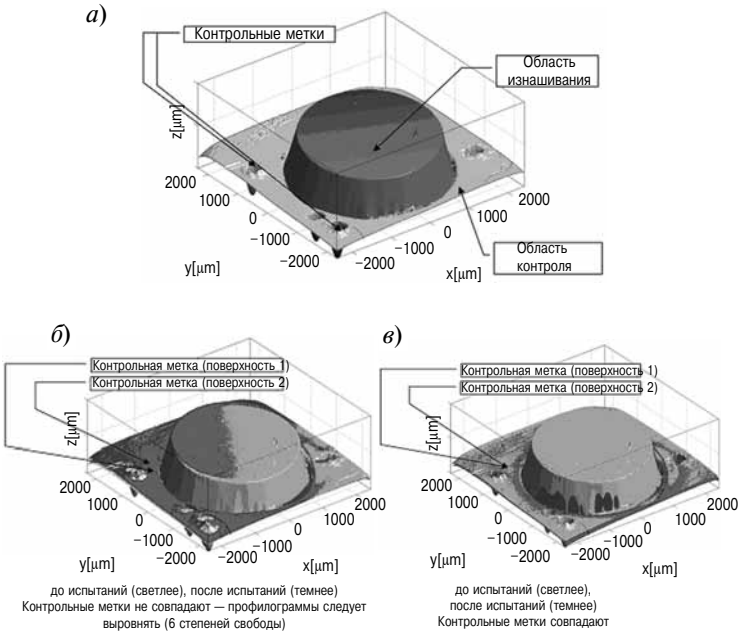

Рис. 4. Иллюстрация DST-метода:
а — профилограмма поверхности до испытаний; *б* — совмещение профилограмм после испытания при несовпадающих контрольных метках; *в* — совмещение профилограмм после испытания при совпадающих контрольных метках, зарегистрированных до и после проведения испытаний



Рис. 5. Диаграмма разности высот микронеровностей, зарегистрированных до и после проведения испытаний

Перед проведением тестовых испытаний на рабочие поверхности исследуемых образцов материалов тел трения наносилось несколько (обычно четыре) контрольных меток. С использованием электронного микроскопа и специального программного обеспечения поверхности трения исследуемых образцов профилометрировались и получали в результате трехмерную (3D) профилограмму поверхностей до проведения испытаний.

По завершении тестовых испытаний процедуру профилометрирования рабочих поверхностей образцов повторяли и полученную профилограмму поверхности после испытаний сопоставляли с имеющейся профилограммой поверхности до испытаний, используя для точного совмещения профилограмм заранее подготовленные метки (см. рис. 4). Основной целью нанесения меток на исследуемую поверхность является последующее точное совмещение точек дискретизации поверхности (для микровыступов и впадин) с последующей оценкой разности высот и глубины изношенного слоя металла.

В результате совмещения профилограмм (рис. 5), полученных до и после проведения трибометрических испытаний образцов, определялась глубина и объем металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, что при известных «входящих» параметрах сопряжения (условий нагружения, пути трения, продолжительности контактного взаимодействия и т. п.) позволяет оценить параметры трения и изнашивания в сопряжении.

Электронный микроскоп с программным обеспечением для проведения профилометрирования тестовых образцов и последующей обработки полученных изображений микронеровностей шероховатости до и после проведения исследований представлен на рис. 6.

Для приближения условий испытания исследуемых материалов к эксплуатационным эксперименты проводились в условиях циркуляции смазочного масла с температурой 100 °С.



Рис. 6. Электронный микроскоп

Притирка исследуемой пары образцов не проводилась, поскольку для хонингованной поверхности образца гильзы в процессе притирания контактирующих поверхностей произойдет как истирание, так и затирание частицами износа тонкого слоя поверхности, что недопустимо в проводимом исследовании.

На рис. 7 и 8 приведены профилограммы и опорные кривые поверхностей образцов гильзы цилиндра и юбки поршня до эксперимента.

Уровень изнашивания образца гильзы цилиндра (специальный чугун) рассматривался как неизмеримый или несопоставимо меньший, чем уровень изнашивания алюминиевого образца, что являлось одним из допущений при проведении эксперимента.

В качестве примера для одного из режимов нагружения на рис. 9 приведены профилограммы поверхности исследуемого образца из алюминиевого сплава до и после испытаний с указанием областей размещения инденторов для оценки глубины и объема изношенного слоя металла DST-методом.

Глубина изношенного слоя оценивалась с использованием профилограмм поверхности ис-

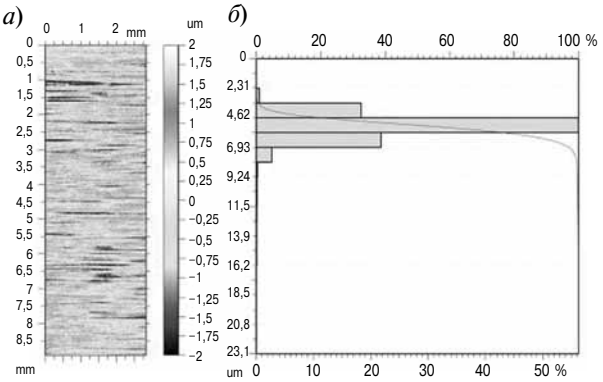

Рис. 7. Профилограмма (*а*), опорная кривая (*б*) поверхности исследуемого образца гильзы цилиндра

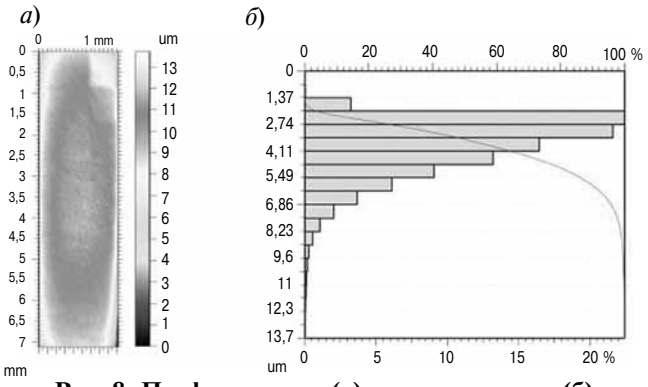

Рис. 8. Профилограмма (а), опорная кривая (б) поверхности исследуемого образца юбки поршня

следуемого образца и распределения высот микронеровностей в области размещения индентора (рис. 10).

В процессе проведения эксперимента непрерывно записывались фиксируемые значения коэффициента трения, толщины изношенного слоя, температуры.

На основании экспериментальных данных линейная интегральная интенсивность изнашивания образца материала поршня рассчитывалась по формуле

$$I_h = \Delta h / L,$$

где Δh — глубина изношенного слоя; L — путь трения.

На рис. 11 точками указаны экспериментальные значения интенсивности изнашивания, полученные в соответствии с выражением (1), на основании которых построена аппроксимирующая локальная зависимость интенсивности изнашивания I_h от контактного давления p_a для рассматриваемого сопряжения поршень–цилиндр:

$$I_h = 2{,}7 \cdot 10^{-9} \cdot p_a^{1,5}.$$

Полученная зависимость (2) в дальнейшем использовалась для оценки ресурса сопряжения дизеля ЧН13/15.

Продолжительность периода граничного трения, являющегося определяющим при оценке ресурса, оценивалось временем существования критической толщины масляного слоя в сопряжении, определяемой по результатам расчетного

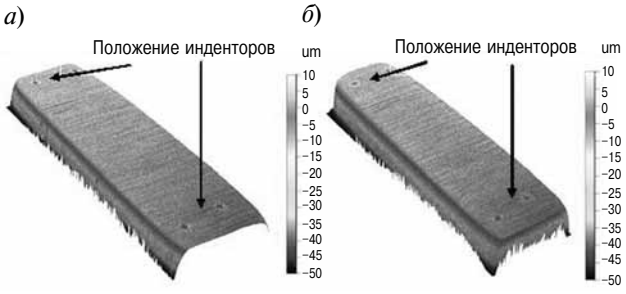

Рис. 9. Поверхность образца из алюминиевого сплава до (*а*) и после (*б*) проведения испытаний (p_a = 1,66 МПа, V = 0,1 м/с)

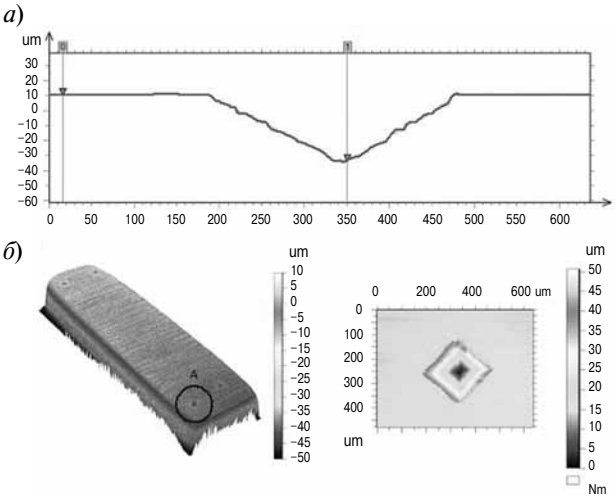

Рис. 10. Профилограмма поверхности исследуемого образца после эксперимента (*а*) и распределение высот микронеровностей в области размещения индентора (*б*)

анализа, при этом учитывались особенности реального режима работы дизеля при выполнении характерных работ инженерной машиной, на которой он установлен [8].

С учетом того, что в паре трения поршень (алюминиевый сплав)–цилиндр (легированный чугун) происходит значительно более интенсивное изнашивание поверхности поршня, при оценке триботехнических параметров сопряжения задавались характеристики алюминиевого сплава.

Время изнашивания контактного слоя определенной толщины оценивалось на основании экспериментально полученной зависимости интенсивности изнашивания:

$$t_{izn} = h_{izn} / (I_h \cdot V),$$

где h_{izn} — толщина изношенного слоя, которая определялась как разность между суммой максимальных высот микронеровностей контактирующих поверхностей R_{max}, равной 15 мкм (см. рис. 7, 8) и расчетным значением наименьшей толщины смазочной пленки $\inf h_{min}$ = = 8,6 мкм, полученной по авторской методике [9–11].

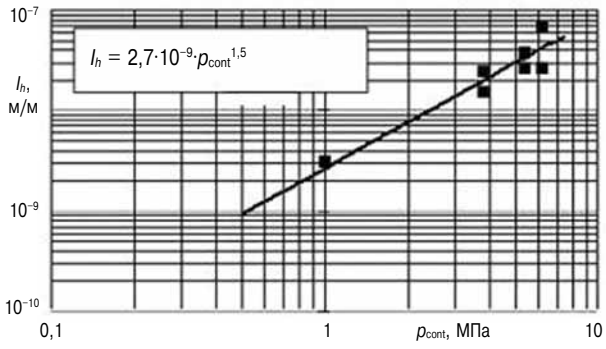

Рис. 11. Зависимость интенсивности изнашивания от контактного давления

Таблица

Параметры нагруженности и изнашивания направляющей части поршня

Параметры	Нагрузка дизеля, %			
	0	**10**	**50**	**100**
Доля времени работы с нагрузкой, %	10	28	28	34
Боковая сила в сопряжении, кН	10,6	10,8	12,3	15,0
Номинальное давление, МПа	0,6	0,6	0,7	0,9
Доля контактного взаимодействия, %	0,0	0,0	1,5	12,5
Интенсивность изнашивания, м/м	**$1{,}3\cdot10^{-9}$**	**$1{,}3\cdot10^{-9}$**	**$1{,}6\cdot10^{-9}$**	**$2{,}2\cdot10^{-9}$**
Предельный износ, мкм	6,4			
Время работы до предельного износа фактической площади контакта t_{izn}, ч	20 000	20 000	0,2	0,08
Время работы до предельного износа номинальной площади контакта $t_{izn}^{ном} = t_{izn}\, A_a / A_r$, ч	20 000	20 000	23	9,2
Моторесурс сопряжения, мч	**20 000**	**20 000**	**1532**	**73**
Средний моторесурс сопряжения, мч	**8053**			

Величина наибольших минимумов профиля хонингованной поверхности гильзы цилиндра на основании профилометрирования составила 7 мкм. Сравнивая это значение с величиной h_{izn}, а также учитывая зафиксированный в ходе проведения эксперимента факт переноса материала изнашиваемой поверхности поршня на поверхность гильзы, следует предположить процесс нивелирования ее хонингованной поверхности. Это значительно снижает ее маслоемкость и является одной из причин повышенного износа или задира в сопряжении.

Кроме того, при оценке среднего моторесурса сопряжения учитывалось распределение нагрузки дизеля в реальных условиях работы инженерной машины, а время изнашивания сопряжения в условиях возникновения граничного режима трения определялось на основании результатов расчета минимальной толщины смазочного слоя и доли контактного взаимодействия в течение рабочего цикла дизеля $\alpha_{h\lim}$ (%) [8].

На режимах холостого хода и 10 %-ного нагружения расчетные области контактного взаимодействия отсутствовали, поэтому время износа сопряжения для этих режимов принималось эквивалентным заданному ресурсу рассматриваемого дизеля и составляло 20 000 ч.

Результаты расчета основных параметров контактирования юбки поршня и гильзы цилиндра при различных режимах нагружения дизеля представлены в таблице, где A_a и A_r — соответственно номинальная и фактическая площади контакта [8].

Таким образом, проведены экспериментальные исследования, в результате которых для материалов исследуемого сопряжения получена зависимость для интенсивности изнашивания, позволившая оценить ресурс трибосистемы поршень–цилиндр дизеля с учетом режима его работы.

Необходимо отметить, что время контактного взаимодействия поверхностей трения достаточно продолжительно, особенно при максимальной нагрузке, и составляет 90° по углу поворота коленчатого вала за цикл нагружения. Такой результат свидетельствует о необходимости проведения исследований по оптимизации профиля поршня дизеля, что позволит снизить долю контактного взаимодействия, тем самым снизить механические потери и повысить ресурс трибосопряжения.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 16-08-00990\16, проект № 16-08-01020\16).

Литература

1. *Holmberg K., Andersson P, Erdemir A.* Global energy consumption due to friction in passenger cars. Tribology International 47(2012). — P. 221–234.

2. *Pinkus O., Wilcock D.F.* Strategy for energy conservation through tribology. New York: ASME; 1977. — 174 p.

3. *Taylor R.I., Coy R.C.* Improved fuel efficiency by lubricant design: a review. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 2000; 214J. — P. 1–15.

4. *Rosenberg R.C.* General friction considerations for engine design. SAE Paper 821576; 1981. — P. 59–70.

5. *Bartz W.J.* Fuel economy improvement in engine and gear oils. In: Proceedings of the 24th Leeds-Lyon symposium on tribology, tribology for energy conservation. London, UK, Elsevier Series 34. Amsterdam, Netherlands, Elsevier; September 4–6, 1998. — P. 13–24.

6. *Tung S.C., McMillan M.L.* Automotive tribology over view of current advances and challenges for the future. Tribology International. — 2004. — 37(7). — P. 517—536.

7. *Vorlaufer G., Ilincic S., Franek F. and Pauschitz A.* Wear quantification by comparison of surface topography data, Encyclopedia of Tribology, Springer, 2012. — P. 4087–4093.

8. *Goryacheva I.G., Morozov A.V., Rozhdestvensky Y.V., Gavrilov K.V., Doikin A.A.* Development of method for calculating and experimentally evaluating tribological parameters of piston-cylinder tribosystem of diesel engine. Journal of Friction and Wear. — 2013. — Т. 34. — № 5. — P. 339–348.

9. *Rojdestvensky Y.V., Gavrilov K.V., Doikin A.A., Levanov I.G.* Numerical and experimental investigations of the piston-cylinder" tribosystem of diesel engine. 5th World Tribology Congress, WTC 2013. — P. 1255–1258.

10. *Задорожная Е.А., Мухортов И.В., Леванов И.Г.* Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин. Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2011. — № 7. — С. 22–30.

11. *Prokopyev V.N., Zadorozhnaya, E.A. Karavaev V.G. Levanov I.G.* Improvement of the computation procedure for complex-loaded sleeve bearings lubricated with non-newtonian oils. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. — 2010. — 39 (1). — P. 52–55.

УДК 662.767.769

ТЕХНОЛОГИИ ГОМОГЕНИЗАЦИИ ТОПЛИВО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В ПОРШНЕВЫХ ДВС

М.В. Пищулин; член команды участника Сколково № 1120877

Рассмотрены технологии гомогенизации топливо-воздушной смеси и управления режимом объемного сгорания, в цилиндре поршневого ДВС. Выполнен анализ преимуществ и недостатков управления воспламенением смеси в процессах объемного сгорания HCCI и GDCI.

На протяжении многих десятилетий в тепловых двигателях применялись хорошо управляемые режимы сгорания, основанные на дефлаграционных пламенах. Однако непрерывно ужесточающиеся экологические нормы потребовали более полного и быстрого сгорания топлива. В бензиновых ДВС это обеспечивали, главным образом, за счет повышения степени сжатия. Однако этот путь оказался небеспредельным: возникли проблемы с детонацией, т. е. взрывным сгоранием. Тогда появилось направление так называемого объемного сгорания, реализуемое в технологиях HCCI (воспламенение гомогенного заряда от сжатия) и GDCI (непосредственный впрыск топлива с воспламенением от сжатия), благодаря которым эффективный КПД бензинового двигателя повышается на 7–10 %, значительно сокращается содержание углекислого газа, оксидов азота и сажи

В реализацию этих технологий ведущие производители двигателей вложили много труда, времени и средств. Но их серийное внедрение пока что так и не состоялось. Причина одна: не удается решить проблему управления моментом самовоспламенения топлива. Дело в том, что каждый из вариантов такого управления имеет не только плюсы, но и минусы.

Так, если при сжатии топливовоздушной смеси ее самовоспламенение не произойдет в ВМТ, т. е. при максимальных температуре и давлении в камере сгорания, то после ВМТ температура заряда снижается за счет адиабатического расширения. Поэтому резко снижается вероятность возникновения в ней критической температурной флуктуации. Проще говоря, могут происходить пропуски самовоспламенения, которые не позволяют обеспечить коэффициент остаточных газов, необходимый для гомогенизации смеси в следующем цикле. То есть произойдет своевременный переход на классическое приготовление смеси в камере сгорания. Если же самовоспламенение осуществляется чуть раньше ВМТ, то возрастает время передачи теплоты в стенки камеры сгорания, из-за чего начинается разгонный процесс все более раннего самовоспламенения в следующих циклах, что также снижает эффективность HCCI и GDCI-технологий, а ранние максимумы давления создают сильные механические нагрузки, потенциально способные привести к разрушению двигателя.

Таким образом, остается один вариант: смесь должна воспламеняться точно в ВМТ. Однако добиться этого чрезвычайно трудно: топливная смесь — сложная система с большим числом взаимодействующих переменных, поэтому каждое отдельное действие или локальное вмешательство в такую систему обретает комплексный аспект, который влечет за собой самые различные, порой совершенно неожиданные глобальные изменения. Применительно к ДВС это означает, что при одних и тех же граничных условиях, наложенных на систему «топливовоздушная смесь» в виде давления и температуры, но при разных начальных условиях, возникают качественно различные диссипативные структуры, и система эволюционирует в конечное состояние по разным кинетическим механизмам.

Другими словами, трудность задания начальных условий с высокой точностью влечет за собой неопределенность, проявляющуюся в том, что момент самовоспламенения характеризуется случайностью [1]. Например, автор работы [2] подтверждает высокую чувствительность системы к изменению начальных условий тем эмпирически установленным фактом, что при изменении коэффициента α избытка воздуха температура самовоспламенения топливовоздушной смеси меняется почти на 200 °С. Кроме того, не менее сильно сказывается и химический состав топлива, о котором можно говорить лишь с некоторой долей вероятности (~10 % легких, 60 % средних и 30 % тяжелых фракций), поскольку это соотношение зависит от химического состава исходного сырья и технологии его переработки. Наконец, нельзя не учитывать и то, что давление и температура при адиабатическом сжатии зависят от частоты вращения коленчатого вала двигателя, температуры смеси на входе в цилиндр, эффекта повышения давления и температуры в холодных пламенах (хемилюминесценция), теплонапряжен-

ности рабочей камеры, а также флуктуационных колебаний α в газовой фазе, изменения уровня турбулентности в смеси, неравномерности цикловой подачи топлива форсунками. Однако на практике разработчики HCCI и GDCI-технологий учитывают только так называемые взрывные параметры — температуру, давление, период индукции и коэффициент избытка воздуха, чего для точного управления процессом (моментом) самовоспламенения явно недостаточно. Об этом еще в 1940 г. говорил А.С. Соколик [3]. Кроме того, оставаясь в рамках классических представлений, невозможно физически интерпретировать возникающую в турбулентном хаосе упорядоченность (самоорганизацию смеси), проявляющуюся в виде многоочагового сгорания цикла HCCI.

Из сказанного выше становится очевидным: для реализации технологий HCCI и GDCI необходима система точного управления моментом воспламенения топливовоздушной смеси от цикла к циклу. Причем система должна обеспечить оптимальные условия реализации объемного сгорания, которые, например, в формулировке Брозе сводятся, во-первых, к организации предпламенных реакций в смеси; во-вторых, наработке свободных радикалов; в-третьих, созданию точечного очага воспламенения, способного поджать смесь. [4].

Также А.С. Соколик говорил о необходимости выполнения этих условий, когда анализировал «стук» трех видов в двигателе: он показал, что в отличие от «стука», вызванного детонационным сгоранием, в конечном объеме заряда возможна реализация условий «недетонационного стука», когда возникает сферическая ударная волна, но без детонационного сгорания. Им также отмечено, что сгорание при «недетонационном стуке» становится фактором повышения эффективности рабочего цикла двигателя. [2] По поводу же специфических свойств такого сгорания он написал следующее: «Поскольку детонация в двигателе представляет сферическую (в простейшем случае — плоскую) детонационную волну, к ней неприменим механизм образования ударной волны аккумуляцией элементарных волн сжатия. Единственно возможным способом образования такой волны является особого рода объемное самовоспламенение — идея, высказанная в общем виде Серрюисом в так называемой теории нуклеарного воспламенения, однако без конкретной физической или химической интерпретации явления».

Рассмотрим вышеприведенные условия подробнее, чтобы установить, какие из них разработчики систем управления самовоспламенением не выполняют. Причем особое внимание уделим предпламенным процессам. Как установлено, в предпламенном периоде распределение неупруго сталкивающихся частиц перестает быть случайным. Химические корреляции в системе становятся крупномасштабными, и система ведет себя как единое целое, несмотря на то что химическое взаимодействие носит короткодействующий характер. Априори можно ожидать, что неупругие столкновения вместе с диффузией приведут к хаотическому распределению продуктов первичного окисления. Однако это не так. [5]. Дело в том, что в механизме высокотемпературного воспламенения реакции продолжения и разветвления цепи идут с участием кислорода. Неупругие столкновения, начиная с первичных бимолекулярных реакций присоединения кислорода, порождают локальные пространственные асимметрии в межмолекулярных столкновениях. Интенсивность столкновений молекул во внешних областях остается неизменной, а от молекул топлива, присоединяющих кислород, снижается. Локальные потоки молекул кислорода из внешних областей к топливным молекулам или частям молекул сдерживают диффузию отщепляющихся от них частей. Кроме того, транспортные процессы с ростом давления от сжатия подавляются и усиливающейся интенсивностью столкновений. В результате при разветвлении цепи диффузия отщепляющихся фрагментов не может значительно превысить длину свободного пробега частиц в системе. Локализация же промежуточных компонентов, т. е. их близкое пространственное расположение, если учесть избыток молекул кислорода (бедные смеси), будет фактически соответствовать эффекту притяжения молекул в реакциях продолжения цепи. Иначе говоря, процесс столкновения молекул в предпламенный период характеризуется нарушением случайности, т. е. они упорядочиваются, амплитуды корреляций при подходе к точке бифуркации возрастают и в системе «топливовоздушная смесь» появляется множество активных центров («ядер») с повышенной концентрацией продуктов первичного окисления, имеющих ярко выраженный взрывной характер. При этом наиболее активное формирование «ядер» приходится именно на стадию голубых пламен. Как показали Бейли и Норриш, голубое пламя, образующееся в продуктах холодного пламени, характеризуется более глубоким изменением состава продуктов, резким снижением количества исходных углеводородов и сильным снижением концентрации свободного кислорода, активное присоединение которого усиливает локальные потоки молекул кислорода к топливным молекулам, что способствует подавлению транспортных процессов в системе и, как показали исследования Гейдона и Мура, образованием в спектре голубых пламен весьма интенсивных

полос радикалов HCO* и CH*, которые отсутствуют в холодных пламенах. Все это приводит к тому, что формирующиеся в период голубого пламени «ядра» обеспечиваются свободными радикалами, необходимыми для быстрого развития сгорания. Вовлечение же в гомогенизацию на впуске и в предпламенные процессы тяжелых топливных погонов с высокими температурами фракционной разгонки значительно (особенно на стадии голубых пламен) увеличит число молекул в системе. Это еще больше способствует повышению плотности образующихся активных «ядер» и позволяет плазменному шнуру при искровом разряде осуществить тепловое, радиационное и электронное воздействие на значительное число активных «ядер» для воспламенения, т. е. если смесь не достигла температур самовоспламенения, воздействие искрового разряда искусственно генерирует в системе критическую температурную флуктуацию, группа «ядер» воспламеняется и образует градиент давления, который через адиабатическое сжатие подожмет смесь. В формулировке И. Р. Пригожина это означает, что первичная локальная область через адиабатическое сжатие со скоростью звука подает инновационный сигнал (транспортный процесс) остальным активным «ядрам» на необратимый процесс перехода в новое устойчивое состояние. При этом даже при флуктуационном разбросе параметров в «ядрах» активная их часть с параметрами, близкими к воспламенению, через волны сжатия воспримет сигнал к переходу в новое устойчивое состояние и воспламенится. Остальные же «ядра», обеспеченные свободными радикалами, за счет общего повышения температуры и элементарных волн сжатия тоже очень быстро вовлекаются в необратимый процесс сгорания.

Приведенная выше интерпретация полностью соответствует представлениям, развитым «брюссельской группой» относительно поведения сильно неустойчивых систем в окрестности точек бифуркации и подтверждается выводами Регера, Тизара и Пая о том, что самовоспламенение может возникать, если остальная часть смеси после сжатия не достигла температур самовоспламенения. Это означает, что мнение, будто многоочаговое сгорание в объеме смеси HCCI-цикла возникает благодаря адиабатическому сжатию, не соответствует физической реальности.

Нельзя назвать правильным и мнение в отношении условий наработки свободных радикалов в виде CO, транслируемых в цилиндры с отработавшими газами (рециркуляция). Ведь содержание этих радикалов в отработавших газах зависит от полноты сгорания топливовоздушной смеси, а коэффициент остаточных газов в текущем цикле осуществляется отработавшими газами от предыдущего цикла. Значит, этот параметр содержит неопределенность, устранить которую можно, если использовать свободные радикалы тяжелых топливных фракций, бензина (их в товарных бензинах ~30 %). Потому что при увеличении числа атомов в молекулах число степеней свободы вращательного и колебательного движения значительно превосходит энергию поступательного движения, что ведет к быстрому разрушению внутримолекулярных связей, а следовательно, запускает в низкотемпературной зоне окисления механизм разветвления цепи с образованием активных промежуточных продуктов в виде перекисей, альдегидов, формальдегида и углеводородных радикалов, а на стадии голубых пламен, когда давление стабилизирует наработку перекисей, способствуют распаду формальдегида, высших альдегидов и углеводородных радикалов с образованием радикалов HCO* и CH*. То есть участие в предпламенных процессах многоатомных молекул топлива (тяжелые погоны) более эффективно решает задачу обеспечения смеси радикалами.

Что касается точечного очага воспламенения, способного поджать смесь, то, на первый взгляд, искровой разряд не способен создать локальную область воспламенения (верхний предел воспламенения, как известно, $\alpha \sim 1{,}3$). Однако трансляция этого предела на смеси, в которых прошли предпламенные процессы, некорректна. Об этом свидетельствуют экспериментальные данные, полученные при работе двигателя на бедных смесях, в которых прошли предпламенные процессы (Ливедаль, Говард): они показывают, что облегченное воспламенение наблюдается, начиная с $\alpha = 1{,}25$, а смеси — с $\alpha \sim 1{,}5{-}1{,}6$, т. е. обедненные на 40–50 %, по условиям воспламенения эквивалентны смесям стехиометрического состава.

Доказательством того, что объемному сгоранию всегда предшествует первичный точечный очаг зажигания, можно привести комментарии А.С. Соколика к выводам Регера, Тизара и Пая и ссылки на фотографические регистрации, полученные методом непрерывной развертки в опытах Диксона и Дюшена: самовоспламенение всегда начинается в одной точке — даже при тепловом взрыве, когда температурные флуктуации подавлены. То же самое следует и из трудов Л.Д. Ландау: он считал, что создание очага зажигания от искры и воспламенение от горячей точки — явления аналогичные. Значит, наиболее простой способ облегчения условий воспламенения топливовоздушной смеси при $\alpha \sim 1{,}5{-}1{,}6$ — это точное принудительное управление воспламенением не сжатием, как в технологиях HCCI и GDCI, а использование искрового зажигания.

В связи с этим возникает вопрос: почему в экспериментах с технологиями HCCI и GDCI возможность принудительного управления воспламенением от искрового разряда системы зажигания не обнаружена? Ответ на него однозначен: все дело в эффективности гомогенизации топливовоздушной смеси. В циклах HCCI и GDCI в приготовлении смеси всегда участвует значительное количество холодного воздуха. Причем при $\alpha \approx 1{,}5-1{,}6$ число его молекул в разы превышает число молекул топлива и отработавших газов. Но повышенной энергией обладают только молекулы отработавших газов. Значит, если учесть статистическое усреднение межмолекулярных столкновений, то есть все основания утверждать, что в период приготовления смеси на одно столкновение молекул топлива и отработавших газов, приводящее к ее активации, приходится гораздо большее число столкновений с молекулами воздуха, которые ее дезактивируют. Кроме того, для активации молекул топлива, имеющих большую массу, требуется значительное число столкновений с молекулами отработавших газов. В итоге параллельный и превалирующий процессы дезактивации не позволяют существенно увеличить энергию тяжелых топливных молекул, а тем более аэрозоля, т. е. к моменту сжатия в смеси присутствует в микродозах жидкая фаза, а энергия отработавших газов будет перераспределена между молекулами воздуха, топлива и капельками аэрозоля. При этом жидкая фаза выводит из предпламенных процессов в первую очередь тяжелые топливные фракций, т. е. из самоорганизации и наработки свободных радикалов.

Таким образом, недостаточная плотность «ядер» и радикалов исключает возможность создания условий облегчения воспламенением при $\alpha \approx 1{,}5-1{,}6$. Поэтому на входе в двигатель и приходится устанавливать компрессор: он играет роль инструмента управления самовоспламенением, способного вовлечь тяжелые фракции бензина с температурами кипения порядка 150–195 °С в процесс гомогенизации смеси.

На недостаточную эффективность отработавших газов в процессе гомогенизации указывают отсутствие возможности реализации HCCI-цикла на режиме холостого хода двигателя (термодинамические параметры отработавших газов на этом режиме самые низкие) и регистрируемое в отработавших газах HCCI-цикла повышенное, по сравнению с классическим циклом, содержание монооксида углерода и несгоревших углеводородов.

Как видим, проблема стабильного управления объемным сгоранием может быть полностью решена включением в гомогенизацию тяжелых топливных фракций. Но в случае бензинового двигателя без высокотемпературных условий приготовления смеси и принятия дополнительных мер эту проблему не решить, даже если выполнить второе и третье из перечисленных условий.

Однако это не означает, что она вообще неразрешима: автор данной статьи еще несколько лет назад предложил (см. АП, 2011, № 2.) способ организации эффективной гомогенизации смеси, суть которого сводится к следующему: топливо подается в тонкостенные испарительные патрубки, число которых равно числу цилиндров ДВС. Эти патрубки нагреваются электрическим током. Подогретое в них топливо принудительно обогащается до $\alpha \approx 0{,}1-0{,}2$, благодаря чему молекулы бензина воспринимают температуру от стенок испарителей и гарантированно активизируются. Покидая поверхность пленки на участке нагрева и испарения, они обладают энергиями, соответствующими температурам конца их фракционной разгонки. Но так как при $\alpha \approx 0{,}1-0{,}2$ число молекул топлива и воздуха примерно одинаковые, а масса первой на порядок больше массы второй, то активированные молекулы топлива в процессе диссипации на молекулах воздуха в испарителях теряют незначительную часть энергии возбуждения, т. е. остаются активированными. Кроме того, прогрев смеси в испарителях обеспечивает нарастание возбуждения молекул топлива и воздуха с задействованием вращательных и колебательных энергий.

Такая смесь смешивается с основной массой воздуха вблизи впускных клапанов и обедняется до $\alpha \approx 1{,}5-1{,}6$. При этом для дезактивации колебательных энергий тяжелых молекул топлива потребуется ~108–109 их столкновений с молекулами воздуха за секунду. Однако возможности нет: время приготовления смеси составляет всего лишь 0,1–0,01 с. Так что изменяя силу тока, получаем реальную возможность вовлечь тяжелые молекулы топлива в процесс гомогенизации смеси на впуске в предпламенные процессы при ее сжатии. Такое решение позволяет создать и использовать условия облегчения воспламенения смеси при $\alpha \approx 1{,}5-1{,}6$, т. е. повысить топливную экономичность бензиновых ДВС, на 40–50 %.

Литература

1. *Г. Николис Г., И. Пригожин И.* Познание сложного. Издательство URCC, М., 2003.

2. *А. Соколик А.* Самовоспламенение пламя и детонация в газах. — М.: Издательство Академии наук СССР, 1960.

3. *Соколик А.* Самовоспламенение и сгорание в газах // Успехи физических наук. Т . XXIII. Вып. 3. 1940.

4. *Брозе Д.* Сгорание в поршневых двигателях. — М. : Машиностроение, 1969.

5. *Пригожин И.* От существующего к возникающему. — М.: Издательство URCC, 2006.

УДК 621.431.629

ЭЛЕКТРОПРИВОДНОЙ НАСОС СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИНДУКТОРНЫМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕМ

А.Я. Алиев, О.М. Айдемиров, С.А. Алиев
Дагестанский государственный аграрный университет им. М.М. Джамбулатова

Рассмотрены основные недостатки существующих систем охлаждения современных поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС), в которых жидкостный насос приводится от коленчатого вала. Предлагается усовершенствованная конструкция системы охлаждения с индивидуальным электроприводным жидкостным насосом, обеспечивающая оптимальный тепловой режим работы двигателя. В качестве привода предложена конструкция регулируемого индукторного электродвигателя.

До последнего времени системы охлаждения и смазывания поршневых двигателей оставались не связанными с применением электроники. Сегодня электроника активно используется в составе и этих систем.

В традиционных системах охлаждения с термомеханическим термостатом, насосом с механическим приводом и вентилятором оптимизировать тепловое состояние двигателя внутреннего сгорания (ДВС) практически невозможно из-за отсутствия управляющих взаимосвязей между этими тремя важнейшими узлами системы.

В начале 90-х годов прошлого века начаты разработки систем охлаждения, включающие интегрированные элементы электронной автоматики [1].

В настоящее время системы охлаждения с комплексным электронным управлением, несомненно, перспективны (рис. 1).

Задача предлагаемой системы охлаждения — обеспечение стабильного температурного режима ДВС и оптимизация режима его работы при переменном характере нагрузки.

Задача решается за счет того, что в системе охлаждения ДВС привод агрегатов (насосов, вентилятора) осуществляется при помощи индукторного электродвигателя.

Основным контролируемым параметром работы системы охлаждения является температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя, измеряемая с помощью датчиков температуры.

Тепловые состояния двигателя и его основных деталей можно обеспечить регулированием количества тепла, подаваемого в систему охлаждения. Интенсивность циркуляции охлаждающей жидкости зависит от частоты вращения крыльчатки водяного насоса. Отсутствие возможности автоматического регулирования производительности насоса существующих систем приводит к недостаточной циркуляции охлаждающей жидкости при необходимости максимальной теплоотдачи от деталей двигателя и к необоснованным затратам мощности при отсутствии потребности отвода теплоты от двигателя [2].



Между производительностью водяного насоса $G_{в.н}$ и числом оборотов его крыльчатки $n_{в.н}$ существует следующая зависимость:

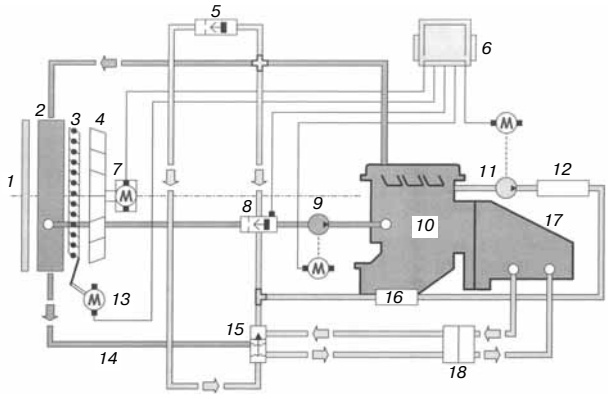

Рис. 1. Схема системы охлаждения с электроприводным насосом:

1 — решетка радиатора, *2* — радиатор охлаждения, *3* —заслонка, *4* — вентилятор, *5* — термостат; *6* — электронный блок управления, *7* — электропривод вентилятора, *8* — термостат с электронным управлением, *9* — насос системы охлаждения с индукторным электродвигателем, *10* — двигатель внутреннего сгорания, *11* — электромотор и насос, *12* — управление нагревателем, *13* — шаговый двигатель, *14* —низкотемпературный контур, *15* — низкотемпературный регулятор, *16* — масляный радиатор, *17* — трансмиссия, *18* — радиатор трансмиссионного масла

$$G_{в.н} = A \cdot n_{в.н},$$

где A — постоянный коэффициентный, зависящий от формы и конструкции направляющего аппарата.

Обороты коленчатого вала, частота вращения вентилятора, температура охлаждающей жидкости, положение заслонки радиатора контролируются при помощи цифровых датчиков (на схеме не указаны).

Указанная совокупность контрольно-измерительных элементов, функциональных электронных устройств обеспечивает контроль соответствующих параметров и позволяют блоку управления *6* на основании полученных данных осуществлять управление работой электропривода жидкостного насоса *9*, вентилятора *4*, заслонки *3*, клапана термостата *8*.

Возможность получения любой точной скорости вращения крыльчатки насоса обеспечивается при помощи управляемого индукторного электродвигателя — обратимой бесконтактной электрической машины синхронного типа (рис. 2).

Она имеет ряд несомненных достоинств, а именно: шихтованный зубчатый ротор *1* без обмотки, потери в котором, как известно, минимальны и многофазная обмотка статора *2*, выполненная в виде отдельных концентрических катушек *3* без пересечения лобовых частей, что упрощает конструкцию, технологию производства, а также увеличивает надежность при эксплуатации [3].

Обязательным условием работы системы охлаждения является обеспечение оптимального температурного режима. Для этого электроприводом (см. рис. 1) жидкостного насоса *9* выводится на номинальную производительность, заслонки жалюзи *3* поворачиваются на угол 90° для более полного доступа потоков воздуха. Интенсивность циркуляции воздушных потоков обеспечивается электроприводом *7*. При этом работа насоса и вентилятора бесступенчато регулируется контроллером *6* в зависимости от теплового состояния двигателя. Таким образом, достигается необходимый баланс между расходами жидкости и воздуха в системе охлаждения двигателя, что позволяет снизить затраты мощности на привод насоса. Соответственно обеспечивается экономия топлива при одновременном снижении углеводородов CH и оксида углерода CO.

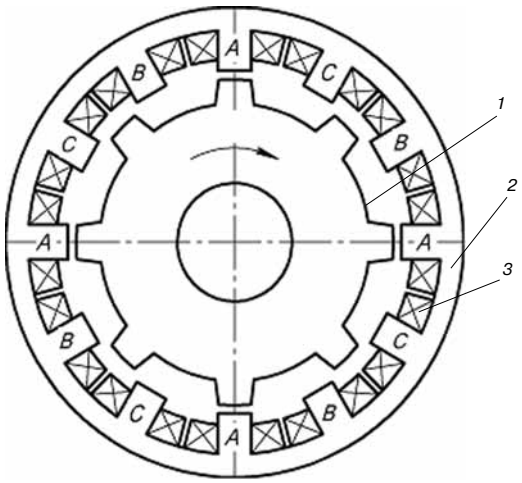

Рис. 2. Устройство активной зоны индукторного электродвигателя

1 — ротор, *2* — статор, *3* —катушка концентрическая

Макетный образец рассматриваемого электроприводного насоса системы охлаждения спроектирован и изготовлен в соответствии с требованиями, предъявляемыми к жидкостным насосам. При этом обеспечена электрическая мощность 0,3 кВт при частоте вращения ~ 3000 об/мин, что подтверждено стендовыми испытаниями.

Выводы

Предлагаемая система охлаждения поршневого двигателя внутреннего сгорания с электроприводным насосом позволяет обеспечить стабильный заданный температурный режим двигателя и оптимизированный режим его работы при переменном характере нагрузки, а также рациональное и энергоэффективное распределение мощности, затрачиваемой на привод агрегатов системы охлаждения.

Литература

1. *Драгомиров С.Г.* Настоящее и будущее систем электронного управления автомобильными двигателями // Автотракторное электрооборудование. — 2003. — № 3. — С. 3–6.

2. *Орлин А.С.* Системы поршневых и комбинированных двигателей. — М. : Машиностроение, 1985. — 456 с.

3. *Щербаков В.Г.* Индукторный привод для электроподвижного состава // Локомотив. — 2005. — № 2. — С. 36–37.

4. *Алиев А.Я., Фаталиев Н.Г.* Система охлаждения ДВС, оснащенная электроприводным насосом // Автомобильная промышленность. — 2008. — № 7.

УДК 621.436

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ НАГРУЖАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОМПЛЕКСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

О.В. Крюков, д.т.н.
АО «Гипрогазцентр»

Рассмотрены актуальные проблемы проектирования автоматизированных нагружающих устройств для стендовых испытаний поршневых двигателей. Выполнена оценка энергоэффективности различных нагружающих устройств. Приведены структуры промышленных испытательных систем тепловых двигателей и программы их стендовых испытаний.

Роль стендовых испытаний в производстве новых двигателей

В процессе испытаний определяются качественные и количественные характеристики изделий, проверяются принятые технические решения, находятся слабые звенья, имитируются не только реальные нагрузки механизмов, но и воспроизводятся экстремальные условия работы, создаются режимы, сопровождающиеся ускоренным износом отдельных узлов. Все это позволяет еще на стадии разработки и создания опытных образцов новой техники провести проверку всех узлов и агрегатов, и, что особенно важно, сократить сроки передачи изделий в серийное производство.

Адекватное и высококачественное проведение испытаний требует реализации целого комплекса испытательного оборудования, включая приводные и нагрузочные устройства, первичные измерители и преобразователи параметров, устройства защиты и индикации, сбора и анализа информации, АСУ процессом испытаний и др. При этом функциональное назначение испытуемого объекта определяет и функциональные характеристики испытательного оборудования.

Приводные двигатели, включая наиболее массовые автотракторные двигатели (АТД), — одни из основных средств энергетики и транспорта, используемые в различных отраслях промышленности. Бо́льшая их часть — это двигатели мощностью до 400 кВт. Главные задачи их совершенствования — повышение энергоэффективности, надежности и снижение токсичности — невозможно решить без проведения стендовых испытаний [1] с использованием новейшей контрольно-измерительной и управляющей техники и соответствующего прикладного ПО [2, 3], объединенных в единый комплекс АСУ стендовыми испытаниями.

Основное направление в развитии испытательных стендов АТД — автоматизация управления испытаниями. Именно комплексная АСУ испытаниями позволяет:

- повысить качество и технические характеристики новых двигателей;
- оптимизировать режимы и обеспечить достоверность стендовых испытаний;
- ускорить проведение испытаний, обработку их результатов и оформление технической документации;
- снизить потери топлива при испытаниях;
- снизить численность оперативного персонала и влияние человеческого фактора на проведение испытаний.

Разработка автоматизированных испытательных стендов требует разработки всех узлов и систем, отвечающих заданному уровню автоматизации. Главный узел любого стенда — нагружающее устройство (НУ), имитирующее эксплуатационные режимы работы двигателя. Повышение требований к качеству испытаний стало предпосылкой создания и развития эффективных НУ на основе асинхронных двигателей с преобразователями частоты, обеспечивающих автоматизацию испытаний [4, 5].

Применение современных частотно-регулирующих устройств применительно к НУ требует проведения исследований и разработок, определяемых их особенностями. Применение микропроцессорных систем управления позволяет разрабатывать качественно новые испытательные стенды с улучшенными характеристиками, обеспечивая [6, 7]:

- простоту изменения режимов и алгоритмов регулирования;
- диагностику неисправностей узлов электропривода;
- возможность самонастройки;
- возможность формирования оптимальных режимов работы и адаптивного управления;
- высокое качество выпускаемых изделий и производительность стенда;
- возможность сопряжения с периферийными устройствами и организации системы комплексной автоматизации [8–11].

Структуры испытательных стендов для обкатки АТД

Стендовые испытания АТД подразделяются на научно-исследовательские, доводочные, приемо-сдаточные и периодические. Наиболее массовыми являются приемо-сдаточные испытания, которым подвергается каждый выпускаемый и капитально отремонтированный дизельный двигатель. Карбюраторные двигатели испытываются выборочно [1]. Однако в связи с усложнением конструкции двигателей, повышением требований к их безотказности, топливной экономичности, токсичности и ужесточением ряда других параметров, а также необходимостью исключения возможности выпуска некачественной продукции многие фирмы-производители АТД ввели полномасштабные стендовые испытания всех выпускаемых двигателей по утвержденным методикам и программам. В настоящее время испытательными станциями АТД оснащены все моторостроительные, автомобильные, тракторные и комбайновые заводы с количеством стендов в каждой до 100–250 единиц.

Научно-исследовательские стендовые испытания более продолжительные и проводятся с инновационными изделиями для экспериментального определения всей совокупности качественных и количественных показателей АТД в статических и динамических режимах с оценкой ресурса и надежности их элементов и узлов. Многие НИИ, КБ и отраслевые лаборатории оснащены небольшими испытательными станциями (10–20 стендов), но практически все работающие установки не удовлетворяют современным требованиям по точности измерений параметров, уровню автоматизации ТП испытаний и др.

Современный испытательный стенд АТД — это сложная взаимосвязанная компьютеризированная система с функциями измерения, управления и мониторинга изделий, которая включает в себя (рис. 1):

- ➢ электрическое нагружающее устройство с полупроводниковым регулятором нагрузочного момента и скорости вращения АТД;
- ➢ совокупность информационных элементов — интеллектуальных датчиков крутящего момента, скорости вращения, давления масла АТД, температуры отдельных элементов и др.;
- ➢ локальные контроллерные САУ нагружающим устройством и системой регулирования мощности ДВС, обеспечивающие скоординированное проведение программы испытаний;
- ➢ систему мониторинга, прогнозирования технического состояния и защиты от аварийных ситуаций;
- ➢ АСУ испытательного стенда и станции.

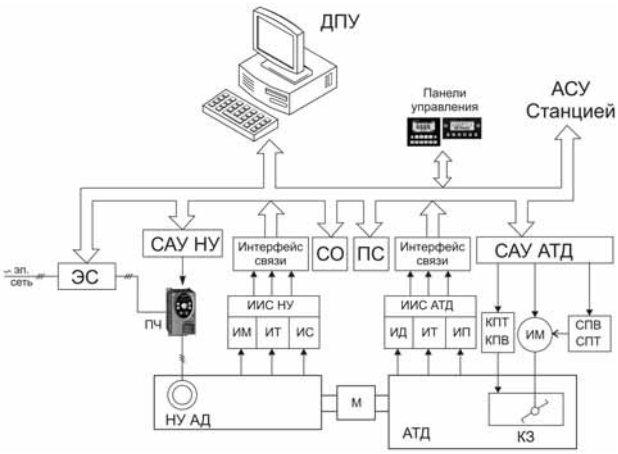

Рис. 1. Испытательный стенд АТД

Классификация НУ может быть осуществлена по различным признакам. В настоящее время одним из основных вопросов, поставленных перед разработчиками НУ, является задача обеспечения ресурсосберегающих технологий испытания АТД. В этой связи основным классификационным признаком принята степень полезного использования энергии испытуемого двигателя. На рис. 2 представлена классификационная схема, где использован именно указанный признак.

В соответствии с этим к первой группе относятся НУ, в которых энергия испытуемого двигателя полностью теряется или утилизация этой энергии осложнена; ко второй группе — НУ, где одна часть энергии АТД рекуперируется в питающую сеть, а другая — полезно не используется; к третьей группе относятся наиболее совершенные НУ, в которых энергия испытуемого двигателя практически целиком преобразуется в электрическую и передается в энергосистему.

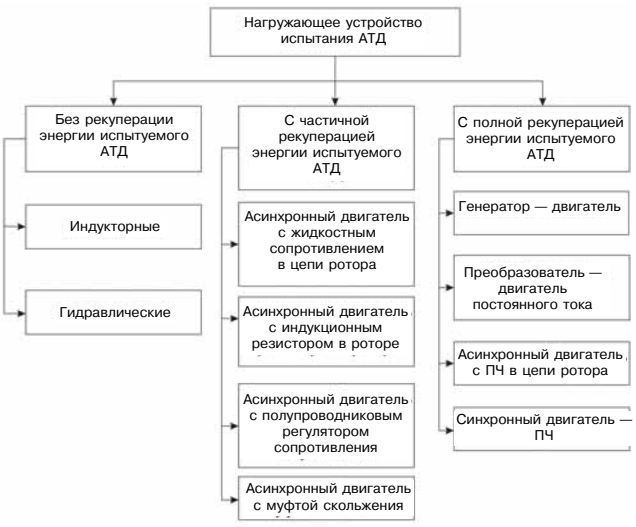

Рис. 2. Классификационная схема НУ

Современный испытательный стенд, как правило, включает в себя электрическое НУ с полупроводниковым регулятором тормозного момента и скорости вращения, набор информационных элементов (датчики тормозного момента, скорости вращения, давления масла АТД, температуры отдельных элементов стенда и др.), САУ стендом, развитую систему аварийной защиты, а также связь с АСУ испытательной станцией.

НУ с силовыми полупроводниковыми регуляторами момента и скорости являются особым классом электромеханических систем, где основной регулируемый параметр — нагрузочный момент, а основной режим — режим нагружения с рекуперацией энергии испытуемого АТД. При этом первичным источником энергии в системе является АТД с особыми статическими характеристиками, колебаниями вращающего момента, динамическими свойствами. Процесс испытаний проводится на испытательной станции с большим количеством параллельно работающих НУ. Эти отличия от «классических» систем электропривода определяют подход и необходимый комплекс исследований, требующийся для разработки и создания современных отечественных НУ. Это, в первую очередь, синтез рациональных структур НУ с силовыми полупроводниковыми регуляторами, обеспечивающих не только функциональные характеристики испытательного стенда и энергосберегающую технологию испытаний, но и оптимальные эксплуатационные показатели НУ.

Анализ характера изменения в статических и динамических режимах главного регулируемого параметра — тормозного момента, в частности, его переменной составляющей, обусловлен нелинейностью силового полупроводникового регулятора. Определение спектра частот высших гармоник этой составляющей, его зависимость от структуры силового регулятора определяет характер управления и режимы НУ. Наличие постоянно действующих периодических составляющих вращающего и нагрузочного моментов приводит к необходимости рассмотрения функционирования НУ во взаимосвязи с испытуемым двигателем с учетом упругости отдельных элементов этой системы и особенностей построения датчика тормозного момента, используемого не только в информационном канале испытательного стенда, но и в канале обратной связи НУ. Обеспечение требуемых режимов нагружения АТД ставит задачу формирования нагрузочного момента в статике и динамике, построения замкнутой САР, разработки точных и быстродействующих датчиков нагрузочного момента.

Нагружающие устройства с полной рекуперацией энергии испытуемого АТД наиболее перспективны и отличаются высокими энергетическими показателями, большой степенью возможностей автоматизации и выполнены на современной элементной базе. Очевидно, что НУ могут быть реализованы только на базе электрических машин в следующих структурах:

1. *НУ по системе «асинхронная машина с короткозамкнутым ротором — преобразователем частоты» (АМ-ПЧ).* Технические и экономические показатели НУ в значительной степени определяются типом ПЧ, питающего асинхронную машину с автономным инвертором тока (АИТ), с автономным инвертором напряжения (АИН), или с непосредственной связью (ПЧНС). Первые два относятся к классу преобразователей частоты со звеном постоянного тока. Автономность инверторов, т. е. независимость их режима от ЭДС нагрузки, обеспечивается применением полностью управляемых приборов или их аналогов на запираемых тиристорах. В третьем типе ПЧНС звено постоянного тока отсутствует, т. е. ток из переменного преобразуется непосредственно в переменный, чем объясняется несколько больший КПД этих преобразователей. Все указанные типы ПЧ отличаются большим многообразием схемных решений, алгоритмов управления, форм выходного напряжения и токов. Основное достоинство данных НУ — использование простой, бесконтактной асинхронной машины, имеющей наименьший, по сравнению с другими нагрузочными электрическими машинами, момент инерции. В этом варианте возможно получение больших скоростей нагружения АТД (более 3000 об/мин) без применения редукторов.

2. *Применение ПЧНС с двухполюсной асинхронной машиной*, собранного по 12-пульсной схеме позволяет получить выходную частоту до 40 Гц и обеспечить нагружение АТД в пределах 0–2400 об/мин, что достаточно для большого числа дизелей и двигателей. Однако схема преобразователя получается довольно сложной — 72 полупроводниковых элемента и 3 согласующих трансформатора. Анализ НУ по системе АМ-ПЧ показывает, что рассматриваемый вариант, имеет ряд неоспоримых преимуществ, но очень сложен и может быть рекомендован для исследовательских целей.

3. *НУ на основе асинхронной машины* с фазным ротором и ПЧ образуют так называемую систему «машина двойного питания» (МДП), которая имеет достаточно простой преобразователь в роторной цепи асинхронной машины. Отличительная особенность таких НУ в том, что через преобразователь проходит лишь часть энергии испытуемого двигателя, пропорциональная скольжению (s) асинхронной машины. Это позволяет при двойной синхронной скорости

понизить тормозную мощность, вдвое превышающую номинальную мощность АМ. В качестве нагрузочной машины используется хорошо освоенная в нашей стране и выпускаемая более 30 лет асинхронная балансирная машина с фазным ротором, которой комплектуются отечественные стенды типа КИ. В зависимости от схемы преобразователя имеют место различные варианты НУ на основе МДП. Наиболее простым надежным НУ из этой группы является система на основе асинхронного вентильного каскада (АВК), которая обеспечивает нагружение АТД в полном диапазоне возможных частот вращения ($0-2\omega_0$). Анализ этого варианта показывает, что, при такой же нагрузочной характеристике, как и НУ на основе АМ-ПЧ, он выгодно отличается простотой схемного решения преобразователя, достаточно надежной и малоинерционной нагрузочной машиной. Следует отметить возможность реализации бесконтактной МДП, что позволяет построить высоконадежную систему.

4. *НУ на основе синхронной машины.* Использование синхронной машины (СМ) в качестве НУ наиболее целесообразно в сочетании с ПЧ, обеспечивающим как полную рекуперацию энергии испытуемого АТД, так и реализацию холодной и горячей обкатки. Возможность применения такого варианта НУ обусловлена развитием исследовательских и конструкторских работ по внедрению в автоматизированном электроприводе вентильного двигателя. Предельная нагрузочная характеристика соответствует варианту АМ-ПЧ. ПЧ такого НУ может быть реализован на обычных тиристорах при естественной коммутации тока. Возможно бесконтактное исполнение синхронной машины (например, СМ с когтеобразными полюсами).

Каждая из рассмотренных структур НУ имеет достоинства и недостатки. В то же время для массового изготовления должна быть рекомендована система, наиболее целесообразная с точки зрения экономичности, надежности и возможностей массового производства.

Поскольку общее развитие регулируемого электропривода ориентировано на системы переменного тока, имеющие преимущества, то целесообразно провести сравнительный анализ рассмотренных выше НУ переменного тока по критериям, характеризующим экономические показатели этих систем. Таким критерием является установленная мощность основного электрооборудования (нагрузочная машина и полупроводниковый преобразователь).

Расчет установленной мощности нагрузочной машины НУ и ПЧ с САУ был проведен из условия нагружения по предельной мощностной характеристике АТД. Рассмотрены три основных варианта НУ переменного тока, построенных на основе АМ-ПЧ, СМ-ПЧ и МДП. При этом следует иметь в виду, что нагружение в двух первых вариантах по предельной мощностной характеристике может быть осуществлено при двухфазном регулировании до $0{,}8\omega$ постоянным моментом и после указанной скорости — с постоянной мощностью. Анализ показывает, что наименьшая установленная мощность силового электрооборудования НУ соответствует асинхронной машине с фазным ротором и ПЧ. При этом максимальный выигрыш в 60–70 % имеет место при работе нагрузочной машины со скольжением, равным -1. Минимальное превышение установленной мощности электрической машин в АМ-ПЧ и СМ-ПЧ составляет 7–10 % от мощности в варианте МДП.

Принимая во внимание, что максимальное значение номинальной мощности электрических машин с напряжением 380/660 В составляет около 400 кВт, можно оценить предельное значение мощности АТД, которое возможно испытывать на данном типе НУ. Для вариантов АМ-ПЧ, СМ-ПЧ оно равно 400 кВт, или 500 л. с., для МДП — 640 кВт, или 870 л. с. Следовательно, НУ, построенное по системе МДП, охватывает по диапазону мощностей практически все автомобильные двигатели, выпускаемые у нас в стране. Очевидно, что граничные кривые экономичности варианта МДП будут лежать выше таких же кривых двух других вариантов НУ переменного тока. В режиме горячей обкатки МДП работает в генераторном режиме, обеспечивая нагрузку работающего АТД в диапазоне скоростей вращения до двойной синхронной ($0 < \omega < 2\omega_0$). Таким образом, можно сделать вывод, что при создании массовых НУ необходимо ориентироваться на устройства с полной рекуперацией энергии испытуемого АТД, базирующиеся на нагрузочных машинах переменного тока. Конкретный тип НУ может быть определен технико-экономическим сопоставлением.

При сверхсинхронной частоте вращения асинхронной машины меняется порядок чередования фаз напряжений ротора, а также их направление. Очевидно, что роторная группа тиристоров ПЧ работает в выпрямительном режиме, а сетевая — инвертором. Здесь вся мощность, поступаемая с вала, за вычетом потерь в машине и преобразователе, генерируется в питающую сеть по двум каналам: через асинхронную машину P_1 и преобразователь P_1.

Для получения тормозного режима ($M<0$) необходимо изменить фазу тока, что при неизменном векторе напряжения ротора относительно двигательного режима изменяет направление потока мощности. Следовательно, роторный

блок работает инвертором, ведомым частотой скольжения, а сетевой — выпрямителем. Мощность $P_1|S|$, получаемая ротором от преобразователя, и $P_1(1-S)$ с вала машины генерируется статором в питающую сеть. В режиме холодной обкатки МДП работает в двигательном режиме, обеспечивая вращение АТД со скоростью $0 < \omega < 2\omega_0$. При работе в двигательном режиме асинхронная машина работает в режиме МДП, получая энергию P_1 через статор, — энергию $P_1|S|$ через ротор. Этот режим работы — основной и наиболее распространенный. Мощность скольжения $P_1|S|$ через преобразователь возвращается в питающую сеть, роторная группа тиристоров работает в выпрямительном, а сетевая — в инверторном режимах. Анализ возможных режимов работы МДП в качестве НУ показывает, что электропривод по этой схеме обеспечивает как тормозной, так и двигательный моменты во всех четырех квадрантах осей «ω−М».

Режим испытаний АТД

Наиболее массовые приемо-сдаточные испытания АТД проводятся для контроля качества изготовления, сборки и регулировки двигателей, находящихся в серийном производстве или капитальном ремонте. Испытания включают определенные мощности и расход топлива при номинальной частоте вращения вала и положении органов управления топливным насосом, соответствующие полной подаче топлива, а также максимальной частоте вращения холостого хода.

При наличии возможностей испытательного стенда, как правило, снимается точка максимального крутящего момента и соответствующая ему частота вращения вала. Показатели двигателя снимаются при установившемся режиме. По результатам испытаний регистрируется мощность, крутящий момент, частота вращения и удельный расход топлива в контрольных точках. Следует отметить, что на многих предприятиях испытания проводятся только в одной точке, что объясняется, в частности, отсутствием возможностей НУ.

Приемо-сдаточные испытания проводятся после предварительной обкатки по специальным программам (рис. 3 и 4), для приработки трущихся поверхностей деталей и узлов к восприятию эксплуатационных нагрузок. Общепризнана трехстадийная обкатка, включающая холодную приработку (холодная обкатка), приработку на холостом ходу и под нагрузкой (горячая обкатка). При холодной обкатке параметры режимов (частота вращения и продолжительность) определяются особенностями приработки трущихся поверхностей. Высокое качество приработки достигается при малых скоростях скольжения деталей. Так, для двигателей типа СМД оптимальная начальная частота вращения коленчатого вала со-

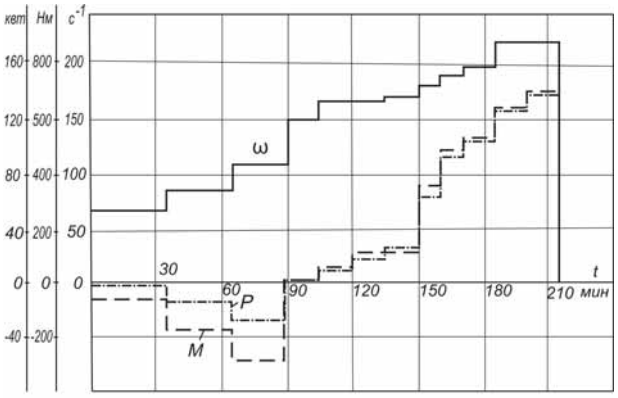

Рис. 3. Типовая нагрузочная диаграмма двигателя ЯМЗ-238

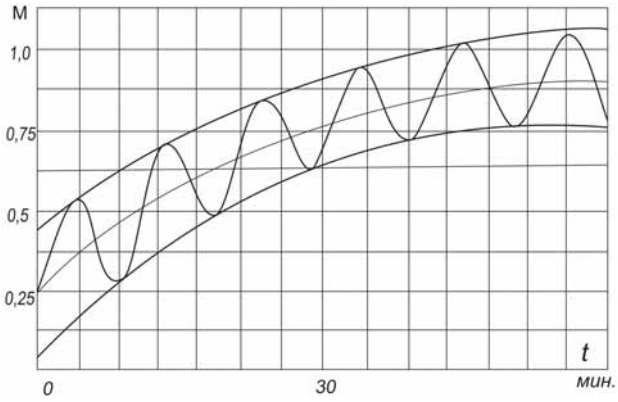

Рис. 4. График нагрузки при ускоренных испытаниях

ставляет 50−100 об/мин. Величина и характер изменения нагрузки в процессе горячей обкатки для каждой модели двигателя различны и лежат в довольно широких пределах. Приработка АТД может производиться с применением как ступенчатого, так и бесступенчатого изменения нагрузки и частоты вращения. При этом в первом случае при холодной обкатке задается не более 5 ступеней, а при горячей — не более 15. Время обкатки составляет 2−3 часа. Предельная мощностная характеристика НУ при горячей обкатке характеризует номинальный режим. При этом необходимо обеспечивать возможность плавного регулирования нагрузочного момента от нуля до номинального значения.

В целях улучшения экологической обстановки на испытательных станциях и экономии топлива при испытаниях в последнее время предлагается сокращать время горячей обкатки с одновременным увеличением холодной обкатки со ступенями работы на номинальной скорости вращения. Периодические кратковременные испытания проводят для контроля соответствия основных параметров дизелей, находящихся в производстве, стандартам и техническим условиям. При этом снимается регулировочная характеристика, опре-

деляются расход масла на угар и минимально устойчивая частота вращения.

Периодические длительные испытания проводят в целях контроля стабильности параметров и безотказности в стендовых условиях дизелей. Эти испытания имеют общую продолжительность до 800 часов. Испытания состоят из повторяющихся циклов. При испытаниях АТД на надежность используются неустановившиеся режимы работы, в процессе которых непрерывно, с определенной закономерностью, изменяется как крутящий момент, так и частота вращения коленчатого вала. Доводочные, предварительные, аттестационные испытания проводят для определения параметров, указанных в стандартах и технических условиях, по программам периодических длительных испытаний со снятием различных характеристик АТД. Трудоемкость и длительность испытаний колеблется от нескольких до тысяч часов. Поэтому в настоящее время большое внимание уделяется ускоренным испытаниям, позволяющим сократить время и улучшить качество испытаний.

Анализ основных технических параметров выпускаемых АТД позволяет определить предельную мощностную характеристику НУ по установленной мощности нагрузочной машины и всего НУ. Для этого определяются относительные значения номинальных эффективных мощности и крутящего момента АТД, максимальное значение крутящего момента, а также максимальное значение крутящего момента и соответствующей ему мощности. При этом точка, характеризующая номинальный скоростной режим работы АТД, общая для всех анализируемых двигателей.

Испытания — один из элементов технологического процесса разработки и изготовления двигателя. Они подчиняются общим требованиям к современному автоматизированному производству. Поэтому стенд должен удобно вписываться в автоматизированный испытательный комплекс, т. е. просто сопрягаться с ЭВМ всех уровней и измерительным комплексом. Кроме проанализированных требований к стенду, определяемых технологией испытаний двигателей, перед разработчиками стендов выдвигаются требования, связанные с особенностями работы таких устройств. К их числу относятся требования обеспечения параллельной работы группы стендов, когда станция испытаний АТД состоит из 100–200 стендов, обеспечения аварийной защиты, когда при отключении питающей сети дизель резко теряет нагрузку, реализации необходимого минимума искажения формы кривой питающего напряжения и др.

В заключение приведем основные задачи разработки и создания современных испытательных стендов АТД:

➢ создание стендов, обеспечивающих режимы горячей и холодной обкаток в полном диапазоне частот вращения АТД, стабилизацию нагрузочного момента в заданном скоростном режиме с высокой точностью (0,5 %), воспроизведения нагрузочного момента по различным законам, в том числе по синусоидальному, плавное бесступенчатое регулирование в режиме нагружения;

➢ создание стендов, отвечающих требованию обеспечения ресурсосберегающей технологии испытаний АТД, т. е. стендов, осуществляющих рекуперацию энергии испытуемого двигателя в питающую сеть. При этом эффективность преобразования энергии АТД, определяемая отношением энергии рекуперируемой стендом в промышленную сеть к энергии АТД, должно быть не менее 0,8;

➢ создание стендов, обеспечивающих непрерывное измерение основных регулируемых параметров нагрузочного момента и частоты вращения с заданной степенью точности, углового положения коленчатого вала АТД в статических и динамических режимах работы и отвечающих требованиям автоматизации испытаний АТД сУВМ.

Литература

1. Асинхронно-вентильные нагружающие устройства: монография // С.В. Хватов, В.Г. Титов, А.А. Поскробко, В.Ф. Цыпкайкин — М. : Энергоатомиздат, 1986. — 144 с.
2. *Крюков О.В., Леонов В.П., Федоров О.В.* Применение микропроцессорной техники в нагружающих устройствах // Двигателестроение. — 1987. — № 7. — С. 33–35.
3. *Крюков О.В.* Микропроцессорное управление машинами двойного питания: монография // НГТУ, Н.Новгород, 1999. — 118 с.
4. *Крюков О.В.* Нагружающее устройство для обкатки и комплексных испытаний приводных двигателей // Компрессорная техника и пневматика. — 2014. — № 5. — С. 28–32.
5. *Киянов Н.В., Крюков О.В., Титов В.Г.* Автоматизированный стенд для обкатки и испытаний автотракторных двигателей // Автоматизация в промышленности. — 2009. — № 6. — С. 52–57.
6. *Kryukov O.V.* Intelligent electric drives with IT algorithms / O. V. Kryukov // Automation and Remote Control. 2013. Т. 74. № 6. — С. 1043–1048.
7. *Милов В.Р.* Процедуры прогнозирования и принятия решений в системе технического обслуживания и ремонта / В.Р. Милов, И.В. Шалашов, О.В. Крюков // Автоматизация в промышленности. — 2010. — № 8. — С. 47–49.
8. *Вожаков А.В., Крюков О.В., Лисин Н.Г.* О причинах недостаточно эффективного построения и эксплуатации систем автоматизации // Автоматизация в промышленности. — 2012. — № 2. — С. 38–47.
9. *Ицкович Э.Л., Перцовский М.И., Крюков О.В.* Болевые точки промышленной автоматизации // Автоматизация в промышленности. — 2010. — № 2. — С. 50–57.
10. *Агафонов Л.В., Вепринцев А.Н., Крюков О.В.* Мода в автоматизации // Автоматизация в промышленности. — 2011. — №2. — С. 19–28.
11. *Аблин И.Е., Клоков А.В., Крюков О.В.* Круглый стол о роли отечественных производителей на российском рынке АСУТП // Автоматизация в промышленности, 2012. — № 1. — С. 59–64.

УДК 621.432

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ В ДВС МЕТОДОМ ИНДИЦИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРОВ

М.Г. Рыбаков, к.т.н., генеральный директор ООО «Дизель Тест»

Разработан метод определения утечек в поршневом уплотнении ДВС, основанный на анализе индикаторной диаграммы цилиндра с выключенной подачей топлива. Определены расходные характеристики утечек через уплотнения ЦПГ эксплуатирующихся судовых дизелей. Выявлены особенности истечения заряда из надпоршневого объема при изношенных поршневых кольцах. Предложен способ диагностирования изменения состояния уплотнения, отличающийся высокой чувствительностью.

При проведении капитального ремонта поршневых ДВС самой трудозатратной из восстановительных операций является ремонт поршневых уплотнений, требующий разборки рабочих цилиндров с выемкой поршней.

Один из способов снижения затрат — организация своевременного проведения ремонтов уплотнений. Целесообразно исключить убыточную систему плановых профилактических ремонтов, направленных на опережение возможного появления отказов, а также не менее убыточную систему ремонтов по фактам отказов уплотнений. Система организации своевременных ремонтов должна быть основана на плановой безразборной диагностики уплотнений. Известные способы диагностики [1] — по максимальному давлению сжатия и пневмоиндицирование недостаточно информативны в следствие присущих им недостатков, поэтому разработка новых способов диагностики актуальна.

Перспективное направление разработки — диагностирование уплотнений на основе анализа индикаторных диаграммам. Преимущество этого направления состоит в следующем. Часть судовых, тепловозных и промышленных ДВС периодически обслуживают с одновременной записью индикаторных диаграмм. Результаты их обработки используют для определения мощности двигателя, проверок его регулировки и диагностирования топливной аппаратуры. Добавление в программу обработки индикаторных диаграмм алгоритма диагностирования поршневых уплотнений позволит получать информацию об их состоянии без существенных затрат как дополнение к обычно извлекаемой информации.



Измерения, выполненные на эксплуатирующихся судовых дизелях, показали, что форма индикаторной диаграммы, записанной в цилиндре с выключенной подачей топлива, существенно зависит от технического состояния поршневого уплотнения. Как показано на рис. 1, при ухудшении состояния уплотнения наиболее подверженной изменению оказывается линия расширения на участке около 30° после ВМТ. В поисках объяснения этого явления было предпринято исследование утечек воздушного заряда из надпоршневого объема на тактах сжатия и расширения в цилиндрах с поршневыми уплотнениями, состояние которых варьировалось от нового до аварийного. Расходная характеристика утечек отображалась в графической форме, как функция качества уплотнения.

Результаты исследования выявили особенности деформации индикаторной диаграммы и позволили на основе полученных данных предложить способ диагностирования поршневого уплотнения, выполняемый в следующей последовательности:

- запись индикаторной диаграммы в цилиндре при отключенной подаче топлива;
- определение по индикаторной диаграмме расходной характеристики утечек через уплотнения;
- оценка состояния уплотнения по параметрам расходной характеристики.

Расходная характеристика поршневого уплотнения в графической форме представляет собой изменение массы заряда в надпоршневом объеме от начала такта сжатия при закрытых органах газораспределения до окончания такта расширения при их открытии. Изменение массы заряда на графике отображают в процентах от полной массы заряда, измеренной после закрытия органов газораспределения. Примеры расходных

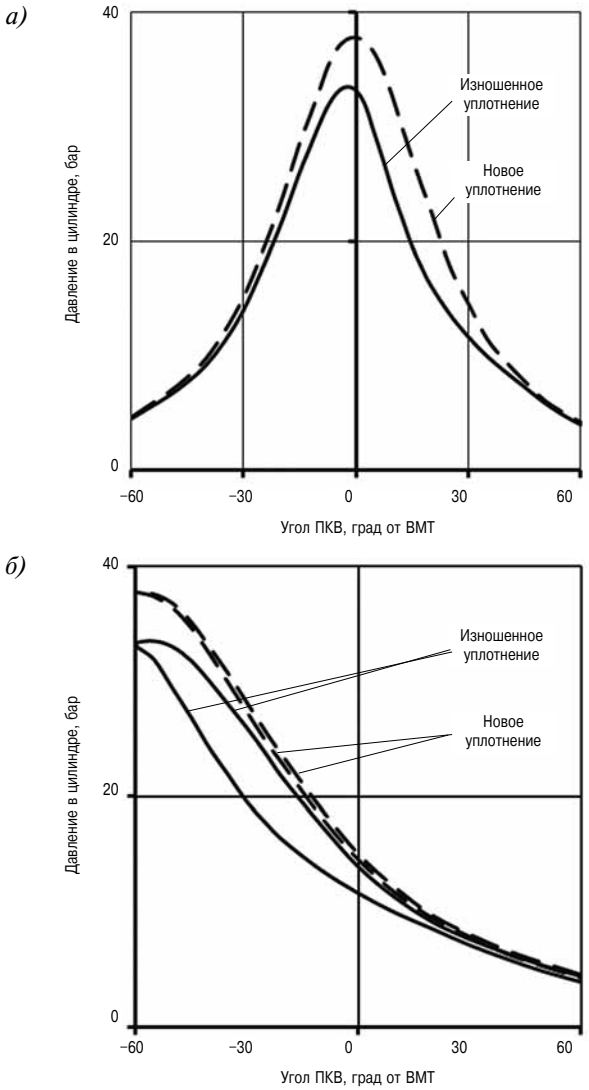

Рис. 1. Давление в цилиндре с выключенной подачей топлива при разном техническом состоянии поршневого уплотнения:
а — развернутая индикаторная диаграмма; *б* — свернутая диаграмма

характеристик, построенных по индикаторным диаграммам нескольких судовых дизельных двигателей, представлены на рис. 2. Сведения об условиях, в которых они получены, приведены в табл. 1.

Расходная характеристика поршневого уплотнения, измеренная на работающем двигателе, описывает развитие двух процессов, происходящих в рабочем цилиндре при выключенной подаче топлива. Первый процесс — перемещение части воздушного заряда из надпоршневого объема в поршневое уплотнение на такте сжатия (далее — процесс истечения). Второй — возврат заряда из уплотнения на такте расширения (далее — процесс возврата).

Анализ характеристик показывает, что процесс истечения в общем случае протекает в две фазы.

Таблица 1

Сведения о двигателях, режимах диагностирования и наработке втулок и колец

Номер рисунка	Объект и режим диагностирования	Наработка, характеризующая состояние колец и втулок
2, *а*	Главный судовой двигатель 6ЧСПН18/22, холостой ход, 458 об/мин	100 моточасов после капитального ремонта с установкой новых втулок, поршней и комплектов поршневых колец
2, *б*	Главный судовой двигатель 726MTBF40 (7ЧН26/40), холостой ход, 488 об/мин	Наработка втулок около 13 000 моточасов, комплектов колец — 1000 моточасов
2, *в*	Главный судовой двигатель G8V30/45ATL (8ЧН30/45), холостой ход, 485 об/мин	Наработка втулок около 28 000 моточасов, комплектов колец — 2500 моточасов
2, *г*	Главный судовой двигатель 6VD26/20AL-1 (6ЧН20/26), холостой ход, 994 об/мин	Сведения о наработке отсутствуют

В первой фазе истечение происходит при движении поршневых колец по малоизношенной области зеркала втулки. Во второй фазе — при движении по области, имеющей существенный износ. Границу разделения областей можно увидеть на известных эпюрах износа и скоростей износа втулок цилиндров дизельных двигателей [2, 3]. Пример такой эпюры, заимствованный из [2], представлен на рис. 3. Здесь различимы области малого износа ($A-A_1$) и существенного износа (A_1-A_2). Скорость износа в точке A_2 более чем в три раза выше скорости износа на участке $A-A_1$.

Верхнюю границу области существенного износа определяет положение верхнего поршневого кольца в ВМТ, нижнюю границу — положение этого кольца при повороте КВ на 20 градусов от ВМТ при начальной стадии износа, смещающееся затем до 40 градусов по мере развития износа. Разделение фаз процесса истечения происходит на нижней границе области существенного износа, то есть в диапазоне 20−40 градусов ПКВ за ВМТ.

В частном случае процесс истечения имеет однофазную форму (рис. 2, *а*). Такая форма соответствует режиму работы колец с новыми втулками. По мере износа втулок однофазная форма постепенно трансформируется в двухфазную (рис. 2, *б*, *в*, *г*).

Для количественной оценки процесса истечения используют три параметра, из которых $M_к$ характеризует первую фазу истечения, $M_в$ — вторую фазу, $M_м$ — процесс истечения в целом. Параметры расходной характеристики приведены в табл. 2.

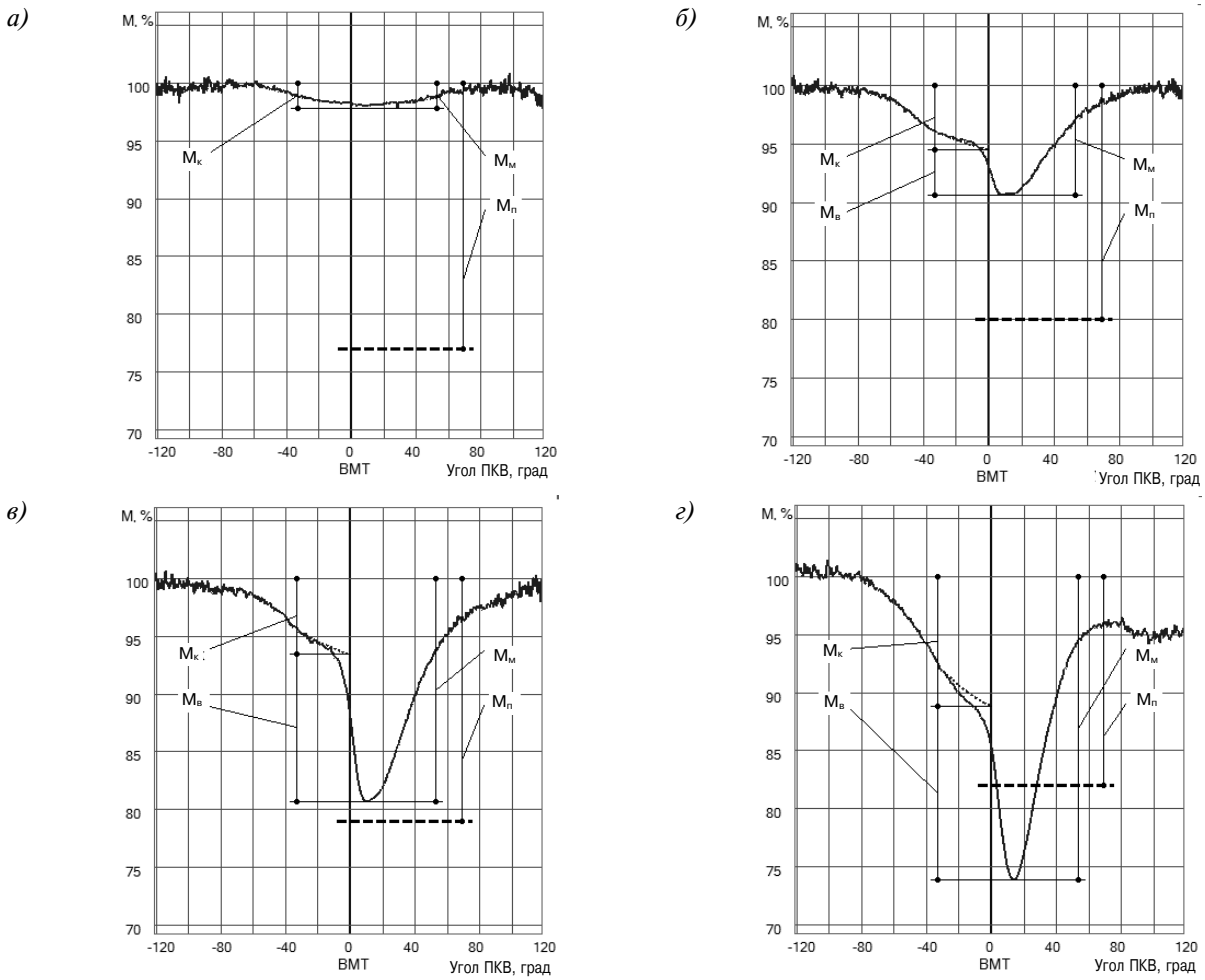

Рис. 2. Расходные характеристики поршневых уплотнений:

а — после обкатки нового комплекта колец по поверхности новой втулки; *б* — при работе малоизношенного комплекта колец по поверхности втулки, выработавшей около половины назначенного моторесурса; *в* — при работе среднеизношенного комплекта колец по поверхности втулки, выработавшей назначенный моторесурс; *г* — при работе изношенного комплекта колец по поверхности втулки, выработавшей назначенный моторесурс

Результаты исследования показывают, что скорость перемещения массы во второй фазе истечения существенно возрастает. Причина роста заключается в следующем. Пока поршневые кольца на такте сжатия перемещаются по неизношенному зеркалу втулки, истечение воздуха из надпоршневого объема в уплотнение происходит только через зазоры в замках поршневых колец. Когда кольца попадают на изношенный участок, то к их основному перемещению, определяемому движением поршня, прибавляются перемещения в плоскости, перпендикулярной направлению движения, вызванные износом геометрии зеркала. При этих перемещениях открываются зазоры между кольцами и зеркалом, через который дополнительная часть воздуха из надпоршневого объема уходит в уплотнение.

При двухфазном процессе истечения точка минимальной массы в надпоршневом объеме (пик истечения массы в уплотнение) лежит на участке индикаторной диаграммы, расположенном после ВМТ. Этот участок длиной порядка 30° — самое чувствительное место диаграммы по отношению к изменениям состояния поршневого уплотнения.

Процесс частичного возврата массы из уплотнения начинается на такте расширения, когда уменьшающееся давление в надпоршневом объеме становится ниже давления в уплотнении. Заканчивается процесс в момент открытия выпускного органа. Характеристикой степени износа является невозврат массы $М_н$, определяемой как разность между исходной массой заряда (100 %) и массой заряда в момент открытия выпускного органа.

Систематическая причина невозврата — утечка массы через уплотнения в подпоршневое пространство. Величина утечки определяется условиями работы нижнего кольца. Если нижнее кольцо в ВМТ не достигает области существенного износа зеркала цилиндра, то утечка из уплотнения в подпоршневое пространство происходит через

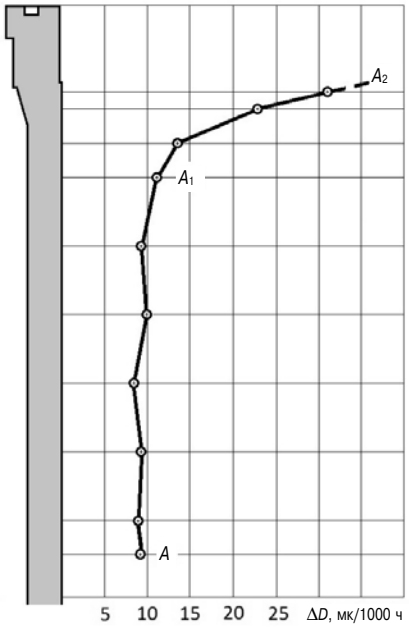

Рис. 3. Распределение скорости изнашивания втулки четырехтактного двигателя 4DV224

зазор в замке нижнего кольца. Утечка через зазор в замке обычно не превышает долей одного процента. Из-за малости точно оценить ее по расходной характеристике не удается. В графическом виде процессы истечения и возврата выглядят равновеликими (см. рис. 2, *а*–*в*).

Если нижнее кольцо в верхней части своего хода попадает в область существенного износа, то через открывающийся зазор между кольцом и зеркалом, дополнительная часть воздуха уходит из уплотнения в подпоршневое пространство. В этом случае невозврат массы в надпоршневой объем достигает заметной величины, измеряемой несколькими процентами (см. рис. 2, *г*).

Невозврат массы может возникнуть также из-за перекладки комплекта колец в канавках поршня из нижнего положения в верхнее. При перекладке часть массы воздуха из уплотнения уходит в подпоршневое пространство. Благоприятные условия для перекладки возникают при низком избыточном давлении над поршнем и высокой скорости движения поршня к нижней мертвой точке. Такие условия возникают в четырехтактных двигателях на режиме холостого хода или малой нагрузки в цилиндре с выключенной подачей в средней части хода поршня на такте расширения.

Случайной причиной невозврата может быть происходящая во время измерений утечка массы воздуха при неисправностях индикаторного крана. Поэтому для получения расходных характеристик используют индикаторные диаграммы, полученные с помощью исправных кранов.

Оценим пригодность параметров расходной характеристики для целей диагностики состояния уплотнения. Самым информативным является параметр $M_м$. Он пригоден для интегральной оценки технического состояния поршневого уплотнения, так как чувствительно реагирует на изменение состояния всех его деталей. У него самый большой диапазон значений — от 2–3 % у новых уплотнений до 20–30 % у изношенных уплотнений. Периодическое измерение его значений позволяет отслеживать изменение состояния уплотнения во времени.

Параметры $M_к$ и $M_в$ играют вспомогательную роль. Их значения дополняют интегральную оценку состояния уплотнения сведениями о состоянии комплекта колец и состоянии «зеркала» цилиндра. Параметр невозврата $M_н$ в сравнении с остальными параметрами расходной характеристики наименее чувствителен к изменению технического состояния уплотнения. Для целей диагностирования его не используют.

Рассмотрим использование параметра $M_м$ для оценки текущего состояния уплотнения по двухуровневой шкале «работоспособное–неработоспособное». Чтобы оценить работоспособность, рассчитывают $M_п$ — предельно допустимое значение массы, перемещающейся в уплотнение, выраженное в процентах от массы заряда в надпоршневом объеме. Для расчета используют эмпирическую формулу, полученную с учетом того, что объем перемещенной массы равен объему предельно изношенного уплотнения, а ее плотность превышает плотность массы в надпоршневом объеме в 1,33 раза из-за охлаждения воздуха в процессе перетекания в уплотнение.

Таблица 2

Параметры расходной характеристики

Параметр, обозначение	Формула определения	Что характеризует	Значение параметра по опытным данным, %	
			min	max
Максимальное перемещение массы в уплотнение из надпоршневого объема, $M_м$	100 % минус минимальное значение массы в надпоршневом объеме	Состояние уплотнения в целом	2–3 % у нового уплотнения	До 30 % у изношенного уплотнения
Перемещение массы в уплотнение в первой фазе истечения, $M_к$	100 % минус значение массы в надпоршневом объеме в ВМТ	Состояние поршневых колец	2–3 % у нового комплекта	До 15 % у изношенного комплекта
Перемещение массы в уплотнение во второй фазе истечения, $M_в$	Разность значений $M_м$ и $M_к$	Состояние «зеркала» цилиндра	0 % у новой втулки	До 20 % у втулки с предельным износом

Формула имеет вид

$$М_п = 1{,}33\ (V_{у.п}/V_с),$$

где $V_{у.п}/V_с$ — соотношение объемов предельно изношенного уплотнения и камеры сжатия.

Располагая значением $М_м$ и предельно допустимым значением $М_п$, определяем текущее состояние уплотнения. Если измеренное значение не превышает предельно допустимого, то состояние уплотнения работоспособное, если превышает — неработоспособное.

Более точную оценку состояния, необходимую для прогнозирования, дает показатель, определяемый по формуле

$$КТС = 1 - (М_м - М_{м\ min}) / (М_п - М_{м\ min}),$$

где КТС — коэффициент технического состояния поршневого уплотнения; $М_{м\ min}$ — минимальное значение параметра $М_м$, принимаемое равным 2,5 %.

Диапазон изменения КТС — от 1 до 0. Коэффициент равен 1, если текущее значение параметра $М_м$ равно минимуму ($М_м = М_{м\ min}$) или меньше его ($М_м < М_{м\ min}$). Коэффициент равен 0, если текущее значение параметра $М_м$ равно предельно допустимому ($М_м = М_п$) или превышает его ($М_м > М_п$).

Для расходных характеристик, представленных на рис. 2, значения КТС составляют: для случая (*а*) КТС = 1; для (*б*) КТС = 0,6; для (*в*) КТС = = 0,08; для (*г*) КТС = 0.

При организации планового диагностирования периодическое измерение значений КТС позволяет прогнозировать изменение состояния уплотнения на период до следующего диагностического обследования.

В табл. 3 приведено сравнение возможностей двух известных способов диагностирования поршневых уплотнений и предлагаемого способа.

Первый способ основан на измерении максимального давления сжатия, которое достигается в ВМТ или в нескольких градусах до ВМТ. В момент достижения максимума давления заканчивается первая фаза истечения, а вторая находится в начале своего развития. Следовательно, диагностический параметр первого способа не учитывает вторую фазу истечения и поэтому недостаточно чувствителен к изменению состояния уплотнения.

Второй способ основан на измерении расхода воздуха через неподвижное уплотнение. При неподвижном уплотнении отсутствуют перемещения колец, характерные для второй фазы истечения. Пневмоиндицирование не моделирует вторую фазу истечения. Его результат не учитывает наличие этой фазы.

Таблица 3

Возможности различных способов диагностирования поршневых уплотнений

№	Способ диагностирования	Возможность оценки истечения воздуха по фазам	
		Первая фаза	Вторая фаза
1	По максимальному давлению сжатия	да	нет
2	Пневмоиндицирование	да	нет
3	По расходной характеристике	да	да

Способ, основанный на определение расходной характеристики утечек, учитывает обе формы истечения. Благодаря этому он более чувствителен к изменению состояния уплотнения.

Заключение

1. Разработан и опробован метод диагностирования, основанный на определении расходной характеристики утечек через поршневое уплотнение ДВС, рассчитанных при обработке индикаторной диаграммы цилиндра с выключенной подачей топлива.

2. Определены параметры расходной характеристики поршневого уплотнения и установлена их связь с неисправностями деталей уплотнения.

3. Предложен показатель, пригодный для текущего контроля технического состояния поршневого уплотнения и прогноза его изменения до следующего диагностического обследования.

4. Показано преимущество диагностирования состояния уплотнения по расходной характеристике утечек относительно известных способов.

Литература

1. *Голуб Е.С., Мадорский Е.З., Розенберг Г.Ш.* Диагностирование судовых технических средств: Справочник. — М. : Транспорт, 1993. — 150 с.

2. *Семенов В. С., Трофимов П. С.* Долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей. — М. : Транспорт, 1969. — 216 с.

3. *Кончаев В.И., Шелученко В.М.* Ремонт судовых дизелей. — М. : Транспорт, 1965. — 390 с.

УДК 621.43

РАЗВИТИЕ МОДЕЛЬНОГО РЯДА ДВИГАТЕЛЕЙ КОНЦЕРНА «HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES» (материалы конгресса CIMAC 2013)

Выпуск в 2001 г. корейским многопрофильным концерном «Hyundai Heavy Industries» (HHI) среднеоборотного дизеля H21/32 собственной конструкции положил начало семейству 4-тактных двигателей HiMSEN, общее число которых в мире к настоящему времени превысило 8800 единиц. Одновременно велась работа над созданием других моделей ряда: минимальной (H17/28) и максимальной (H46/60V), которая имела наибольшую размерность в классе среднеоборотных двигателей, разработанных до 2012 г. Быстрое и стабильное повышение годового выпуска двигателей свидетельствует об их растущей популярности на внутреннем и международном рынках.

Настоящий обзор, составленный по материалам 27 Конгресса CIMAC, посвящен развитию двигателей HiMSEN — высокооборотных, на базе исходной модели H17V и среднеоборотных размерностью 46/60. Представлены проектные концепции создания новых двигателей, в том числе блочный принцип построения, последовательное функциональное развитие, оптимизация по характеристикам расхода топлива и вредных выбросов, снижение эксплуатационных затрат за счет унификации, повышения ресурса компонентов и узлов, а также максимального упрощения техобслуживания двигателей.

Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником

МОДЕЛЬ H46V ЗАВЕРШАЕТ МОДЕЛЬНЫЙ РЯД ДВИГАТЕЛЕЙ HIMSEN

Chan Yun Seo, Sung Hyeok Kim, Jong Suk Kim, Ju Tae Kim, Joo Ho Jin,

Hyundai Heavy Industries.Co.,LTD., Республика Корея

Реферат

«Hyundai Heavy Industries» (HHI), один из мировых лидеров в области двигателестроения, работает над созданием новых моделей дизелей, и совершенствованием существующих. Учитывая пожелания заказчиков, компания постоянно улучшает основные характеристики дизелей и газовых двигателей, такие как агрегатная мощность, спектр применяемого топлива, экологические и эргономические показатели. Одной из последних разработок HHI стал двигатель H46V размерностью ЧН46/60. Эта модель должна обеспечить существенное снижение вредных выбросов и расхода топлива, а также повышение надежности. Создание H46V позволило расширить типоразмерный ряд двигателей HHI в диапазоне мощности от 575 кВт (5H17/28) до 26 000 кВт (20H46/60V), включая двигатели HiMSEN для судовых силовых установок, стационарных установок и военных объектов. Уникальная конструкция новой среднеоборотной машины H46V не только позволяет обеспечить выполнение действующих и перспективных экологических требований, но и заметно облегчает обслуживание двигателя. Для этого были использованы самые современные технологии, а также выполнен большой объем расчетно-экспериментальных работ, в том числе по повышению прочностных характеристик (снижение тепловых нагрузок, шума и вибрации), внедрению высокоэффективного турбонаддува, цикла Миллера, совершенствованию эффективности систем смазки и охлаждения, оптимизации геометрии камеры сгорания и конструкции форсунок. Кроме того, в конструкции применены технологии VVT/VIT, уже успешно отработанные на предыдущих моделях HiMSEN меньшей размерности. В докладе представлен новый двигатель H46V, демонстрирующий новые возможности и технологии HHI, которые позволяют оперативно реагировать на быстро меняющиеся требования рынка и другие конъюнктурные факторы.

Введение

Фирмой «Hyundai Heavy Industries» (HHI) был разработан ряд двигателей внутреннего сгорания, в том числе H17/28, H21/32, H25/33 и H32/40. На базе выполненных исследований были разработаны форсированные рядные и V-образные двигатели.

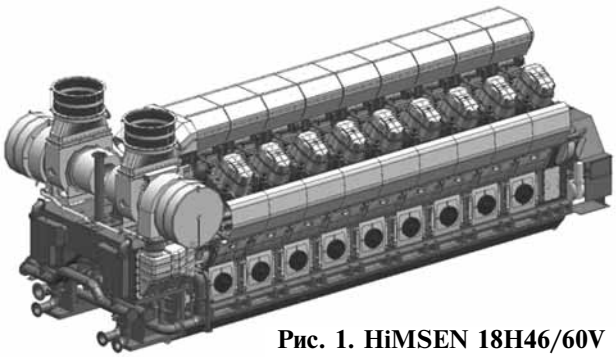

Рис. 1. HiMSEN 18H46/60V

В настоящее время HHI завершает разработку модели HiMSEN 18H46/60V (рис. 1), нового модельного ряда среднеоборотных четырехтактных двигателей (рис. 1). Двигатель отличается высокой удельной мощностью по отношению к весогабаритным показателям. Цилиндровая мощность составляет 1300 кВт при 600 об/мин. Типоразмерный ряд включает конфигурации 12V, 14V, 16V, 18V и 20V, покрывая диапазон мощности от 15 600 до 26 000 кВт, что делает данный двигатель самым мощным в своем классе машин.

Требования рынка

При выборе двигателя для большинства потребителей решающее значение имеют такие факторы, как низкие эксплуатационные расходы, низкая стоимость жизненного цикла, надежность и высокий КПД, а также соответствие требованиям действующих экологических нормативов. Оценивая требования рынка более детально, можно отметить следующее.

Во-первых, имеет место жесткая конкуренция между двигателестроителями всего мира в стремлении создать двигатель, который, наряду с минимальным расходом топлива, обеспечил бы минимальные эксплуатационные расходы в течение жизненного цикла, включая стоимость запчастей.

Во-вторых, одним из главных показателей качества двигателя считается его удельная мощность, что требует от проектантов создания максимально жестких конструкций при минимальном весе.

Наконец, не следует забывать о нормативах по выбросам NO_x IMO Tier 2, которые вступили в силу для судов, построенных после 1 января 2011 г., и Tier 3 — для судов, построенных после 1 января 2016 г. При этом если соответствие Tier 2 может быть обеспечено за счет так называемых «внутренних» мероприятий, то для достижения уровня Tier 3 такие меры могут оказаться недостаточными. Кроме того, последние дополнения к Конвенции MARPOL предписывают обеспечить пошаговое снижение содержание серы в топливе.

Конструктивные особенности

Основная задача, которую поставили перед собой разработчики H46V, состоит в создании достаточно простой конструкции модульного типа, сочетающей высокие мощностные показатели с использованием последних технических достижений в данной области. Исходя из этого, было сведено к минимуму количество трубных соединений и число компонентов двигателя для повышения удобства эксплуатации.

Так, например, воздушный тракт с полостями для охлаждающей воды, выполнен по модульному принципу и соединяет входной патрубок с цилиндрами.

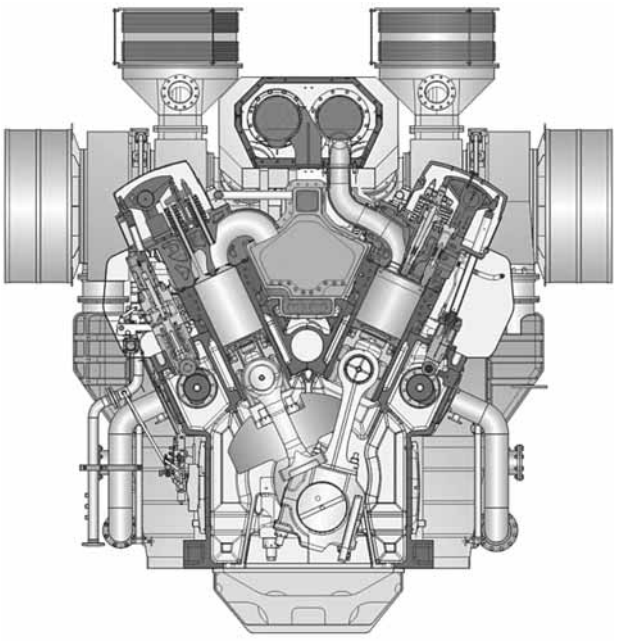

Рис. 2. Поперечное сечение дизеля H46V

Повышение удельной мощности достигается упрочнением всех элементов конструкции с использованием новейших методов расчета и результатов натурных испытаний.

Компоненты двигателя

Блок цилиндров

Расчет основных структурных элементов, таких как блок цилиндров, втулки цилиндров, головки цилиндров и крышки коренных подшипников, производился в исследовательском центре HHI с использованием метода конечных элементов (МКЭ) (рис. 4). В результате была разработана легкая конструкция блока цилиндров из чугуна с шаровидным графитом, отличающаяся низким уровнем напряжений.

Выполнена работа по оптимизации конструкции компонентов, влияющих на рабочие характеристики двигателя, таких как форма воздушных окон на входе, геометрия поршня и профили

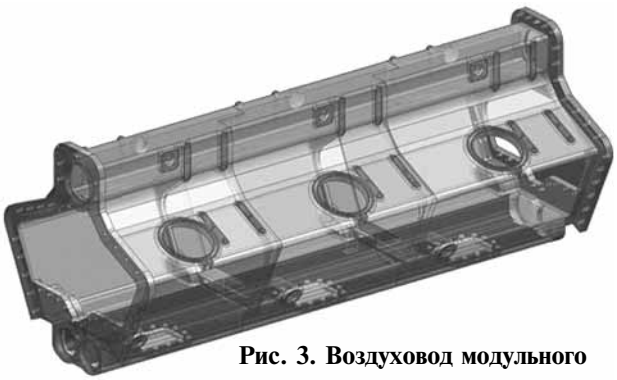

Рис. 3. Воздуховод модульного типа с каналами охлаждения

Таблица 1

Основные параметры двигателя

H46V	
Диаметр цилиндра, мм	460
Ход поршня, мм	600
Скорость, об/мин	600/514
Мощность, кВт/цил	1300/1200
Скорость поршня, м/с	12/10
Степень сжатия	16
BMEP, бар	26,1/28,1

Таблица 2

Мощностной ряд двигателей

H46V Output (kWm)						
Cylinder No.		12	14	16	18	20
Speed (rpm)	514	14,400	16,800	19,200	21,600	24,000
	600	15,600	18,200	20,800	23,400	26,000

кулаков. Кроме того, в двигателе был применен глубокий цикл Миллера и турбокомпрессор с высокой степенью повышения давления.

Для оптимизации процесса изготовления отливки на ранней стадии проектирования было проведено моделирование процесса литья блока цилиндров (рис. 5). При этом был использован один большой песчаный стержень, помещенный внутрь картера и способный выдерживать максимальное количество литейных циклов.

Широкие смотровые окна для коленчатого и распределительного валов с обеих сторон картера гарантируют удобство доступа к внутренним компонентам и простоту их обслуживания.

Головка цилиндра

Головка цилиндра выполнена литьем из чугуна с шаровидным графитом. В головке цилиндра в сборе (рис. 6) размещены клапаны,

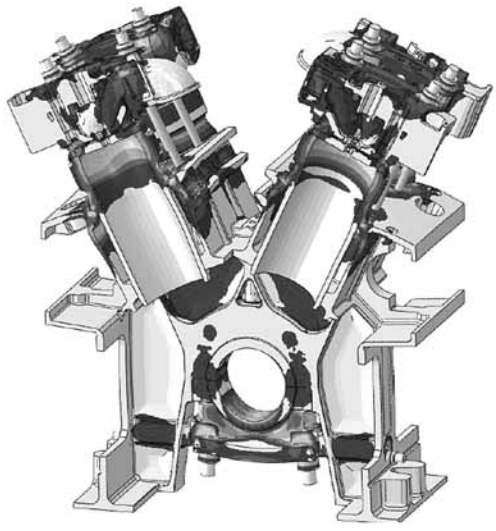

Рис. 4. Результат расчета прототипа двигателя с помощью МКЭ

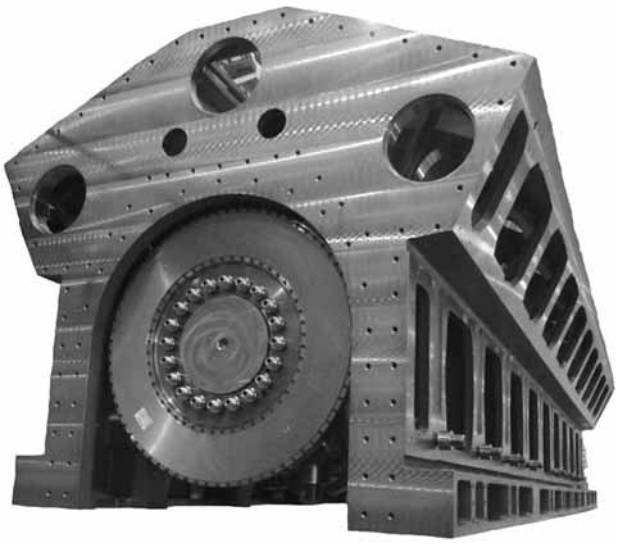

Рис. 5. Блок цилиндров после механической обработки

форсунка, пусковой воздушный клапан и т. д. Две полости для охлаждающей воды и двойное огневое днище предохраняют головку от перегрева.

Был промоделирован ряд вариантов конструкции головки для нахождения оптимальной (с точки зрения минимальной тепловой нагрузки) конфигурации.

Процесс литья головки цилиндра методом свободной заливки представляет значительные технологические сложности, поскольку в этом процессе задействовано 11 стержней. Поэтому исследователи HHI уже на стадии эскизного проектирования выполнили работу по моделированию процесса литья, чтобы свести литейные дефекты к минимуму.

Гибридная система топливоподачи

Гибридная система топливоподачи позволяет улучшить рабочие показатели двигателя и снизить

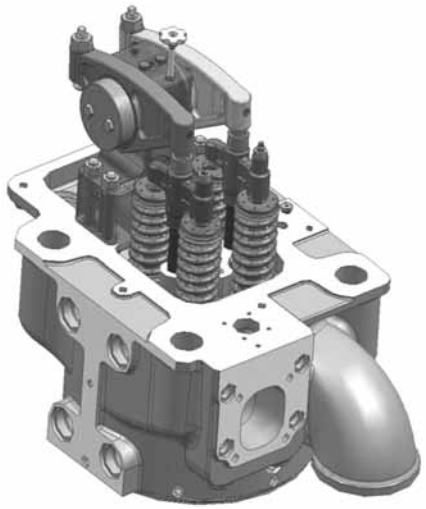

Рис. 6. Головка цилиндра в сборе

дымность отработавших газов при малых нагрузках. Применение форсунок с электронным управлением позволило обеспечить необходимое давление впрыска и осуществить предварительный впрыск на малых нагрузках, при использовании механического топливного насоса высокого давления.

Регулирование фаз газораспределения (VVT)

Система регулирования фаз газораспределения (VVT — variable valve timing) позволяет регулировать количество поступающего воздуха, изменяя угол закрытия клапана (рис. 7).

Применение VVT позволяет улучшить рабочие показатели двигателя и снизить дымность ОГ на малых нагрузках. Подобная система для двигателя меньшей размерности уже создана, и вскоре будет установлена также на H46V.

Кулачковый вал / Распределительный механизм

Распределительный механизм (гитара) состоит из 8 шестерен. При этом вращение двух кулачковых валов в противоположных направлениях обеспечивается установкой дополнительной шестерни во втором блоке цилиндров (рис. 8).

Коленвал

Коленвал высокофорсированного двигателя должен обладать достаточной жесткостью. Все галтели должны быть аккуратно скруглены и иметь высокую степень чистоты обработки поверхности.

Химический состав чугуна для отливаемых деталей двигателя тщательно подбирался с тем, чтобы получить максимальную жесткость и оптимальные механические свойства.

Выбранная схема распределительного механизма позволяет использовать одинаковые кулачковые валы в обоих блоках V-образного двигателя. Такие же кулачковые валы могут использоваться и в рядных двигателях (рис. 9–10).



Рис. 7. Механизм VVT для двигателя малой размерности

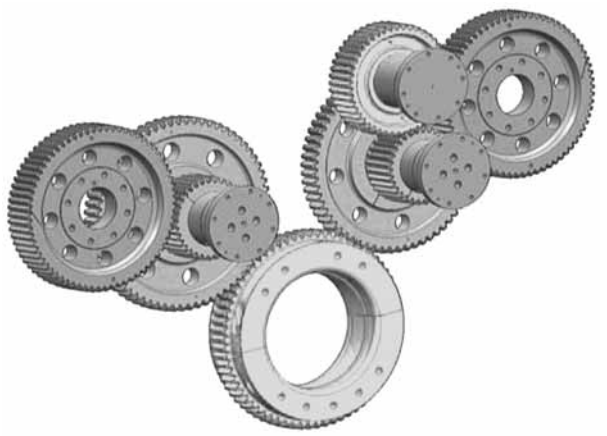

Рис. 8. Кинематическая схема гитары

В целях минимизации числа компонентов кулачковый вал используется в качестве масляного канала для собственной смазки, а также смазки распределительного механизма и ТНВД.

Коленвал двигателя выполнен как изделие высшего мирового уровня (рис. 11). Это стало возможным благодаря приобретенному фирмой HHI уникальному опыту ковки и механической обработки коленвалов для самых различных двигателей, в том числе двухтактных.

Гаситель крутильных колебаний (демпфер T/V)

Демпфер T/V (torsional vibration damper) устанавливается на высокопрочном коленчатом валу для ослабления крутильных колебаний. Диаграмма крутильных колебаний приведена на рис. 12.

В зависимости от вибросхемы двигателя при различном числе цилиндров гаситель крутильных колебаний может быть пружинного или вязкостного типа.

Поршень и шатун

Поршень состоит из стального днища и юбки, выполненной из чугуна с шаровидным графитом. Такая конструкция обеспечивает высокую жест-

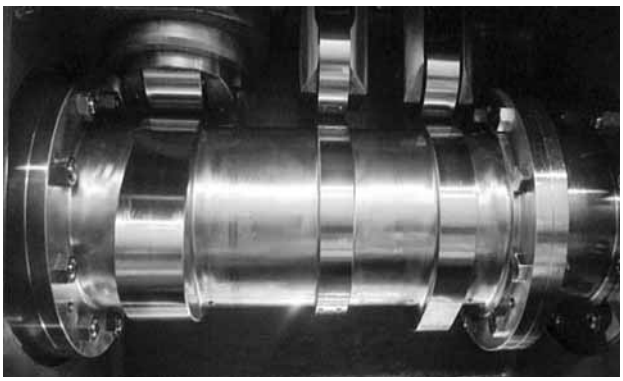

Рис. 9. Кулачковый вал в сборе



Рис. 10. Сегмент кулачкового вала



Рис. 11. Коленвал в сборе

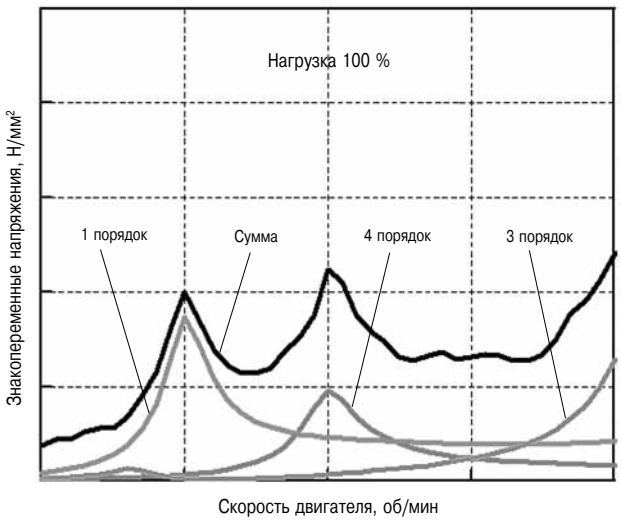

Рис. 12 Диаграмма крутильных колебаний

кость и относительно малый вес поршня. Форма камеры в поршне выбрана из условия оптимизации процесса сгорания с точки зрения расхода топлива (рис. 13).

Поршень имеет три кольца с хромовым покрытием для повышения износостойкости. Верхнее поршневое кольцо имеет хромокерамическое покрытие, придающее особую устойчивость к износу его наружной поверхности.

Шатун изготавливается из стального сплава, легированного хромом и молибденом, методом

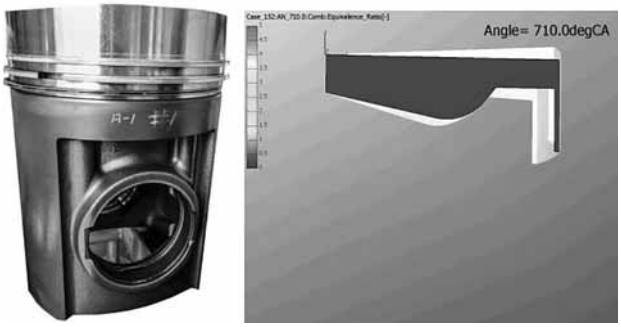

Рис. 13. Поршень — общий вид и оптимизация профиля камеры сгорания

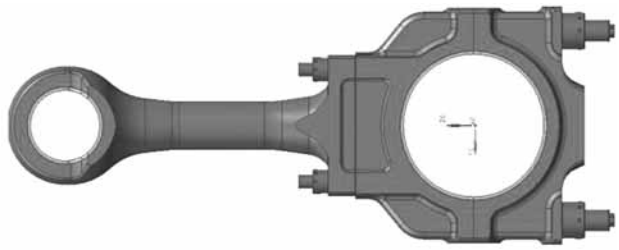

Рис. 14. Шатун в сборе

объемной штамповки с последующей механической обработкой. Функционально он состоит из трех частей — стержень, верхняя и нижняя головки (рис. 14).

Большой опыт HHI в области проектирования шатунов позволил создать шатун достаточной жесткости, устойчивый к фреттингу. Для предотвращения фреттинга между стержнем шатуна и верхней частью нижней головки устанавливается прокладка.

Гильза цилиндра

Гильза цилиндра должна выдерживать высокие динамические нагрузки, тепловые нагрузки и нагрузки фиксации. При ее проектировании особое внимание уделялось концентраторам напряжений, в частности сопряжению цилиндрической поверхности с посадочным фланцем. В процессе исследования также моделировались

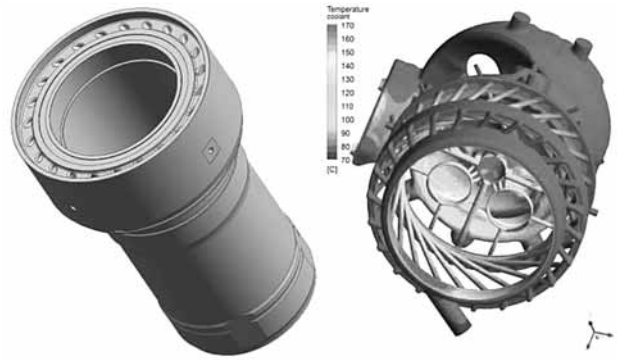

Рис. 15. Схема гильзы цилиндра и визуализация модели охлаждения втулки

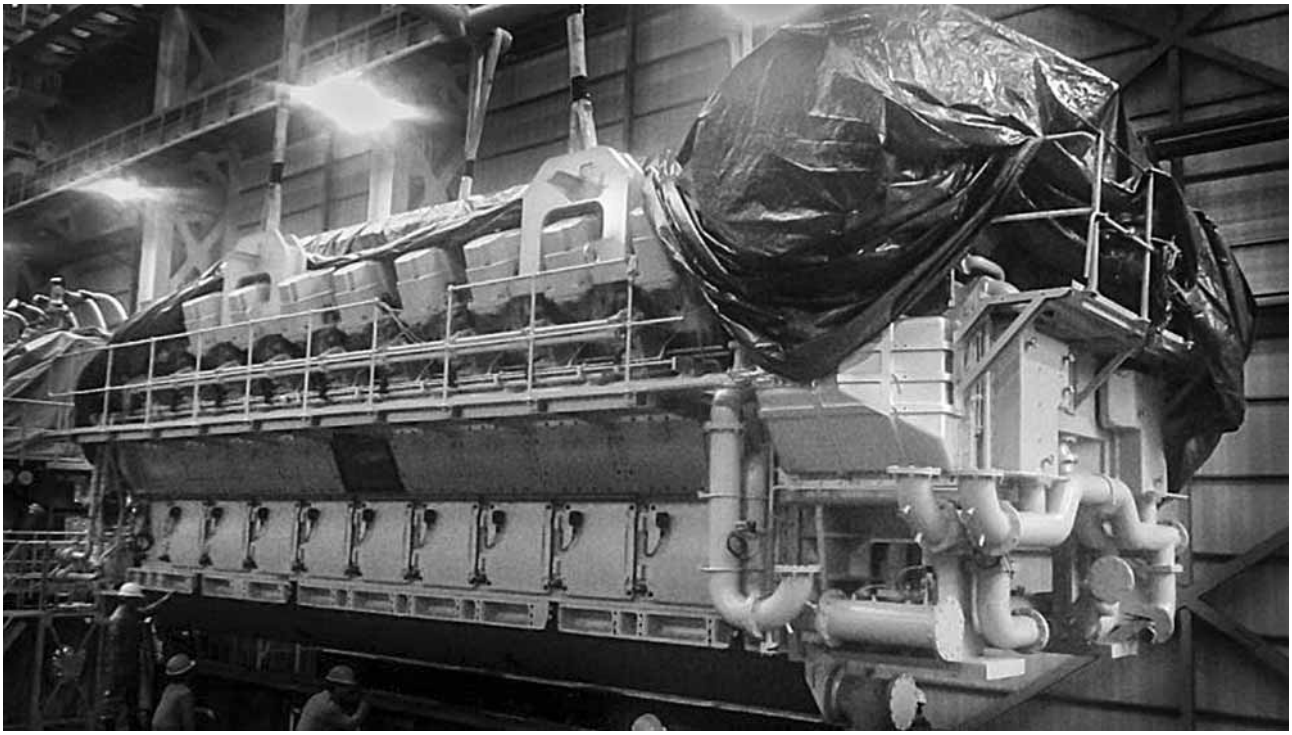

Рис. 16. Общий вид двигателя H46V на испытательном стенде

охлаждающие полости во втулке и в головке цилиндра для достижения максимальной эффективности охлаждения (рис. 15).

Гильза цилиндра может изготавливаться из серого чугуна специального состава. Рабочая поверхность гильзы подвергается хонингованию в целях создания микроструктуры для удержания масляного слоя.

Верхнее (скребковое поршневое) кольцо уменьшает расход масла и препятствует нагарообразованию в верхней части втулки.

Выводы

Создание двигателя H46V позволило завершить формирование модельного ряда среднеоборотных двигателей HiMSEN.

Завершен первый этап функциональных и ресурсных испытаний двигателя, результаты которых подтвердили достижение показателей, близких к целевым. Дальнейшая доработка конструкции будет выполнена на предсерийных образцах для различных применений.

HHI непрерывно работает над повышением мощности, снижением вредных выбросов, расхода топлива и веса двигателей. На всех этапах создания новой модели — ОКР, проектирование и изготовление — первоочередное внимание уделялось как «внутренним», так и «внешним» мероприятиям, направленным на снижение вредных выбросов до уровня, определяемого действующими и перспективными стандартами.

Для достижения уровня выбросов NO_x IMO Tier 3 потребуется использование «внешних» мероприятий, т. е. очистка отработавших газов.

На начало 2013 г. намечено проведение типовых испытаний. По завершении типовых испытаний будут проведены ресурсные испытания H46V, на основании которых можно будет оценить стоимость жизненного цикла и показатели надежности двигателя с системой очистки газов.

Двигатель будет также испытан на соответствие военным стандартам, поскольку в дальнейшем планируется использовать его на одном из военных проектов.

Учитывая мировую тенденцию постепенного перехода от жидкого топлива к газу, HHI планирует разработку газового варианта H46V. Кроме того, будут созданы версии рядного двигателя для различных видов применения.

Литература

1 *Park J.K. et al.*, «Continuous Development of Hyundai HiMSEN Family», Page № 222, CIMAC 2010 Bergen.

H17V – ПЕРВЫЙ ВЫСОКООБОРОТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ HIMSEN

Se Ho Jeong, Sung Soo Jung, Su Weon Noh, Yeong Seok Ryoo, Jong Suk Kim, Hyundai Heavy Industries Co.,Ltd., Республика Корея

Реферат

За последнее десятилетие фирма «Hyundai Heavy Industries» (HHI) накопила значительный опыт в области создания среднеоборотных двигателей разных мощностных диапазонов. Надежные технологии, хорошо зарекомендовавшие себя при разработке семейства двигателей HiMSEN, послужили основой для создания в 2011 г. первого высокооборотного двигателя типа H17V. Эти двигатели размерностью 17/21 при частоте вращения 1500/1800 об/мин имеют номинальную мощность от 1,5 до 3,5 МВт. Перед разработчиками была поставлена задача — создать компактный дизель с высоким КПД и минимумом вредных выбросов. В базовой модели двигателя используются электроуправляемые форсунки с механическим приводом — решение, рассматриваемое в качестве первой ступени для перехода к электронному управлению. Для того чтобы полностью реализовать все преимущества оригинальных конструкторских решений, были привлечены самые современные технологии и проведена большая экспериментальная работа. Так, удалось добиться значительного увеличения срока службы трущихся деталей за счет оптимизации системы охлаждения поршня и конструкции шатуна. Для снижения вредных выбросов до уровня IMO Tier 2 были применены такие конструктивные мероприятия, как высоконапорный турбокомпрессор, воздухоохладитель и глубокий цикл Миллера. Новые технические решения позволили существенно снизить удельный расход топлива и выбросы NO_x. Продолжается работа по дальнейшему снижению выбросов NO_x до уровня IMO Tier 3. Для проверки надежности машина была поставлена на 10 000-часовые испытания на стенде HHI. Осмотр основных компонентов после заданной наработки позволил обнаружить потенциальные проблемы и спрогнозировать срок службы машины. В настоящем докладе кратко освещены процесс создания двигателя H17V и исследования, направленные на оптимизацию конструкции.

Введение

В 2001 г. состоялась презентация первого среднеоборотного 4-тактного двигателя Hyundai типа H21/32 [1]. Это событие знаменовало появление на рынке нового типоразмерного ряда дизелей, получивших общее название HiMSEN. Одновременно фирма начала работы над созданием других моделей ряда, в том числе (H17V). Всего фирма «Hyundai Heavy Industries» (HHI) к 2013 г. выпустила порядка 8000 среднеоборотных дизелей HiMSEN, используемых в качестве главных и вспомогательных судовых двигателей, а также в стационарных установках. В течение всего указанного периода имел место значительный ежегодный прирост выпуска двигателей. Это говорит о том, что заказчики в полной мере оценили все преимущества концепции двигателей HiMSEN, основанные на принципах Hi-Touch и Hi-Tech [1]. Именно использование принципа Hi-Touch позволило разработать простые и практичные конструкции, а также существенно снизить трудоемкость обслуживания за счет минимизации числа компонентов, а также количества и общей протяженности трубопроводов.

H17V — это первый высокооборотный двигатель собственной разработки «Hyundai». Диаметр его цилиндра равен 170, а ход поршня — 210 мм. В нем использовано большинство принципиальных конструкторских решений, примененных ранее в среднеоборотных двигателях HiMSEN.

Известно, что соображения экономии места в большинстве случаев приводят к заметному усложнению конструкции высокооборотных двигателей. Создателям H17V удалось избежать этой опасности за счет оптимизации расположения компонентов. Тем самым техническое обслуживание двигателя заметно упростилось. Использование автоматизированного проектирования, накопленного опыта и самых передовых технологий позволило выполнить требования IMO Tier 2 при сохранении механической системы впрыска.

Впоследствии на базе H17V планируется создание машин, соответствующих более жестким экологическим нормативам, а именно, дизелей, оборудованных системой common-rail, и газовых двигателей.

Проектная концепция

Выбор типа двигателя

Высокая конкуренция в секторе среднеоборотных двигателей и ужесточение экологических требований побудили HHI обратиться к рынку высокооборотных дизелей, способных работать в составе установок самого различного назначения. На основании изучения рынка потребностей было решено сделать H17V базовой моделью для создания высокооборотных двигателей меньшей мощности. То обстоятельство, что двигатель H17V имеет тот же диаметр цилиндра, что и модель рядных среднеоборотных дизелей H17/28, облегчило унификацию и позволило заимствовать ряд конструкторских решений.

Целевые показатели

Двигатели H17V предназначаются для использования в качестве главных и вспомогательных

судовых дизелей, приводов стационарных установок и агрегатов морских платформ. Агрегаты будут иметь различную комплектацию в зависимости от конкретного назначения. Марка применяемого дизельного топлива должна быть не ниже No. 2-D по ASTM D975, EN590 или DMA/DMX по ISO 8217. Цилиндровая мощность должна составлять 140 кВт при 1500 об/мин или 160 кВт при 1800 об/мин. Двигатель выпускается в следующих конфигурациях: 12V, 16V, 18V и 20V, обеспечивая диапазон мощности от 1500 до 3500 кВт.

Основные технические характеристики приведены в табл. 1 и 2, а габаритные размеры на рис. 1.

Проектная концепция

Высокооборотный двигатель H17V создавался в рамках проектной концепции Hi-Touch, использованной при разработке семейства среднеоборотных двигателей HiMSEN. Подобная унификация позволила непосредственно использовать большинство компонентов прототипа, уменьшить количество оригинальных деталей и узлов, свести к минимуму количество и протяженность трубопроводов, что существенно облегчает заказчикам и операторам освоение новой машины и ее эксплуатацию.

Концепция Hi-touch, впервые реализованная в 2001 г., иллюстрируется рис. 2 и 3. Проектная концепция Hi-touch позволила создать опытный одноцилиндровый отсек и обеспечить все необходимые внешние коммуникации.

Таблица 1

Основные технические характеристики двигателей

Тип двигателя	H17V	
Диаметр цилиндра, мм	170	
Ход поршня, мм	210	
Скорость двигателя, об/мин	1,500	1,800
Цилиндровая мощность, кВт	140	160
Средняя скорость поршня, м/с	10,5	12,6
BMEP, бар	23,5	22,4
Удельный расхода топлива, г/кВт · ч	192	197

Таблица 2

Мощностной ряд двигателей

Двигатель	Скорость	Мощность
	об/мин	кВт
12H17/21V	1500	1,680
	1800	1,920
16H17/21V	1500	2,240
	1800	2,560
18H17/21V	1500	2,520
	1800	2,880
20H17/21V	1500	2,800
	1800	3,200

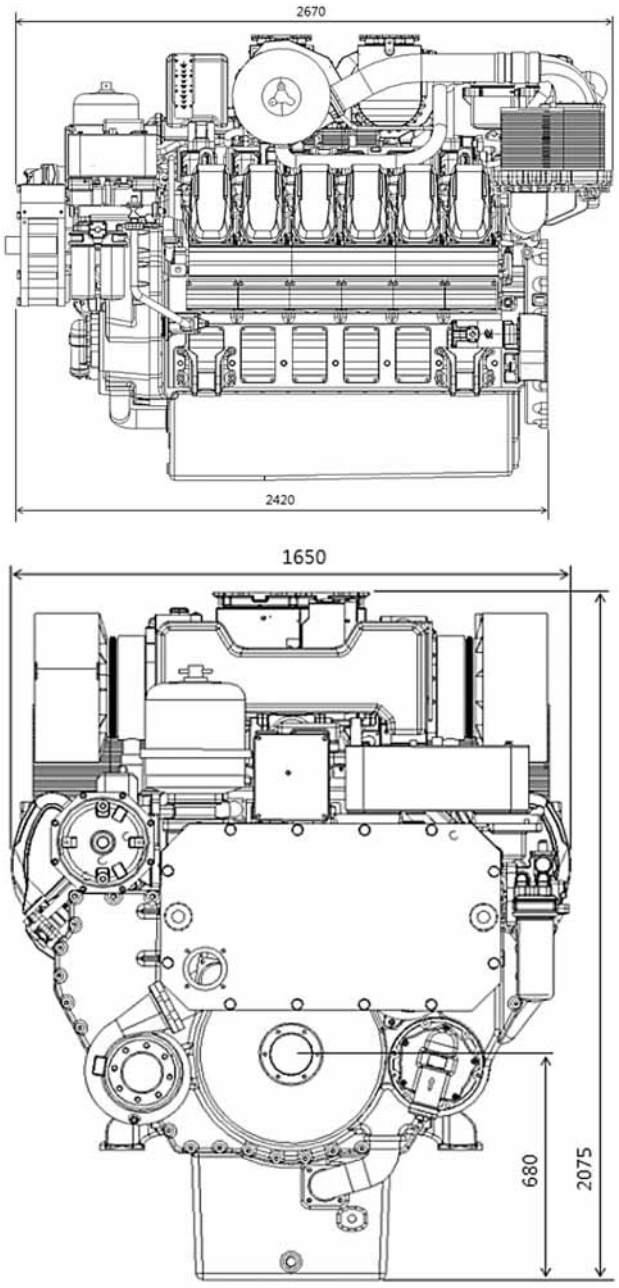

Рис. 1. Габаритный чертеж двигателя 12H17V

Общий вид двигателя H17V в различных конфигурациях, основанных на концепции Hi-touch, представлен на рис. 4 и 5.

История вопроса

Первые среднеоборотные двигатели семейства HiMSEN были выпущены в 2001 г. С тех пор до 2012 г. было разработано 10 моделей этого семейства двигателей, в том числе дизели шести типов (H17/28 [2], H25/33, H25/33V, H32/40 [3], H32/40V, H46/60V), газовые двигатели трех типов (H17/24G, H35/40G, H35/40GV) и один двухтопливный двигатель (H35DF). В ходе разработок был накоплен значительный опыт исследований и проектирования, в том числе компьютерного.

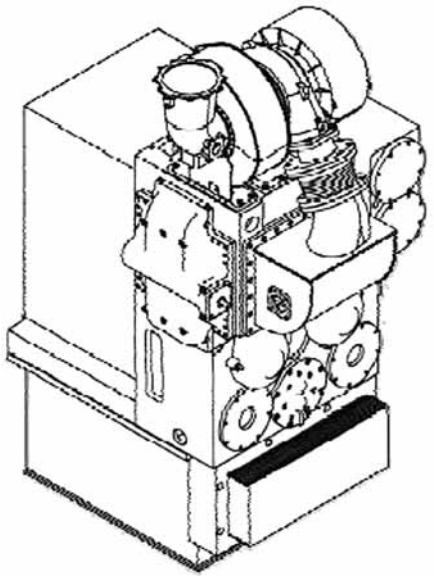

Рис. 2. Модуль воздухоснабжения H21 — общий вид

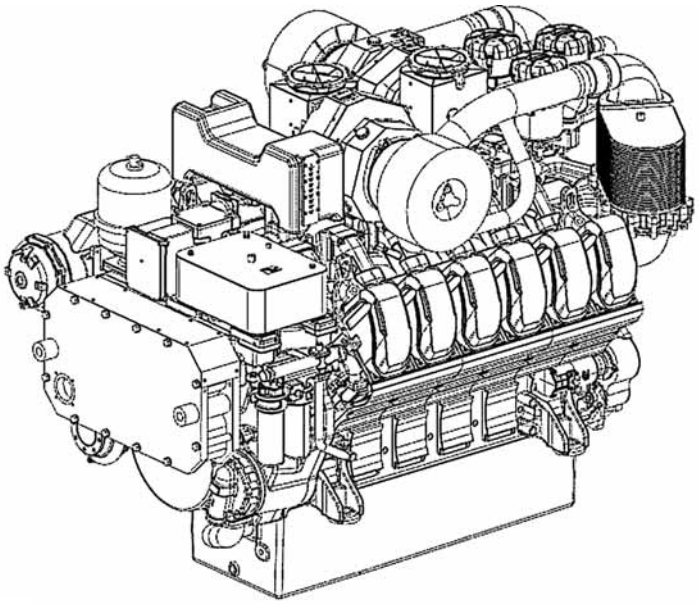

Рис. 4. Двигатель H17V — общий вид

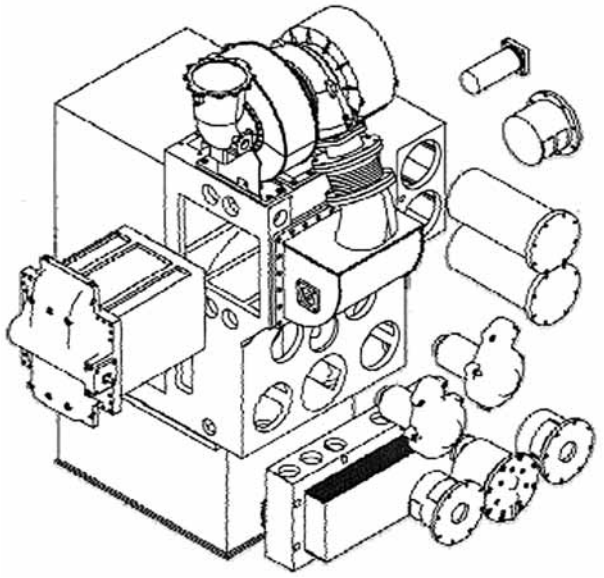

Рис. 3. Непосредственный доступ к модулю воздухоснабжения H21

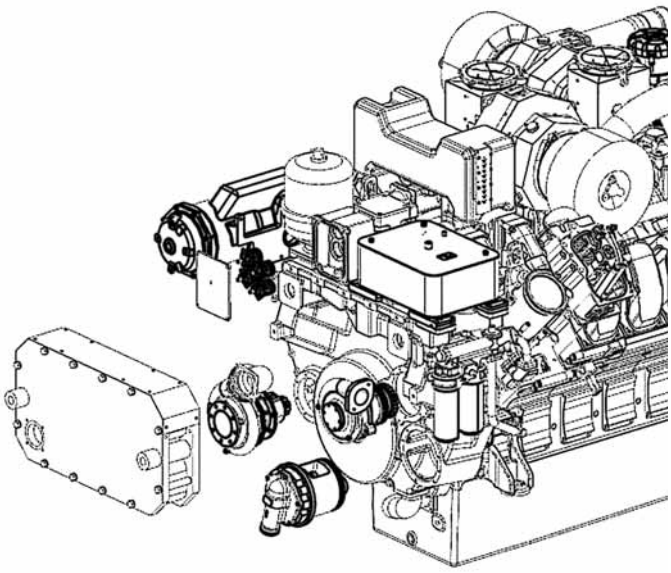

Рис. 5. Двигатель H17V — возможность непосредственного доступа для техобслуживания

Все это позволило успешно справиться с задачей создания нового высокооборотного двигателя H17V, отличающегося высокой надежностью и эффективностью.

Система топливоподачи

Наряду с большим опытом создания механических систем топливоподачи, HHI располагает рядом технологий, позволяющих выполнять требования действующих на сегодняшний день экологических нормативов для среднеоборотных двигателей. В таких двигателях, как правило, применяются индивидуальные ТНВД, связанные с форсунками через топливные трубки высокого давления, что обусловлено спецификой работы на тяжелых топливах.

В двигателе H17V было решено использовать насос-форсунки, поскольку в высокооборотных двигателях тяжелые топлива не применяются, а одним из главных приоритетов становится компактность конструкции. Насос-форсунка двигателя H17V, отличается от стандартной. Она оптимизирована специально для данного типа двигателя. С целью повышения давления впрыска пришлось изменить ряд конструктивных параметров форсунки, в том числе проходное сечение сопел, коэффициент подачи и угол распыла.

Так как скорость двигателя выросла, скорость распространения факела также должна увеличиться, поскольку сократилось отведенное для сгорания время. Чтобы ускорить процесс сгорания

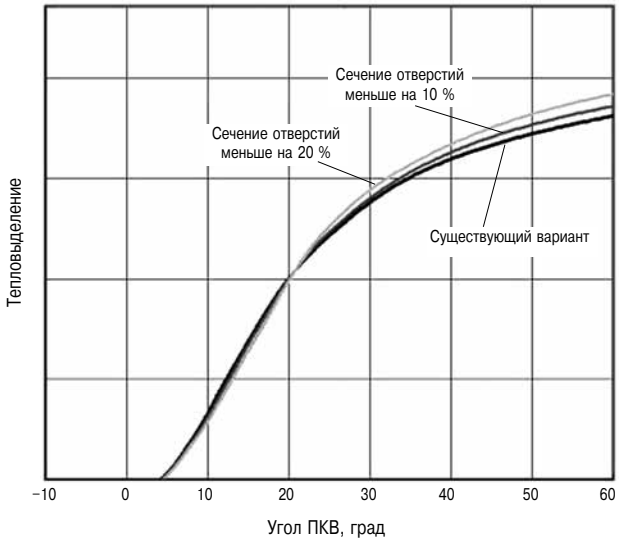

Рис. 6. Зависимость тепловыделения от проходного сечения сопловых отверстий при 100% нагрузке

необходимо повысить тонкость распыливания топлива, для чего нужно увеличить скорость его истечения через сопловые отверстия. Необходимое проходное сечение сопловых отверстий было определено путем одномерного моделирования, а влияние данного изменения на показатели двигателя рассчитывалось с помощью трехмерного моделирования рабочего процесса. На рис. 6 показаны результаты моделирования тепловыделения в зависимости от проходного сечения сопловых отверстий при 100 % нагрузки. Мы видим, что после 20° ПКВ до ВМТ при уменьшении проходного сечения сопел тепловыделение растет благодаря увеличению скорости распространения факела.

Впускной патрубок

Впуск должен быть организован таким образом, чтобы добиться максимальной гомогенности рабочей смеси за счет более эффективной турбулизации потока. На рис. 7 показаны два варианта впускного патрубка — существующий и экспериментальный, разработанный с использованием методов вычислительной гидромеханики (CFD). Влияние геометрии впускного патрубка на показатели рабочего процесса исследовалось с помощью трехмерной модели. На рис. 8 показано распределение коэффициента избытка воздуха



Рис. 7. Два варианта впускного патрубка

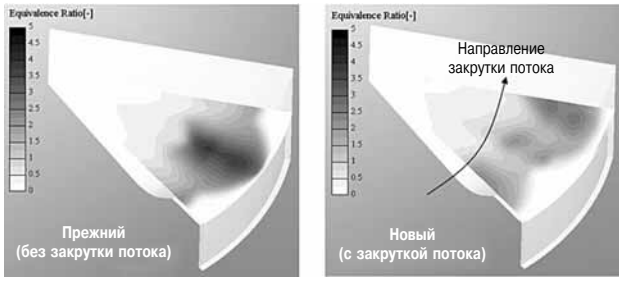

Рис. 8. Распределение стехиометрического коэффициента избытка воздуха для двух вариантов камеры в поршне

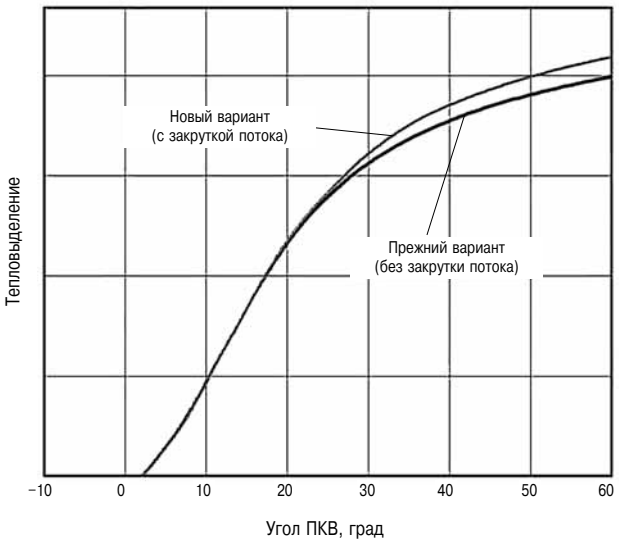

Рис. 9. Кривые тепловыделения для двух вариантов камеры в поршне

в камере сгорания при 30° ПКВ за ВМТ для обоих вариантов впускного патрубка. Экспериментальный патрубок, как выяснилось, в этом отношении превосходит существующий, т. е. дает более равномерное распределение коэффициента избытка воздуха. Вследствие этого удалось добиться более интенсивного тепловыделения после 25° ПКВ за ВМТ благодаря повышению скорости факела (рис. 9).

Поршень и распылитель

Качество рабочего процесса в большой степени зависит от формы камеры сгорания. Однако характер этой зависимости достаточно сложен, поскольку геометрия камеры сгорания влияет как

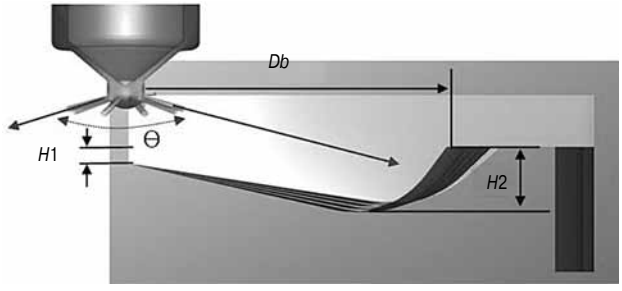

Рис. 10. Геометрические параметры, варьируемые при оптимизации камеры в поршне

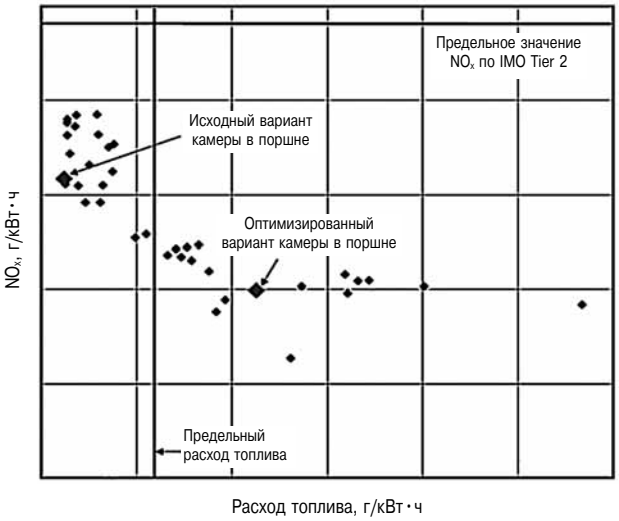

Рис. 11. Расчетная зависимость NO_x от удельного расхода топлива (SFOC) для вариантов исполнения камеры в поршне при 100% нагрузки

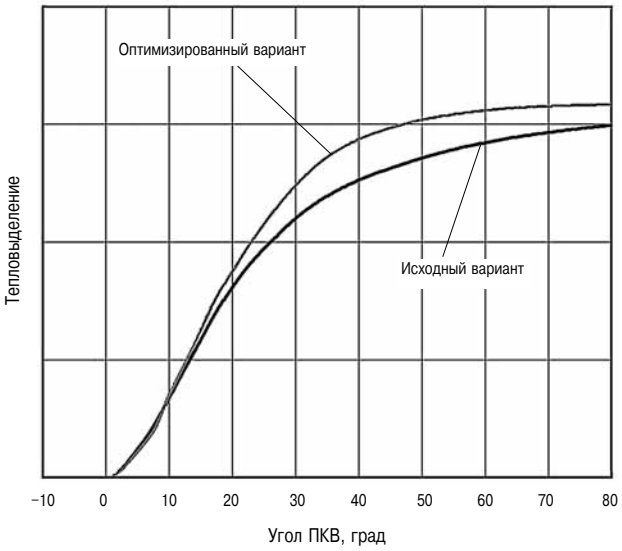

Рис. 12. Кривые тепловыделения для вариантов камеры в поршне при 100 %-ной нагрузке

на поле потока, так и на взаимодействие воздуха с топливным факелом. Как показывает анализ источников, оптимизация камеры сгорания является далеко не простой задачей, так как она должна учитывать целый ряд параметров двигателя и системы топливоподачи. В настоящей работе для оптимизации (по расходу топлива) формы камеры в поршне использованы следующие четыре параметра (рис. 10): диаметр чаши D, ее высота $H1$, глубина $H2$ и угол распыла θ.

На рис. 11 показана расчетная зависимость NO_x от удельного расхода топлива (SFOC) для двух вариантов исполнения камеры в поршне при 100 % нагрузке. Согласно расчетам, для оптимальной (по совокупности критериев) формы камеры в поршне характерны более высокое значение выбросов NO_x и меньший расход топлива по сравнению с исходным вариантом. При этом оптимальная камера имеет несколько меньший, по сравнению с исходной, диаметр D и, соответственно, несколько большую глубину $H2$, поскольку степень сжатия меняться не должна. На рис. 12 показаны результаты расчетов тепловыделения для обоих вариантов камеры в поршне при 100 % нагрузке. После 14° ПКВ за ВМТ тепловыделение, по сравнению с исходным вариантом, возросло, поскольку скорость факела увеличилась вследствие оптимизации формы камеры сгорания.

Верификация проектных решений

В ходе создания H17V было изготовлено 3 опытных двигателя. Первым был изготовлен 12-цилиндровый двигатель — для проведения испытаний с целью оценки качества и надежности основных компонентов. После того как была выбрана форма основных движущихся частей и компонентов системы топливоподачи, проектанты приступили к определению характеристик рабочего процесса. На основании результатов данных испытаний и математического моделирования удалось улучшить характеристики рабочего процесса и повысить ресурс движущихся частей, что было подтверждено результатами 10 000-часовых испытаний. Отметим, что 12-цилиндровый двигатель создавался исключительно с целью проверки основных характеристик и ресурса. Вопросы внешних привязок и техобслуживания были оставлены пока за скобками. Одновременно для исследования возможности различных применений нового двигателя в рамках концепции Hi-touch были собраны 12-цилиндровый двигатель для стационарного применения и 20-цилиндровый двигатель для главной судовой установки. Обе машины были поставлены на 1500-часовые испытания для изучения особенностей их работы

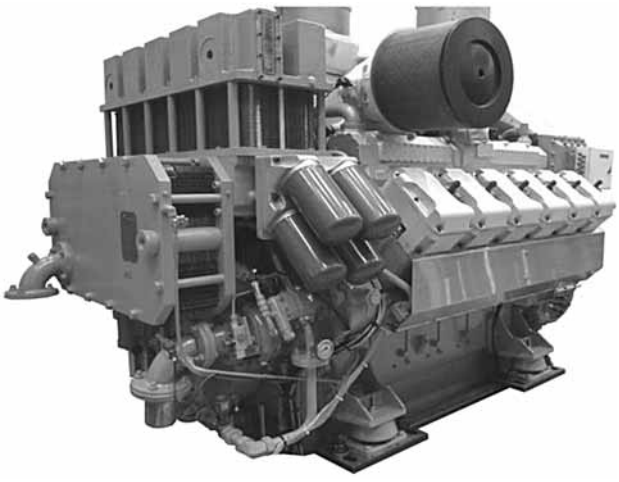

Рис. 13. Действующий макет 12H17V (только для функциональных испытаний)

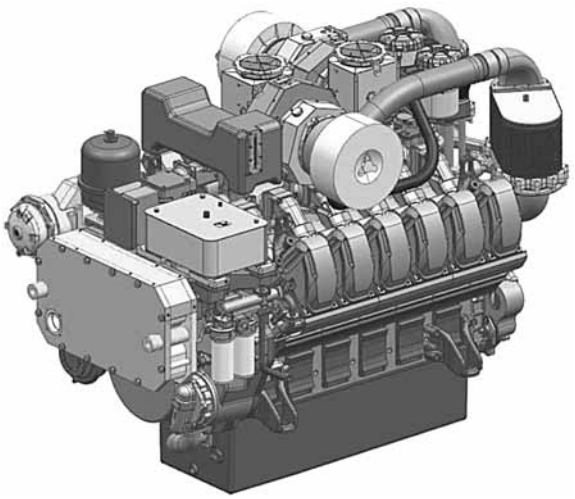

Рис. 14. Опытный двигатель 12H17V — предсерийный вариант

в различных режимах. По результатам этих испытаний, перед началом серийного выпуска, необходимо было оценить показатели надежности двигателей, а также ресурс и регламент замены основных компонентов (за исключением несущих конструкций и движущихся частей).

На рис. 13 показан первый опытный образец 12-цилиндрового двигателя, подготовленный для функциональных испытаний. Рис. 14 иллюстрирует концепцию моделирования Hi-touch. По результатам испытаний были внесены изменения в конструкцию большинства компонентов (не считая структурных элементов, движущихся частей и деталей камеры сгорания).

На рис. 15 представлен поперечный разрез двигателя H17V. Как и в среднеоборотных V-образных двигателях HiMSEN, всасывающий и выпускной коллекторы расположены в развале блока, а распределительные валы — по обеим его сторонам. Для минимизации количества и протяженности трубопроводов водяные и масляные каналы расположены в теле блока.

Блок цилиндров, коленвал и шатун

Основные структурные элементы и движущиеся части — блок цилиндров, головка блока, шатун и цилиндровая втулка — в процессе доводки подверглись многочисленным изменениям, целью которых было увеличение коэффициентов запаса усталостной прочности, применяемых в 3D-расчетах методом КЭ. 1500-часовые испытания включали различные испытательные циклы, в том числе на многоцикловую и малоцикловую усталость. 12-цилиндровый действующий макет прошел (в общей сложности) 10 000-часовые испытания.

Блок цилиндров выполнен из чугуна с шаровидным графитом. При его проектировании ставилась задача минимизировать толщину стенок для снижения веса двигателя, сохраняя при этом необходимую прочность конструкции. Конфигурация каналов для охлаждающей жидкости и смазочного масла выбиралась из условия сохранения максимальной прочности корпуса.

Коленвал изготовлен из стального Ni-Cr-Mo сплава, обладающего высоким сопротивлением на разрыв. Расчет крутильных колебаний подтвердил наличие необходимого запаса усталостной прочности, который обеспечивается за счет оптимизации диаметров главного и шатунного подшипников, а также геометрии и чистоты обработки галтелей. Конструкция обеспечивает

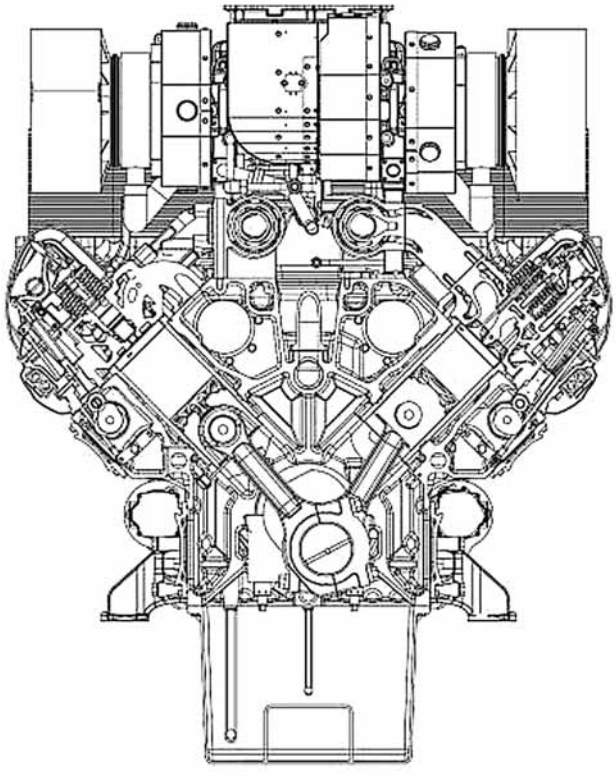

Рис. 15. Двигатель 12H17V в разрезе

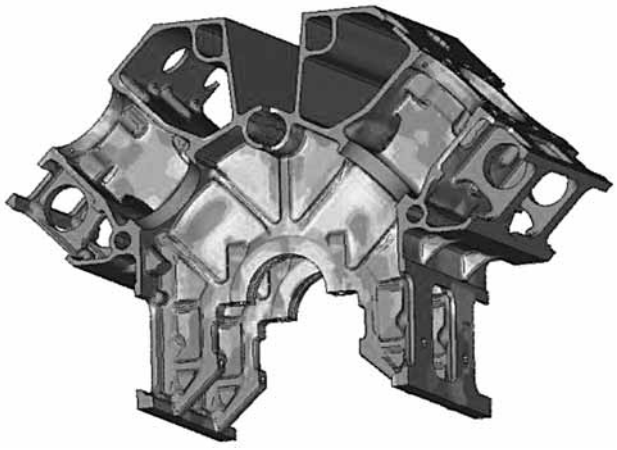

Рис. 16. Блок цилиндров

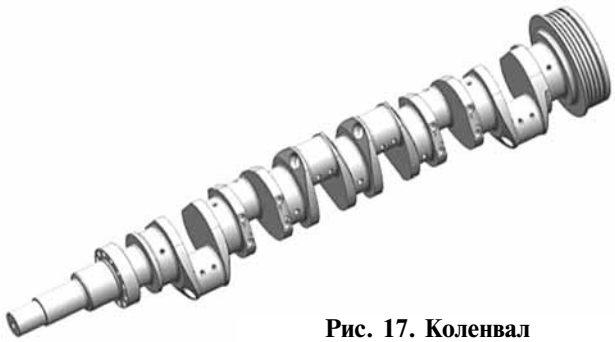

Рис. 17. Коленвал

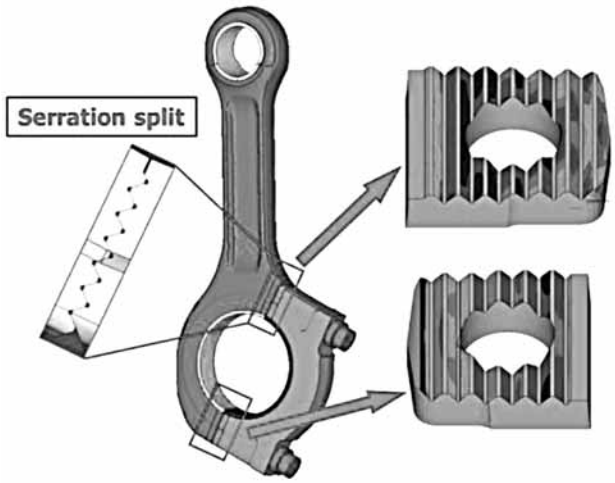

Рис. 18. Шатун

возможность организации дополнительного отбора мощности от свободного конца коленвала.

Кованые шатуны выполнены из легированной стали. Для облегчения техобслуживания двигателя в нем применены шатуны с косым разъемом.

Прочность шлицевого замка подтверждена расчетом усталостной прочности с использованием полноциклового нелинейного анализа и расчетом вероятности фреттинг-износа. Для обеспечения достаточных запасов по усталостной прочности конструкции и фреттинг-износу была проведена работа по оптимизации параметров шатуна, в том числе его формы, размеров и числа шлицев разъема.

Головка блока, втулка цилиндра и поршень

Поскольку компоненты камеры сгорания при работе подвергаются мощному тепловому воздействию, проектирование головки блока и втулки цилиндра опиралось на результаты расчетов структурной прочности и потоков тепла. Результаты указанных расчетов проверялись измерением температуры в критических точках, проводимых в ходе испытаний. Для оценки надежности и срока службы компонентов проводились также малоцикловые испытания.

Результаты измерения и характера изменения температуры втулки цилиндра и днища поршня показаны на рис. 19.

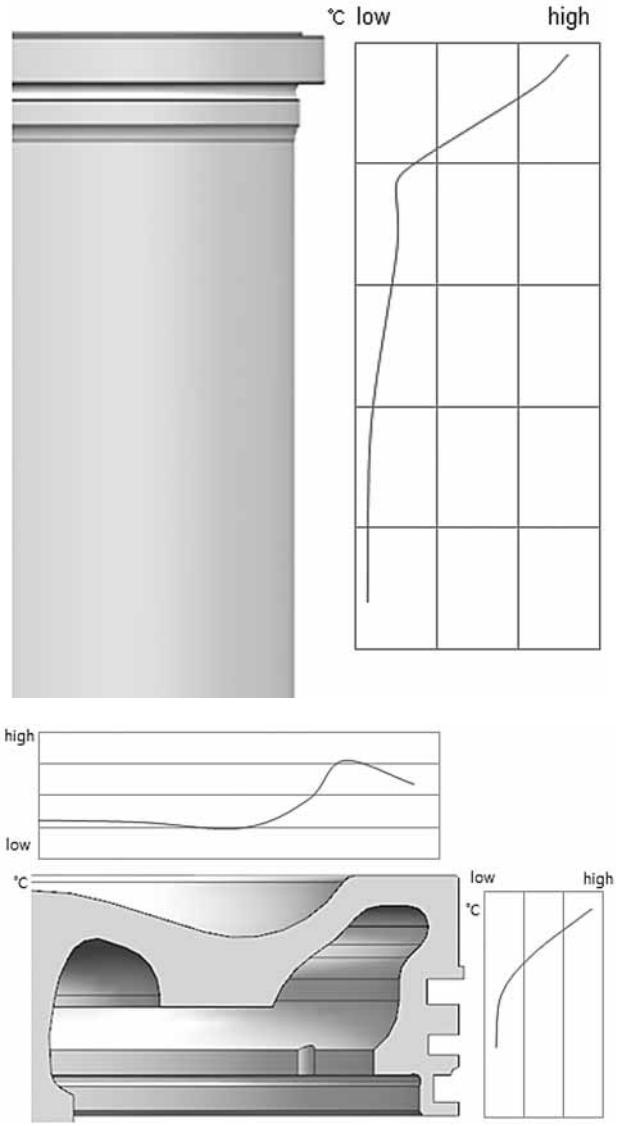

Рис. 19. Результаты измерения температуры втулки цилиндра и днища поршня (нагрузка 100 % при 1800 об/мин)

Выводы

Создававшийся на протяжении более десяти лет модельный ряд среднеоборотных двигателей Hyundai HiMSEN получил, наконец, завершение, и теперь перекрывает диапазон мощности от 575 кВт (5H17/21) до 26 000 кВт (20H46/60V). Опираясь на свой опыт и передовые технологии, фирма Hyundai к 2011 г. сумела создать первый двигатель полностью собственной конструкции HiMSEN H17/21V.

При создании двигателя H17V/21V использована проектная концепция среднеоборотных двигателей HiMSEN, ориентированная на создание *практического* двигателя, базирующегося на идеях Hi-touch и Hi-tech. В результате удалось одновременно повысить надежность, технологичность и ремонтопригодность конструкции за счет более удобного доступа к двигателю

и минимизации числа его компонентов. Достижение проектных показателей, сформулированных в техническом задании, подтверждено интенсивными испытаниями действующего макета и опытного образца. В ближайшем будущем на базе дизеля H17V планируется начать разработку газового двигателя и двигателя, оборудованного системой common-rail.

Литература

1. *Kim J.T. et al.* Development of a New Medium Speed Diesel Engine — Hyundai H21/32. Vol. 1. Page № 47, CIMAC 2001, Hamburg.

2. *Kim J.T. et al.* Expansion of Hyundai's Medium Speed Diesel Engine Family — HiMSEN, Page № 49, CIMAC 2004, Kyoto.

3. *Kim J.S. et al.* Development of HiMSEN H32/40 Medium Speed Diesel Engine, Page № 164, CIMAC 2007, Vienna.

4. *Park J.K. et al.* Continuous Development of Hyundai HiMSEN Family. Page № 222, CIMAC 2010 Bergen.

5. *Yoon W.H. et al.* A Study on Optimal Design of Combustion System of High-speed Diesel Engine for Power Generation. Proceedings of the KSME Fall Annual Meeting, 2012. — P. 1118−1122.

Вниманию авторов

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

Тематика публикаций определила следующие основные разделы журнала:

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

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить обо всех представлениях этой работы в печать или о ее предыдущих публикациях, которые могут рассматриваться как множественные и дублирующие публикации данной работы.

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

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, и для размещения необходимой информации при публикации и в НЭБ, должны быть представлены сведения об авторах

фамилия, имя отчество всех авторов полностью (на русском и английском языке);
должность,ученая степень, ученое звание;
полное название организации — места работы каждого автора в именительном падеже, страна, город,(на русском и английском языке);
полный почтовый адрес места работы;
корреспондентский почтовый адрес, телефон и e-mail для контактов с авторами статьи.

Редакция планирует знакомить читателей с авторами статей, поэтому желательно присылать фотографии авторов цветные или черно-белые размером не менее чем 3х4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF, или JPG.

Оформление рукописи

Объем статьи не должен превышать 23 тысяч знаков, включая таблицы, формулы и список литературы.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге.

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

Обязательным приложением к рукописи должны быть ключевые слова и реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы.

Объем реферата — от 700 до 1200 знаков.

Обязательно указывать код УДК.

Заглавие статьи, ключевые слова а также реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Иллюстрационные материалы в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи.

Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Они должны быть пронумерованы в порядке упоминания, и снабжены поясняющими (подрисуночными) подписями.

Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисуночных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах TIF, JPG (не менее 300 dpi черно-белые полутоновые изображения).

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

Математические формулы допустимо приводить в статьях только те , которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая подробное изложение методов и путей получения формул в конечном виде.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены. При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417-2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин).

Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. (одна формула должна быть набрана одним блоком и вставлена отдельной строкой); внутри текстовой строки использования редактора формул, а также вставка любых элементов текста в виде картинок не допускается.

За достоверность набора формул несет ответственность автор.

Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5-2008.

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

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

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются

Редакция журнала

УДК 621.43

Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года (продолжение) // Двигателестроение. — 2016. — № 2. — С. 3–18.

Ключевые слова: поршневые ДВС, анализ состояния двигателестроения России, импортозамещение, стратегия развития двигателестроения, развитие специализированных производств компонентов.

Выполнен анализ текущего состояния и перспектив развития поршневого двигателестроения в Российской Федерации. Показано, что двигателестроение России постепенно утрачивает передовые технологии, компетенции и рынки сбыта в конкурентной борьбе с зарубежными фирмами. Определены основные направления развития конструкции отечественных поршневых двигателей в целях повышения их конкурентоспособности. Табл. 7. Ил. 9.

УДК 621.822.1;621.436.12

Гаврилов К.В., Дойкин А.А., Лазарев В.Е., Асауляк А.А. Экспериментальная оценка параметров трения и изнашивания трибосопряжения поршень–цилиндр форсированного дизеля // Двигателестроение. — 2016. — № 2. — С. 19–23.

Ключевые слова: поршневые ДВС, трибосопряжение поршень-цилиндр, режимы трения, циклы нагружения, интенсивность изнашивания пар трения.

Приводятся результаты экспериментальных исследований пары трения поршень-цилиндр, изготовленной из различных материалов, на трибометре SRV, реализующем возвратно-поступательное движение контртел. Выполнено исследование условий появления смешанного и граничного режимов трения применительно к конструкции форсированного дизеля типа ЧН13/15. Получена зависимость интенсивности изнашивания пар трения от контактного давления для оценки ресурса трибосопряжения.
Табл. 1. Ил. 11. Библ. 11.

УДК 662.767.769

Пищулин М.В. Технологии гомогенизации топливо-воздушной смеси в поршневых ДВС // Двигателестроение. — 2016. — № 2. — С. 24–27.

Ключевые слова: двигатель с искровым зажиганием, технологии объемного сгорания HCCI и GDCI, условия самовоспламенения топлива, управление воспламенением, гомогенизация топливо-воздушной смеси.

Рассмотрены технологии гомогенизации топливо-воздушной смеси и управления режимом объемного сгорания, в цилиндре поршневого ДВС. Выполнен анализ преимуществ и недостатков управления воспламенением смеси в процессах объемного сгорания HCCI и GDCI. Библ. 5.

УДК 621.431.629

Алиев А.Я., Айдемиров О.М., Алиев С.А. Электроприводной насос системы охлаждения поршневого двигателя с индукторным электродвигателем // Двигателестроение. — 2016. — № 2. — С. 28–29.

Ключевые слова: система охлаждения, жидкостный насос, электрический привод, индукторный электродвигатель.

Рассмотрены основные недостатки систем охлаждения поршневых ДВС, с приводом насоса от коленчатого вала. Показаны преимущества системы охлаждения с приводом насоса от индукторного электродвигателя, обеспечивающей оптимальный тепловой режим работы двигателя.
Ил. 2. Библ. 4.

УДК 621.436

Крюков О.В. Автоматизированное нагружающее устройство для комплексных испытаний поршневых двигателей // Двигателестроение. — 2016. — № 2. — С. 30–35.

Ключевые слова: поршневые ДВС, стендовые испытания, нагружающие устройства, автоматизированный испытательный стенд, нагрузочная диаграмма обкатки, программа испытаний.

Рассмотрены проблемы проектирования автоматизированных нагружающих устройств для стендовых испытаний поршневых двигателей. Выполнена оценка энергоэффективности различных нагружающих устройств. Приведены структуры промышленных испытательных систем тепловых двигателей и программы их стендовых испытаний.
Ил. 4. Библ. 11.

УДК 621.432

Рыбаков М.Г. Диагностирование состояния поршневого уплотнения ДВС методом индицирования цилиндров // Двигателестроение. — 2016. — № 2. — С. 36–40.

Ключевые слова: диагностирование поршневого уплотнения, износ поршневых колец, износ втулок цилиндров, расходная характеристика утечек через уплотнения, индикаторная диаграмма.

Разработан метод определения утечек в поршневом уплотнении судового ДВС, основанный на анализе индикаторной диаграммы цилиндра с выключенной подачей топлива. Определены расходные характеристики утечек газов через уплотнения в цилиндрах судовых дизелей. Предложен способ диагностирования изменения состояния уплотнения в условиях эксплуатации, отличающийся высокой чувствительностью.
Табл. 3. Ил. 3. Библ. 3.

УДК 621.43

Развитие модельного ряда двигателей концерна «Hyundai Heavy Industries» (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2016. — № 2. — С. 41–54.

Ключевые слова: концерн HHI, концепция развития модельного ряда двигателей, высокооборотные дизели H17/28, среднеоборотные дизели M46/60, особенности конструкции, характеристики.

Корейским многопрофильным концерном «Hyundai Heavy Industries» (HHI) ведется работа над созданием новых моделей высокооборотных (H17/28) и среднеоборотных (H46/60V) двигателей. Представлены проектные концепции развития модельного ряда, в том числе блочный принцип построения, оптимизация характеристик расхода топлива и вредных выбросов, снижение эксплуатационных расходов, повышение ресурса, а также максимального упрощения обслуживания двигателей.
Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником
Табл. 2. Ил. 35. Библ. 6.

SYNOPSIS

UDK 621.43

Road Map for the Development of Reciprocating Engines in Russia up to Year 2020 (continued) // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 2. — P. 3–18.

Keywords: reciprocating engine, engine building trends in Russia, import replacement, engine building strategies, development of dedicated industrial facilities for engine component production.

The analysis is carried out of today engine building trends in Russia and future perspectives of the branch. Domestic engine building is shown as gradually losing modern technologies, competences and competitiveness. The paper offers a roadmap for improvement in Russian make reciprocating engines targeted at their higher competitiveness. 7 tables, 9 ill..

UDK 621.822.1;621.436.12

Gavrilov K.V., Doykin A.A., Lazarev V.E., Asaulyak A.A. Piston–cylinder Tribounit in High-Powered Diesel Engine: Experimental Evaluation of Friction & Wear Parameters

// Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 2. — P. 19–23.

Keywords: reciprocating engine, piston–cylinder tribounit, friction modes, test cycles, friction unit wear intensity.

Tribometer type SRV (based on reciprocating movement of reference gauges) was used to test piston–cylinder tribounit made of various materials. Conditions for boundary and mixed friction modes have been studied as applied to high-powered engine type CHN ЧН13/15. The tests yielded «wear intensity vs. contact pressure» curve, which largely defines tribounit service life.
1 table, 11 ill., 11 ref.

UDK 662.767.769

Pistchoolin M.V. Ways of Homogenization of Fuel/Air Mixture in Reciprocating Engine // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 2. — P. 24–27.

Keywords: spark ignition engine, volumetric combustion technologies HCCI & GDCI, fuel autoignition conditions, ignition control, homogenization of fuel/air mixture.

Discussed are the technologies of fuel/air mixture homogenization and volumetric combustion control in engine cylinder. Ignition control technologies HCCI & GDCI are compared in terms of their respective strengths and weaknesses.
5 ref.

UDK 621.431.629

Aliev A.Ya., Aydemirov O.M., Aliev S.A. SRM-Driven Electrical Pump for Cooling System of a Reciprocating Engine // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 2. — P. 28–29.

Keywords: cooling system, cooling pump, electric drive, switched reluctance motor, SRM.

Cooling systems featuring engine-driven pumps are shown as having a number of drawbacks. Advantages of SRM-driven pumps are demonstrated. Specifically, such pumps are able to secure optimum engine thermal conditions.
2 ill., 4 ref.

UDK 621.436

Kryukov O.V. Automated Dynamometer for Reciprocating Engine Test Bed // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 2. — P. 30–35.

Keywords: reciprocating engine, benchmark test, dynamometer, test bed, test cycle, test schedule.

The article discusses design issues of automated dynamometers for engine test beds. Various dynamometers are compared in terms of power efficiency. Typical test system structures and engine test schedules are presented.
4 ill., 11 ref.

UDK 621.432

Rybakov M.G. Indicator Diagram as a Means of Evaluation of Piston Rings' Tightness // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 2. — P. 36–40.

Keywords: piston ring diagnostics, piston ring wear, cylinder liner wear, seal throttling characteristic, indicator diagram.

The technology in question allows evaluation of a leak through the gap between piston rings and cylinder liner walls based on the analysis of indicator diagram with no fuel injected. Seal throttling characteristic are plotted for the gap between piston rings and cylinder liner walls of marine diesel engine. The technology enables accurate in-situ evaluation of piston-cylinder gap tightness.
3 tables, 3 ill., 3 ref.

UDK 621.43

Development of Hyundai Heavy Industries Engine Lines-Up (Papers of CIMAC-2013) // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 2. — P. 41–54.

Keywords: HHI, engine line-up concept, high-speed engines H17/28, medium-speed engines M46/60, design features, engine data.

One of the world's largest engine makers, Hyundai Heavy Industries (HHI) has been developing new high-speed (H17/28) and medium-speed (H46/60V) engine families. The below papers present design concepts of HiMSEN engine families, such as modular approach, optimization with respect to fuel consumption, emissions, operating costs, service life, and easy maintenance.
The CIMAC papers are translated into Russian by G.Melnik, PhD.
2 tables, 35 ill., 6 ref.