ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 4 (266)
октябрь–декабрь 2016

Санкт-Петербург

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ		ENGINE BUILDING IN RUSSIA
Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года (*окончание*)	**3**	**Road Map for the Development of Reciprocating Engines in Russia up to Year 2020** (*end*)
РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ		**ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES**
Дворцов В.С., Ткаченко М.М., Куколев М.И. **Двигатели Стирлинга: Развитие конструкций и методов исследования**	**10**	*Dvortsov V.S., Tkachenko M.M. and Kukolev M.I.* **Stirling engines: Progress in design and research methods**
СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ		**ENGINE SYSTEMS AND UNITS**
Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. **Турбокомпрессоры фирмы «ABB Turbo Systems» с радиальной турбиной**	**15**	*Tsyplenkin G.E., Iovlev V.I. and Kozhenkov A.A.* **Turbochargers from «ABB Turbo Systems» featuring radial turbine**
Хархан В.Г. **Метрологические характеристики средств измерений при испытаниях ТНВД дизелей**	**26**	*Kharkhan V.G.* **Instruments used in engine HP fuel pump testing: metrological performance**
КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ		**CONSTRUCTION MATERIALS**
Иванов Д.А., Засухин О.Н. **Влияние условий газоимпульсной обработки на механические свойства сталей**	**30**	*Ivanov D.A. and Zasukhin O.N.* **Influence of gas explosion treatment parameters on steel mechanical properties**
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ		**ENGINE BUILDING NEWS**
Основные тенденции и приоритеты развития мирового двигателестроения (материалы конгресса CIMAC 2016)	**35**	**International engine building: trends and priorities (based on CIMAC 2016 papers)**
ИНФОРМАЦИЯ		**INFORMATION**
Рефераты статей	**61**	**Synopsis**
Перечень статей, опубликованных в журнале за 2016 год	**63**	**List of articles published in magazine for year 2016**

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*
А.К. Лимонов	*гл. конструктор*	*ОАО РУМО, Нижний 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*
В.И. Федышин	*директор*	*ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург*
В.В. Коновалов	*управляющий директор*	*ПАО «Звезда», Санкт-Петербург*
А.П. Маслов	*вед. инж.-конструктор*	*ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск*
А.С. Калюнов	*начальник ИКЦ*	*ООО НЗТА, г. Ногинск*

НИИ

Д.П. Ильющенко-Крылов	*гл. инженер*	*ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.А. Сорокин	*зав. отделом*	*ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.И. Ерофеев	*нач. отдела*	*I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург*
В.В. Альт	*рук. науч. направления*	*ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск*
Ю.А. Микутенок	*президент*	*НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург*
Б.А. Зеленов	*директор*	*НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург*

ВУЗЫ

Н.Д. Чайнов	*проф. кафедры Э-2*	*МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва*
Ю.В. Галышев	*зав. кафедрой двигателей*	*СПбПУ Петра Великого, ИЭТС, Санкт-Петербург*
М.И. Куколев	*проф. кафедры гидравлики*	*СПбПУ Петра Великого, ИСИ, Санкт-Петербург*
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*	*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 03.12.2016
Подписано в печать 26.12.16
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 143. 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. № 4 (266)

УДК 621.43

СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ РОССИИ НА ПЕРИОД ДО 2020 ГОДА

(*Окончание. Начало см. № 1–3, 2016*)

4. Мероприятия, необходимые для реализации стратегии развития поршневого двигателестроения России

4.1. Основные мероприятия и направления развития

Анализ ситуации, сложившейся в отрасли отечественного поршневого двигателестроения, позволяет сформулировать основные мероприятия и направления ее развития, которые необходимы для возвращения отрасли эффективности и конкурентоспособности. На первом этапе предлагается реализовать план формирования платформы развития отрасли, включающий следующие основные позиции.

➢ Оценка функционирования текущего законодательства и законодательная защита отечественного рынка от поставок импортной продукции с избыточными потребительскими качествами и завышенной ценой.

➢ Проведение всестороннего анализа состояния отрасли, изучение производительных сил по основным видам продукции, оценка эффективности их функционирования и параметров для дальнейшего перспективного развития, определение опорных предприятий отрасли — концентраторов.

➢ Определение программ целевого финансирования для модернизации производств и проведения НИОКР. В целях обеспечения целевого финансирования рассмотреть вопрос целесообразности создания банка (фонда) развития или наделить необходимыми полномочиями один из существующих банков.

➢ Создание научно-технических центров по разработке платформ для перспективных продуктов комплексного применения на базе консолидированных активов.

➢ Реформа национальной ассоциации производителей компонентов под контролем правительства в целях реализации разработанной стратегии и планов развития отрасли.

➢ Обеспечение функционирования системы информационного обмена между производителями конечной продукции и производителями (поставщиками) компонентов.

➢ Создание программы разработки перспективных компонентов и их внедрения в производство на основе целевого финансирования с участием производителей двигателей. Разработка системы налоговых льгот и поощрений для привлечения локальных поставщиков компонентов в долгосрочное сотрудничество.

➢ Совершенствование законодательства для вовлечения в международную кооперацию локальных производителей компонентов. Создание системы сертификации и контроля соответствия выпускаемой продукции техническим регламентам, международным национальным стандартам.

4.1.1. Структуризация производителей поршневых двигателей

Неравномерное распределение совокупной продукции отечественных двигателестроительных предприятий по областям применения и мощности двигателей привела к возникновению ситуации, в которой существенно затруднена и даже исключена возможность противостояния импорту. Пробелы в типаже судовых и промышленных дизелей (например, в диапазоне мощностей до 300 кВт и от 1000 до 1500 кВт), привел к тому, что эти сегменты совокупного рынка оказались практически полностью заняты импортом. В то же время в других сегментах рынка типаж продукции отечественных предприятий дублируется, что создает внутреннюю конкуренцию в борьбе за заказы (например, ОАО «Пензадизельмаш» и ООО УДМЗ, ОАО ВДМ и ПАО «Звезда», и т. д.).

К возникновению этой ситуации привели политика свободной конкуренции и отсутствие государственного участия в совете акционеров предприятий, исчезновение с карты России ряда предприятий, оказавшихся в странах СНГ и Балтии, а также ликвидация ряда предприятий вследствие их банкротства (ОАО «Русский дизель», ОАО «Дальдизель» и др.).

С целью сведения к минимуму внутренней конкуренции в отрасли предлагается диверсифицировать продукцию двигателестроительных заводов с выделением для каждого из них сегмента рынка по типажу и мощностным рядам. С учетом совершенствования антимонопольного законодательства это позволит более эффективно конкурировать с иностранными поставщиками на отечественном рынке.

4.1.2. Структуризация производителей компонентов и обрабатывающих предприятий

В настоящее время спрос на продукцию каждого отдельно взятого отечественного двигателестроительного предприятия существенно ниже его реальных производственных возможностей, что приводит к необходимости сокращения штата, демонтажа неиспользуемого технологического оборудования, сдачи в аренду свободных площадей, что, в свою очередь, еще сильнее снижает их производственный потенциал и возможности развития.

В этих условиях поддержание полной технологической производственно-обрабатывающей цепочки на каждом предприятии становится весьма убыточным и, безусловно, является нецелесообразным. Вместе с тем, мировой опыт, показывает высокую эффективность совместного применения таких принципов организации производства, как специализация и кооперация.

В некоторой степени, но совершенно недостаточной для решения всех проблем отрасли, эти принципы в России уже реализованы. Для повышения эффективности отрасли двигателестроения в целом, эти принципы необходимо интенсивно развивать, что позволило бы разгрузить двигателестроительные заводы от поддержания на каждом заводе ряда технологических цепочек (в первую очередь это относится к изготовлению отдельных комплектующих и обрабатывающим производствам).

В целях оптимизации совокупного производителя (поставщика) компонентов и комплектующих для двигателестроительных предприятий, целесообразно сконцентрировать их производство (по возможности для удовлетворения спроса нескольких или всех двигателестроительных заводов) на специализированных отечественных предприятиях, переориентировав, при необходимости, эти предприятиях под потребности отрасли.

В случаях, когда комплектующие не производятся в России или их качество не соответствует требованиям, обеспечивающим создание конкурентоспособных двигателей, специализированные предприятия необходимо строить с нулевого цикла, применяя в виде исключения (на период освоения данного производства) импортные комплектующие.

Аналогичным образом предлагается развивать специализированные предприятия по механической и термической обработке деталей, обработке давлением, специализированные литейные предприятия и другие специализированные производства для удовлетворения нужд производителей поршневых двигателей и агрегатов.

4.1.3. Научно-технический и экономический аудит предприятий

Действующие отечественные двигателестроительные предприятия, производители комплектующих и специализированные предприятия, участвующие в технологической цепочке изготовления двигателей, должны быть подвергнуты по профилю своей деятельности научно-техническому и экономическому аудиту. Это необходимо для подтверждения их технической и технологической оснащенности, а также экономической состоятельности при участии в процессе производства современных конкурентоспособных двигателей. Совокупность предприятий, успешно прошедших процедуру аудита, будет составлять так называемую «оптимальную кооперацию» отрасли.

4.1.4. Примерная структура «оптимальной кооперации» отрасли

Предприятия, вошедшие в структуру «оптимальной кооперации» являются первоочередными адресатами для получения государственной поддержки при выполнении возложенных на них производственных функций. При этом на некоторых предприятиях необходимо провести частичное, а в отдельных случаях и полное перепрофилирование производства для обеспечения эффективного выполнения функций в структуре «оптимальной кооперации» отрасли.

Примерная структура «оптимальной кооперации» отрасли (как основа для обсуждения) приведена на рис. 4.1.



Рис. 4.1. Пример структуры «оптимальной кооперации» отрасли

4.1.5. Увеличение доли государства в предприятиях структуры «оптимальной кооперации»

В целях достижения равномерного и полного охвата рынков сбыта продукции предприятий двигателестроения, а также обеспечения предприятий отрасли компонентами и услугами специализированных производств необходимо провести всесторонний анализ наиболее проблемных позиций в структуре «оптимальной кооперации» и разработать эффективный для каждого конкретного случая механизм (совокупность механизмов) и объем государственной поддержки.

Для обеспечения эффективности мер государственной поддержки, управления стратегией развития отрасли двигателестроения, предотвращения самовольной переориентации или упразднения производства незаинтересованными в поддержке отечественного двигателестроения собственниками предприятий, вошедших в структуру «оптимальной кооперации», а также исключения возможности продажи предприятий зарубежным компаниям, необходимо увеличение доли государства в уставных фондах предприятий вплоть до контрольного пакета.

4.1.6. Применение политики тарифного и пошлинного регулирования по отношению к импортируемой продукции

Промышленно развитые государства, как правило, эффективно применяют политико-экономические меры поддержки производителей в важных для экономики отраслях. Ситуация в отрасли отечественного двигателестроения требует срочного применении всех существующих механизмов, препятствующих дальнейшему проникновению и закреплению позиций зарубежных производителей на отечественном рынке.

Применительно к продукции оборонного или двойного назначения, а также другой деятельности в интересах безопасности государства, приняты законодательные акты, прямо запрещающие применение продукции иностранного происхождения, за исключением случаев, когда необходимая продукция не производится в России или производятся с низким качеством, не позволяющем эффективно решать задачи обороны страны.

Целесообразно и обосновано включение отрасли двигателестроения в перечень стратегических отраслей, что позволит применять аналогичные защитные меры к конечному продукту отрасли и спектру основных компонентов и комплектующих.

4.1.7. Контроль стратегий развития и планирования НИОКР на предприятиях структуры «оптимальной кооперации»

Отсутствие скоординированных действий руководства предприятий двигателестроения в области планирования НИОКР зачастую приводит к тому, что направленность, цели и задачи НИОКР, затраты на выполнение которых и без того невелики, не соответствуют прогнозируемым потребностям рынка и стратегическим государственным интересам.

НИОКР являются одним из важнейших инструментов для обеспечения качества продукции, производимой на предприятии, входящем в структуру «оптимальной кооперации», в соответствие с поставленной перед ним задачей. Поэтому управление системой НИОКР на всех предприятиях должно быть подчинено единому замыслу, направленному на освоение передовых технологий и наращивание технического превосходства той части продукции, которая уже существует и обладает потенциалом конкурентоспособности.

4.1.8. Разработка программы поддержки национальных инженерных кадров

Проблема снижения квалификации кадров вследствие ухода специалистов на заслуженный отдых, отсутствия наставничества, обеспечивающего преемственность поколений, а также отток высококвалифицированных специалистов из предприятий отрасли в другие сферы занятости или за рубеж, может быть преодолена при реализации специально разработанной программы поддержки инженерных кадров. Программа должна включать плановое повышение квалификации персонала, методы материальной поддержки молодых специалистов и все доступные средства морального поощрения в форме государственных и отраслевых наград, присвоения почетных званий с целью повышения социального статуса и престижа инженеров, конструкторов и ученых, работающих в отрасли двигателестроения.

4.1.9. Организация выставки-конференции «Поршневое двигателестроение»

Действующая с периодичностью 2–3 года выставка и сопровождающая ее научная конференция необходима для достижения следующих целей:

- информирование потенциальных потребителей о новой продукции, сферах ее применения и потребительских свойствах;
- обмен научно-технической и коммерческой информацией между предприятиями, расположенными в различных регионах, что способствует рационализации хозяйственных связей;
- формирование технической политики в области развития и внедрения новых технологий, образцов новой техники, освещение достижений и перспектив развития прикладной науки в областях машиностроения и двигателестроения
- освещение достижений отрасли в специализированных каталогах, в периодических спе-

циализированных печатных изданиях и электронных ресурсах.

4.2. План мероприятий и первоочередные проекты стратегии

4.2.1. Развитие типажа и организация производства среднеоборотных газопоршневых двигателей в диапазоне мощностей 500–3500 кВт для железнодорожного и водного транспорта, агрегатов малой энергетики

В рамках завершенной подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» на 2007–2011 годы работы по созданию прототипов газопоршневых двигателей в диапазоне мощностей от 500 до 3500 кВт не были предусмотрены, несмотря на то, что в Российской Федерации остро ощущается потребность в среднеоборотных газопоршневых двигателях, как наиболее эффективных, в следующих отраслях промышленности:

- железнодорожный и водный транспорт, с экономичными и экологически безопасными силовыми установки;
- двигатели для привода буровых установок в нефтегазовой промышленности, использующие в качестве топлива попутный нефтяной газ;
- экологически безопасные резервные и автономные источники тепло и электроснабжения с газопоршневыми двигателями для генерации тепловой и электрической энергии в часы пиковых нагрузок и при возникновении аварийных ситуаций.

Производство газопоршневых двигателей в РФ практически отсутствует несмотря на то, что двигатели этого типа наиболее эффективны с точки зрения снижения вредного воздействия на окружающую среду и эксплуатационных затрат в процессе жизненного цикла.

4.2.2. Организация производства семейства транспортных высокооборотных V-образных дизельных двигателей, рабочим объемом от 16 до 50 л, в 8, 12 и 16-цилиндровом исполнении

На ОАО ТМЗ в инициативном порядке был разработан базовый двигатель семейства ТМЗ-880 для применения на внедорожной технике и транспорте, в том числе специального назначения. Двигатели семейства в дизельном и газопоршневом исполнении планируется развернуть в мощностной ряд с рабочим объемом от 16 до 50 л, агрегатной мощностью 500 до 3000 кВт с объемом производства до 3,5 тыс. штук в год.

4.2.3. План мероприятий по реализации стратегии

Предлагаемый для обсуждения план мероприятий по реализации стратегии приведен в табл. 4.1

Таблица 4.1

План мероприятий по реализации стратегии

Мероприятия	Год	Объем финансирования, млрд руб.	Результаты
Организация производства среднеоборотных газопоршневых двигателей и их компонентов диапазоне мощностей от 500 до 3500 кВт	2016 – 2018	0,8–0,9	Производство среднеоборотных газопоршневых двигателей, на действующих заводах
Разработка и организация производства перспективных судовых силовых агрегатов и двигатель-генераторов мощностью выше 7,5 МВт	2016 – 2018	1,3–1,7	Опытные образцы и рабочая конструкторская докумен-тация семейства судовых силовых агрегатов и двигатель-генераторов.
Организация производства семейства транспортных высокооборотных V-образных дизельных двигателей, рабочим объемом от 16 до 50 л в 8, 12 и 16-цилиндровом исполнении	2016 – 2018	1,0–2,0	Опытные образцы и рабочая конструкторская документация семейства транспортных высокооборотных V-образных дизельных двигателей.
Развитие литейного производства компонентов поршневых двигателей	2016 – 2018	16,8	Производство отливок блоков, крышек и втулок цилиндров
Развитие производства топливной аппаратуры и ее компонентов	2016 – 2018	3,5–5,0	Производство топливной аппаратуры
Развитие производства агрегатов наддува	2016 – 2018	1,5–3,0	Производство агрегатов наддува
Развитие производства элементов цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма	2016 – 2018	1,0–1,5	Производство элементов ЦПГ и КШМ для среднеоборотных и быстроходных двигателей
Организация кузнечно-прессового производства заготовок для производства компонентов среднеоборотных дизелей	2016 – 2018	2,0	Производство коленчатых валов, шатунов и шестерен для среднеоборотных и быстроходных двигателей
Организация производства систем комплексной нейтрализации отработавших газов	2016 – 2018	1,5	Производство систем комплексной нейтрализации
Развитие производства отечественной компонентной базы для системы управления двигателем	2016 – 2018	1,5–2,5	Производство компонентов системы управления двигателем
Создание отечественного конкурентоспособного центра инжиниринговых услуг и Центра коллективного пользования испытательным оборудованием	2016 – 2017	3,5	«Федеральный исследовательский центр по развитию поршневого двигателестроения в Российской Федерации»
Итого:		**34,4–40,4**	

4.3. «Федеральный исследовательский центр по развитию поршневого двигателестроения в Российской Федерации»

4.3.1. Актуальность проекта

В целях улучшения ситуации в отрасли поршневого двигателестроение в РФ необходимо создание Федерального инженерного (научно-исследовательского) центра по развитию поршневого двигателестроения. Мировой опыт показывает, что деятельность подобных центров крайне востребована и позволяет эффективно решать комплекс задач, возникающих при разработке и организации производства перспективных семейств поршневых двигателей. Создание современного поршневого двигателя собственными силами ни одному производителю в настоящее время не представляется возможным. Действующие зарубежные инженерные центры, как правило, действуют на базе или в тесном сотрудничестве с техническими университетами. (AVL, FEV, Ricardo).

При создании федерального исследовательского центра необходимо учитывать специализацию и наличие компетенций на отечественных предприятиях отрасли двигателестроения.

Опыт реализации государственных контрактов подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 годах дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» показал, что исполнители контрактов отечественные заводы производители поршневых двигателей были вынуждены обратиться к зарубежным инжиниринговым компаниям для выполнения расчетных и проектно-конструкторских работ. Следовательно, возникла острая необходимость создания подобной инжиниринговой компании или сети взаимосвязанных специализированных инжиниринговых компаний в нашей стране. Учитывая существующее отставание отечественных научных и инжиниринговых организаций от зарубежного уровня, а также для развития компетенций в области оказания инжиниринговых услуг, по-видимому, необходим выбор стратегического партнера для совместного участия в проектах и вложения финансовых средств в основные фонды российских научно-исследовательских центров компетенций.

Федеральный исследовательский центр по развитию поршневого двигателестроения в Российской Федерации (далее Центр развития двигателестроения) это инжиниринговая компания, создаваемая с целью разработки и внедрения в производство традиционных и инновационных силовых установок для пассажирского и коммерческого транспорта, колесной и гусеничной техники общего и специального назначения, а также судовых, железнодорожных и стационарных промышленных двигателей для объектов малой и распределенной энергетики.

Центр развития двигателестроения должен иметь гибкую структуру и материально-техническое обеспечение, позволяющие выполнять следующие основные задачи:

- импортозамещение инжиниринговых услуг для нужд двигателестроительных предприятий;
- анализ направлений развития поршневых двигателей и их компонентов, разработка проектов по развитию и модернизации типоразмерных рядов традиционных двигателей;
- разработка новых типов двигателей и трансмиссий, гибридных силовых установок и технологий их производства, а также конкурентоспособных экологически безопасных силовых установок;
- проведение фундаментальных исследований внутрицилиндровых процессов в двигателях в области кинетики горения топлив и процессов газообмена;
- разработка современных методов проектирования двигателей и их компонентов, программных продуктов для математического моделирования процессов в двигателях, кинетики образования и разложения вредных веществ, процессов и технологий очистки газов;
- разработка и внедрение в производство новых, в том числе композитных материалов и технологий их обработки;
- создание испытательных и исследовательских стендов для стандартных и исследовательских испытаний двигателей, их систем и агрегатов;
- информационное обеспечение двигателестроительных предприятий и подразделений о перспективных разработках в мировом и отечественном двигателестроении;
- подготовка и переподготовка квалифицированных кадров для отечественного двигателестроения, организация международных и национальных научно-технических конференций по актуальным вопросам развития двигателестроения;
- участие в работах по стандартизации продукции отрасли и подтверждению ее соответствия требованиям национальных и международных стандартов.

4.3.2. Основные объекты разработки и исследования

Объекты исследований и разработок, выполняемых Центром развития двигателестроения, прежде всего должны быть направлены на развитие судовых, железнодорожных, стационарных промышленных двигателей, двигателей для внедорожной техники и техники специального назначения, поскольку центры развития двигателей

для автомобильной и автотракторной техники в РФ сохранились и действуют.

4.4. Меры государственной поддержки для развития производства поршневых двигателей и их компонентов

4.4.1. Стимулирование внутреннего спроса

➢ Подготовка предложений по обновлению парка техники и стимулированию перехода на поршневые двигатели более высокого экологического класса.

➢ Подготовка предложений по применению субсидий для приобретения техники с отечественными поршневыми двигателями с учетом работы в условиях ЕЭП и ВТО.

➢ Подготовка предложений, определяющих предельный срок временного ввоза отдельных видов техники с поршневыми двигателями на единую таможенную территорию Таможенного союза в рамках Евразийского экономического сообщества.

➢ Проведение анализа и подготовка предложений о целесообразности актуализации ставок ввозных таможенных пошлин на поршневые двигатели зарубежного производства, их компоненты, а также на технику с поршневыми двигателями.

➢ Определение уровня локализации производства поршневых двигателей, компонентов, а также техники с поршневыми двигателями, производимой на территории Российской Федерации, в том числе в условиях работы в ЕЭП и ВТО.

4.4.2. Увеличение экспорта поршневых двигателей российского производства

➢ Подготовка перечня приоритетных регионов для экспорта поршневых двигателей, компонентов и предложений по ее продвижению в соответствующие иностранные государства.

➢ Подготовка предложений по совершенствованию комплекса финансовых мер поддержки и развития экспорта поршневых двигателей и их компонентов.

4.4.3. Стимулирование модернизации и повышения конкурентоспособности поршневых двигателей и компонентов отечественного производства

➢ Подготовка предложений по развитию производства и применения в России современной компонентной базы для повышения качества производимых поршневых двигателей. Подготовка предложений по развитию производства новых поршневых двигателей с использованием современной компонентной базы.

➢ Утверждение и регулярная корректировка Стратегии развития поршневого двигателестроения в России, планов мероприятий, мониторинг российского рынка поршневых двигателей и компонентов.

➢ Подготовка и утверждение перечня инновационных НИР и ОКР по созданию современных поршневых двигателей и их компонентов и определение источников объема финансирования.

4.5. Источники финансирования для реализации Стратегии

Источниками финансирования расходов на реализацию мероприятий Стратегии развития поршневого двигателестроения Российской Федерации на период до 2020 года являются собственные и привлеченные средства производителей двигателей при поддержке федерального бюджета (в части государственных гарантий, в среднесрочной перспективе субсидий процентных ставок и прямых инвестиций в НИОКР), бюджетов субъектов Российской Федерации (в части средств, направленных на создание технопарков), а также средства коммерческих организаций и иные внебюджетные источники.

При этом необходимо использовать имеющиеся возможности банков с государственным участием по выделению кредитных линий, в том числе, для реализации долгосрочных инвестиционных проектов, направленных на создание новых и технологическую модернизацию действующих производственных мощностей, подготовки к постановке на производство инновационных продуктов, а также стимулировать производителей к инвестиционной активности в области разработки и освоения производства новых двигателей и их компонентов.

Кроме того, учитывая значительную степень закредитованности предприятий российской промышленности по производству двигателей и компонентов и невозможность использования собственных средств, необходимым условием реализации инвестиционных проектов на первом этапе является использование заемных средств и других источников финансирования, в том числе, с предоставлением государственных гарантий под выдаваемые кредиты.

Для реализации Стратегии определен ряд инструментов, позволяющих эффективно контролировать риски и методы использования выделенных средств.

Для инвестиций в создание новых и модернизацию существующих производственных мощностей предлагаются следующие источники:

➢ предоставление долгосрочного финансирования (до 10 лет) с одновременным субсидированием кредитных ставок в среднесрочном периоде для технического перевооружения и нового строительства;

➢ софинансирование государством строительства на ограниченно выбранных территориях инфраструктуры и инженерных объектов, в т. ч.

технопарков и индустриальных зон (за счет федерального и местного бюджетов);

➢ средства, аккумулированные за счет сокращения издержек производства, вызванного снижением ввозных таможенных пошлин на отдельные виды технологического оборудования;

➢ государственные гарантии по поддержке проектов инновационного характера.

Для инвестиций в НИОКР предлагаются следующие источники:

➢ государственное финансирование части инновационных НИОКР;

➢ средства, аккумулированные за счет сокращения издержек производства, вызванного снижением ввозных таможенных пошлин на отдельные виды исследовательского и технологического оборудования.

Заключение

Поршневое двигателестроение в Российской Федерации, после стагнации отрасли в 90-е годы, в настоящее время постепенно переходит к состоянию активного развития. Это обусловлено как ростом экономики нашей страны в целом, так и комплексной поддержкой отросли государством.

Очевидно, что для дальнейшего эффективного развития и интеграции предприятий отрасли в мировую экономику, также как и предприятий, выпускающих конечную продукцию, дальнейшая их поддержка со стороны государства жизненно необходима.

Представленная для обсуждения стратегия в случае ее реализации позволит:

➢ сконцентрировать использование финансовых, технических, технологических, материальных и кадровых ресурсов;

➢ возродить научные школы двигателестроения;

➢ существенно увеличить создаваемую добавленную стоимость продукта;

➢ увеличить потребление поршневых двигателей отечественного производства на внутреннем рынке.

Следует отметить, что поддержка государства не должна сводиться только к экономическим мерам. Прежде всего, необходимо крайне эффективно использовать средства государственного бюджета. В этом смысле опыт реализации отдельных ОКР при поддержке государства показывает, что любую подобную работу необходимо разбивать на два этапа:

➢ первый сводится к выполнению задачи на стадии эскизного проекта на конкурсной основе (например, двумя организациями);

➢ второй состоит в определении победителя по итогам выполнения первого этапа, который и будет доводить ОКР до завершения.

При определении конкретного поставщика компонентов для конечного продукта необходимо крайне внимательно относиться к составлению списков уникальных поставщиков продукции, и выносить решение о выборе поставщика на коллегиальное обсуждение, например, включая эти вопросы в повестку для Координационного совета по развитию поршневого двигателестроения в РФ, действующего при Минпромторге РФ.

Реализация комплекса вышеуказанных мероприятий в совокупности с внесением определенных изменений в законодательную базу, несомненно, приведет к резкому увлечению производительности труда, росту экономических показателей предприятий отрасли, уменьшению зависимости от экспорта смежных отраслей промышленности, повышению экономической безопасности и обороноспособности Российской Федерации.

Послесловие редакции

В этом номере журнала редакция завершает публикацию материалов «Стратегии развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года», подготовленной Координационным советом Минпромторга РФ по развитию поршневого двигателестроения в России (далее Стратегия). Впервые проект настоящей Стратегии как программный документ, определяющий основные направления государственной политики в области развития поршневого двигателестроения на ближайшую и среднесрочную перспективу, опубликован до его утверждения с целью открытого и всестороннего обсуждения специалистами.

По мнению редакции, эффективность реализации подпрограммы «Создание и организация производства в Российской Федерации в 2011–2015 гг. дизельных двигателей и их компонентов нового поколения» федеральной целевой программы «Национальная технологическая база» могла быть значительно выше, если бы в ее обсуждении на стадии подготовки приняли участие специалисты, работающие в отрасли.

Замечания и предложения по содержанию документа, направленные в электронном виде в адрес редакции (cnidi_ecoservice@rdiesel.ru) будут систематизированы, обобщены, опубликованы в журнале и переданы разработчикам Стратегии с целью внесения изменений в ее заключительную редакцию.

УДК 621.444

ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА: РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ И МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

В.С. Дворцов, начальник конструкторского бюро,
М.М. Ткаченко, ведущий инженер-конструктор,
ООО «Тепловые моторы», Москва
М.И. Куколев, профессор кафедры гидравлики
ИСИ СПбПУ, Санкт-Петербург

Дано описание результатов развития двигателей Стирлинга (ДС) за последние десятилетия и приведены рабочие параметры современных образцов двигателей. Показано, что конструкция силовых механизмов ДС развивается в направлении применения бесшатунных схем С.С. Баландина, А.И. Костина и других запатентованных в РФ решений.

Одним из перспективных направлений развития ДС является применение конструкций модульного типа, что позволяет значительно упростить процесс создания мощного двигателя методами физического моделирования на основе исследований и доводки процессов в одном из однотипных рабочих контуров. Обоснована необходимость подготовки специалистов по ДВПТ на кафедрах технических университетов, отсутствие которых сдерживает организацию производства многотопливных, бесшумных и экологически безопасных двигателей в РФ.

История «взлетов и падений» двигателя с внешним подводом теплоты, работающего по циклу Стирлинга, насчитывает уже 200 лет. В начале прошлого века подобные двигатели выпускали серийно в различных модификациях.

Современный этап развития двигателей Стирлинга (ДС) и холодильно-газовых машин, работающих по обратному регенеративному циклу, фактически начинается в 30–40-х гг. XX века, когда голландской компанией «Phillips Gloeilampenfabrieken» были разработаны серийные криогенные машины и экспериментальные образцы двигателей. Эти работы стали фундаментом современных разработок многих фирм в различных странах мира.

Дать надежный прогноз развития ДС достаточно сложно, так как помимо технических и технологических проблем присутствует и негативный политический аспект. Так, для силовых установок гибридного электромобиля давно предлагается ДС, что позволило бы эксплуатировать подобные транспортные средства, в том числе и в холодном климате с экологически чистыми малошумными многотопливными двигателями. К примеру, при создании современного автомобильного многоцилиндрового парового двигателя с внешним подводом теплоты (ДВПТ) в Германии [1] были использованы пористые газовые горелки, которые обеспечивали высокую компактность, многотопливность и экстремально малый выброс вредных веществ при практически полном сгорании топлива. Горелки успешно испытаны на природном газе, пропане, бутане, всех широко применяемых автомобильных топливах (в газообразном состоянии) причем любого качества. Однако такое решение открывает рынок для производства различных топлив, которые будут дешевле высокооктанового бензина, а это вряд ли сможет преодолеть «нефтяное лобби» на современном этапе.

Тем не менее, к настоящему времени исследованиями ДС продолжают активно заниматься во всех развитых странах мира. Затрачены огромные средства на НИОКР, исследованы различные области применения двигателей, построены исследовательские стенды, опытные и серийные образцы двигателей. Разработаны методы расчета двигателей на основе современной вычислительной техники и с учетом результатов экспериментальных исследований. Количество научных и тем более научно-популярных публикаций трудно подсчитать. Интернет заполнен информацией о действующих макетах самодельных двигателей и советами, как сделать двигатель у себя в гараже или на даче, в результате чего возникает обманчивое ощущение простоты создания ДС. Известны модели современных двигателей мощностью от 1 до 100 кВт, с эффективным КПД до 35 %, средним эффективным давление до 2 МПа, массогабаритными показателями и уравновешенностью одного порядка с ДВС, при этом практически бесшумные. Рабочее тело — гелий или водород, ресурс выше, чем у ДВС.

Несмотря на эти преимущества ДС, как и вообще ДВПТ, пока не получили широкого применения. Оставляя за рамками данной статьи обсуждение «причин искусственного сдерживания развития ДВПТ, кратко коснемся вопросов расчета термодинамического цикла, развития силовых механизмов и экспериментальной отработки образцов ДС.

Сегодня расчет процесса ДС по классическому методу Шмидта уже практически не интересен, за исключением ознакомления с ДС в учебном процессе. Метод дает сравнительно простые выражения для расчета индикаторной и эффективной выходной мощности с приемлемой точностью [1]. При этом точно оценить КПД цикла метод не позволяет.

Эффективность идеального термодинамического цикла Стирлинга можно охарактеризовать следующими показателями. В цилиндре объемом 1 литр (1000 см^3) изотермически сжимается идеальный газ от начального давления 2 МПа до 4 МПа (степень сжатия 2) при температуре 300 К. Затем этот газ нагревается до температуры 900 К при постоянном объеме. Давление в конце сжатия составит 12 МПа. Изотермическое расширение со степенью 2 снизит давление до 6 МПа. Энергия от охлаждающегося до 300 К газа поглощается регенератором и затем возвращается рабочему телу в цикле нагрева. Среднее давление сжатия — 3 МПа, среднее давление расширения — 9 МПа. Среднее эффективное давление в цикле — 6 МПа, индикаторный КПД при этом — 66,7 %. При 3000 об/мин литровый двигатель может развивать индикаторную мощность до 300 кВт. Приведенные параметры по давлению и температуре вполне достижимы для современных ДС. Так, реальный ДС фирмы «Phillips» рабочим объемом 1085 см^3 при 3000 об/мин развивал мощность 88,5 кВт. Среднее давление гелия составляло 11,85 МПа; температура охлаждающей воды — 313 К, стенки нагревателя — 978 К, эффективный КПД — 36,5 %. Известны образцы двигателей, работающие при $p_{ср}$ = 24 МПа, p_e = 5,7 МПа и имеющие КПД до 52 %.

Актуален вопрос моделирования (идентификации) параметров реального термодинамического цикла. Реальный цикл характеризуется переменными во времени скоростями и расходами рабочего тела; нестационарной температурой и сечениям тракта; низкой достоверностью определения мгновенных значений теплоотдачи в условиях нестационарных турбулентных потоков рабочего тела. При этом наиболее сложный расчет регенератора требует обязательной корректировки по экспериментальным данным.

Тракт рабочего тела ДС имеет проточную часть, состоящую из горячего объема (расширения) и холодного объема (сжатия). Объемы соединены последовательно теплообменниками — охладителем, регенератором и нагревателем (рис. 1).

Для привода поршней, обеспечивающих передвижение рабочего тела по тракту, применяются различные механизмы [2, 3]. Как отмечено авторами [4], «.. *наиболее рациональным приводом для ДВПТ в настоящее время является кривошипно-шатунный механизм (КШМ) крейцкопфного типа, а наиболее перспективным для создания высокоэффективных компактных ДВПТ является бесшатунный механизм (БМ) С.С. Баландина*».

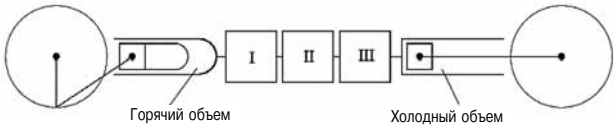
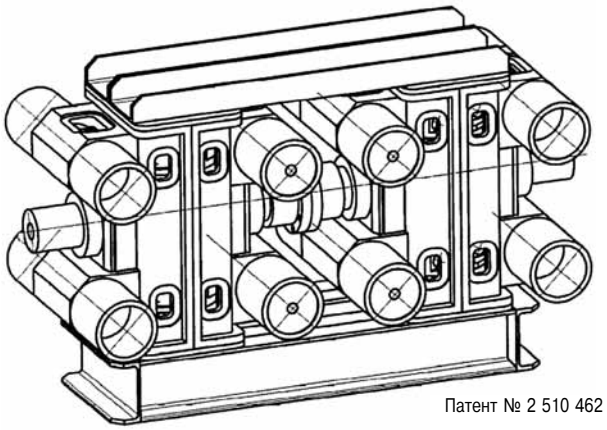


Рис. 1. Тракт рабочего тела ДС:
I — нагреватель, II — регенератор, III — холодильник

При всех своих достоинствах бесшатунный механизм С.С. Баландина удобен для применения в авиационной и, возможно, космической технике. В наземных и подводных транспортных или стационарных энергетических установках его применение сопряжено с целым рядом трудностей, например — сложностью обслуживания и ремонта в стесненных условиях. Поэтому продолжаются поиски бесшатунных механизмов других конструктивных схем для ДС большой мощности (рис. 2).


Патент № 2 510 462

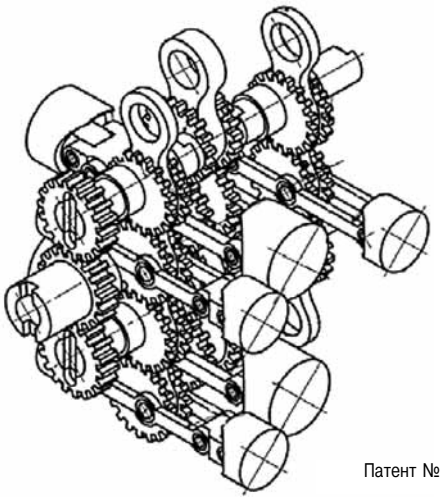

Патент № 2 525 342

Рис. 2. Бесшатунные механизмы, запатентованные в РФ

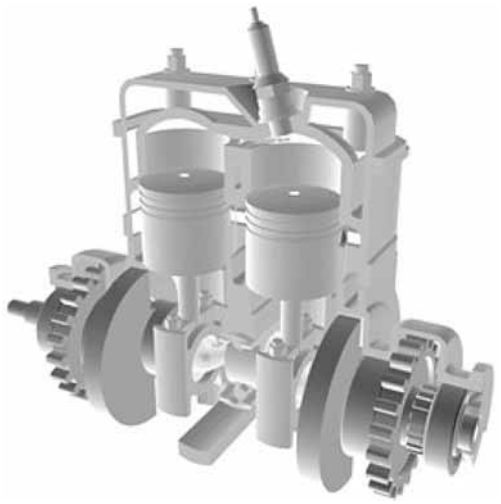


Рис. 3. ДВС 2Д-200 с бесшатунным силовым механизмом конструкции А.И. Костина

В отличие от вышеприведенных пока не созданных в металле и еще не испытанных механизмов рассматривается также вариант построения ДС на основе бесшатунного механизма конструкции А.И. Костина (Патент РФ на изобретение № 2117791) [5]. Механизм показал свою работоспособность по результатам стендовых испытаний ДС 2Д-200 мощностью 16,5 кВт (рис. 3).

Для проектирования ДС на основе данного механизма были проведены специальные экспериментальные исследования [6]. Они позволили уточнить влияние схемы механизма на условия работы уплотнений, в частности — вибрационных нагрузок в крайних положениях поршней.

Совместно с ООО «Тепловые моторы» (Москва) был спроектирован базовый модуль ДС с бесшатунным силовым механизмом (патент РФ на полезную модель № 163936). В качестве примера приведена схема ДС из четырех модулей суммарной мощностью 20 кВт (рис. 4).

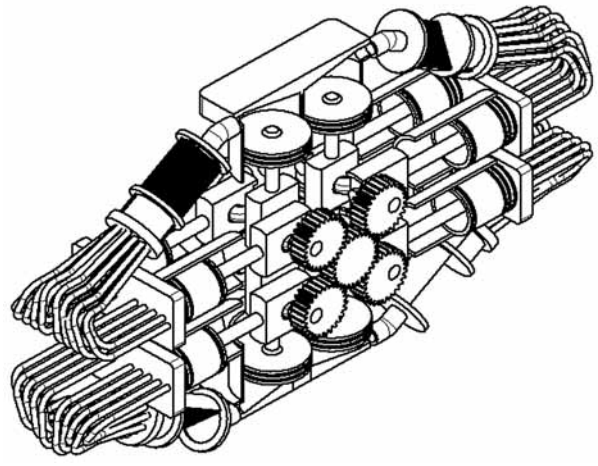


Рис. 4. Схема ДС (4 модуля) мощностью 20 кВт

К сожалению, остро ощущается нехватка квалифицированных специалистов, что сдерживает развитие НИОКР в области развития теории и конструкции ДС. Прежде всего это связано с отсутствием в учебных планах технических университетов специализированных дисциплин по тематике ДВПТ и, в частности, ДС.

Применительно к образовательным целям введение в учебный процесс изучения теории и конструкции ДС обладает целым рядом преимуществ.

1. *Наукоемкость.* При рассмотрении рабочего процесса решаются задачи нестационарных процессов теплообмена и газодинамики; при проектировании узлов — задачи механической и термической прочности. Дополнительно необходимо решать вопросы, уравновешивания силового механизма, создания уплотнений, работающих без смазки, разработка системы управления двигателем для эффективного подвода теплоты в цикл и т. д.

2. *Безопасность.* Рабочий процесс двигателя осуществляется за счет циклического охлаждения и нагревания рабочего тела. В отличие от ДВС процесс горения топлива стационарный, его легче контролировать, так как горелка вынесена за пределы двигателя. Кроме того, при необходимости процесс горения топлива можно заменить электрическим нагревом.

3. *Разнообразие конструкций.* В свободном доступе размещено множество материалов по изготовлению маломощных моделей двигателей, в том числе при помощи аддитивных технологий. Это обеспечивает возможности изучения применяемых конструктивных решений и проведения оптимизации параметров двигателей, в том числе за счет применения различных конструкционных материалов.

В рамках университетского технического образования изучение ДС позволит упростить создание современных опытных образцов и серийных изделий. Объединяя материал нескольких учебных курсов, структурируя полученные знания, изучая конструкции на примере простейших действующих моделей, студенты приобретают необходимый уровень знаний, умений, навыков и компетенций.

Одним из основных препятствий для рационального использования ДС в качестве материальной учебной базы является отсутствие многофункционального учебно-демонстрационного двигателя.

В СССР подобный двигатель был разработан киевским кооперативом «Плазмотрон» и некоторое время выпускался под названием УДС-1 (рис. 5, табл. 1) [7]. Достаточно удачная конструкция отлично иллюстрирует работу ДС, однако с точ-

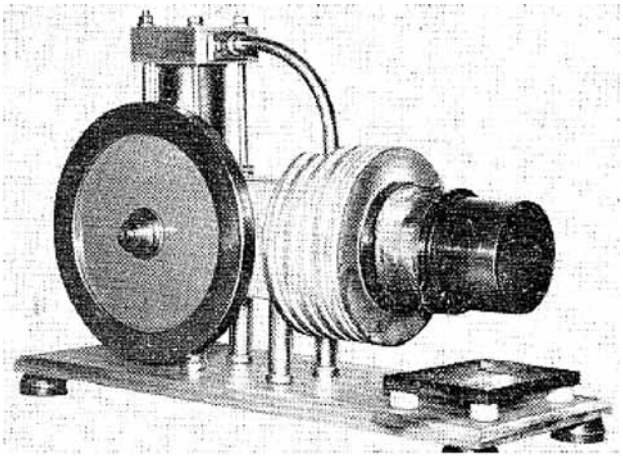


Рис. 5. Учебно-демонстрационный двигатель Стирлинга УДС-1 [7]

Таблица 1

Характеристики УДС-1

Параметр	Значение
Эффективная мощность, Вт	5–6
Частота вращения выходного вала, об/мин	500–900
Ход поршня и вытеснителя, мм	30
Рабочее тело	воздух
Габаритные размеры, мм	340×160×170
Масса, кг	5

ки зрения отработки новых узлов перспективных двигателей она малоприменима.

Для образовательных и научно-исследовательских целей в Челябинском высшем военном автомобильном командно-инженерном училище (военном институте) имени главного маршала бронетанковых войск П.А. Ротмистрова применялась установка для утилизации теплоты отработавших газов ДВС. Она состояла из ДС 5,5/2,1 вытеснительного типа β-модификации с ромбическим приводом и электрическим генератором (рис. 6). Ее основные характеристики: эффективная мощность — 225 Вт; частота вращения коленчатого вала — 1700 об/мин; рабочее тело ДС — гелий [8].

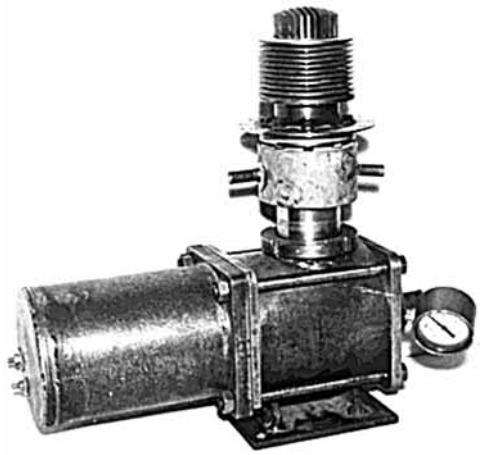


Рис. 6. Установка с ДС 5,5/2,1 [8]

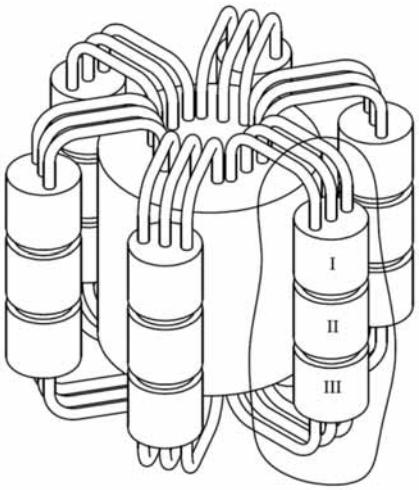


Рис. 7. ДС из однотипных контуров:
I — нагреватель, II — регенератор, III — холодильник

На базе установки с ДС 5,5/2,1 проводились различные исследования, результаты которых вошли в несколько диссертационных работ. В то же время сравнительно малая мощность образца затрудняет его широкое применение для учебно-научных целей в дальнейшем.

На современном этапе наиболее актуальны вопросы физического и математического моделирования процессов теплообмена во внутреннем корпусе мощных двигателей. Для решения этих задач мощный ДС составляется из параллельно расположенных однотипных контуров (рис. 7). При этом «базовый» контур выполняется и отрабатывается на малом экспериментальном стенде, повторяя без масштабирования параметры теплообменников, что позволяет создать расчетные модели реально протекающих процессов в переменных объемах [9, 10]. Конструкция такого экспериментального стенда разрабатывается в настоящее время. Ее реализация позволит с минимальными затратами испытывать теплообменники ДС в условиях реального термодинамического цикла и получать объективные данные необходимые для развития теории и методов проектирования ДС на стадии их разработки.

Специалисты ООО «Тепловые моторы» (Москва) и кафедры гидравлика Инженерно-строительного института ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» разработали двигатель, скомпонованный по модульному принципу, описанному выше. Составные части ДС представляют собой законченные изделия, конструкцию которых можно моделировать в широких пределах (рис. 8, табл. 2).

Помимо исследования отдельных элементов, такой ДС позволяет проводить испытания раз-

Таблица 2

Характеристики экспериментального ДС

Параметр	Значение
Эффективная мощность, Вт	1000
Количество подводимой энергии, Вт	4000
Частота вращения выходного вала, об/мин	1500
Тип компоновочной схемы	Альфа
Рабочее тело	Воздух, гелий, азот
Рабочее давление, МПа	10
Рабочий объем, $см^3$	40
Габаритные размеры, мм	473×205×257
Масса, кг	38

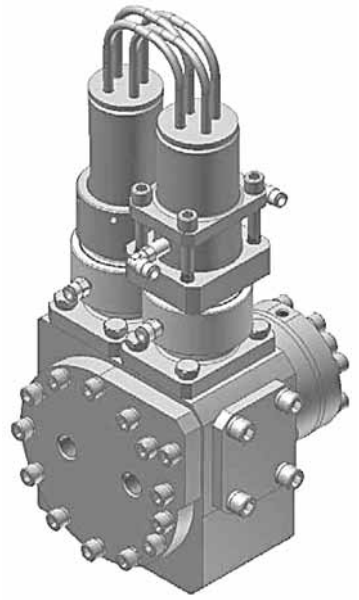


Рис. 8. ДС конструкции М.М. Ткаченко и В.С. Дворцова для малого экспериментального стенда

личных конструкционных материалов и наблюдать их поведение в условиях реальной работы.

Двигатель имеет картерную полость, находящуюся под средним давлением цикла. Генератор находится в картерной полости и соединен с окружающей средой при помощи герметичных выводов. Предусмотрена возможность работы генератора в режиме стартера для запуска ДС.

Режим работы двигателя регулируется изменением давления в буферной полости, роль которой выполняет картер. Для контроля параметров в картере двигателя в его крышку установлен манометр (0–12 МПа) и термопара (0–350 °С). Частота вращения вала контролируется магнитным датчиком в картере.

В заключение считаем необходимым отметить, что положительным примером подготовки высококвалифицированных кадров является опыт МВТУ им. Баумана (Москва). В 1974 г. доцент кафедры Э-2 Ефимов С.И. организовал новую специализацию — «Двигатели с внешним подводом теплоты». В результате проведения большого объема учебно-методическою и организационною работы по подготовке и постановке новых лекционных курсов и лабораторных работ, студентам читались лекции по дисциплинам: «Спецглавы теории ДВПТ», «Спецдвигатели с ВПТ», «Источники тепловой энергии двигателей с ВПТ», «Силовые установки с ДВПТ», «Проектирование двигателей с ВПТ» [11].

К сожалению, в настоящее время больше ни один из технических университетов нашей страны не сумел организовать подготовку специалистов по крайне востребованному и перспективному типу двигателей.

Современный ВПК России способен решить любую задачу создания установки с ДС для космоса, подводного применения или других целей. Для этого требуются не только пресловутые «деньги, время и политическое решение». Не менее важно научное сопровождение подобных проектов, а оно невозможно без воссоздания разрушенной за 25 прошедших лет отечественной экспериментальной базы и должным образом выстроенной системы подготовки высококвалифицированных кадров — проектантов, конструкторов и испытателей.

Литература

1. Автомобильный многоцилиндровый паровой двигатель // Автостроение за рубежом. — 2003. — № 3. — С. 8–11.
2. *Столяров С.П.* Дизели Стирлинга. Проблемы XXI века. Инженерные проблемы маркетинга // Двигателестроение. — 2002. — № 1. — С. 9–12.
3. *Столяров С.П.* Двигатели Стирлинга: проблемы XXI века. Кинематические механизмы // Двигателестроение. — 2002. — № 2. — С. 3–6.
4. *Дядик А.Н., Замуков В.В., Дядик В.А.* Корабельные воздухонезависимые энергетические установки. — СПб : Судостроение, 2006. — 424 с.
5. *Кукис В.С., Куколев М.И., Костин А.И., Дворцов В.С., Ноздрин Г.А., Абакшин А.Ю.* Перспективы улучшения характеристик двигателя Стирлинга // Двигателестроение. — 2012. — № 3. — С. 3–6.
6. *Дворцов В.С.* Динамическое моделирование бесшатунного силового механизма // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — 2015. — № 3 (226). — С. 102–110.
7. *Долганов К.Е., Лисица В.П.* Учебно-демонстрационный двигатель Стирлинга // Двигателестроение. — 1989. — № 5. — С. 28, 33.
8. *Кукис В.С., Романов В.А.* Использование двигателей Стирлинга в когенерационных системах. — Saarbrucken: Palmarium Academic publishing, 2013. — 282 с.
9. *Ткаченко М.М.* Совершенствование узла горячего цилиндра с целью повышения мощности и экономичности двигателя Стирлинга: автореферат дис. ... канд. техн. наук. —Ленинград, 1985.
10. *Ткаченко М.М., Иванченко Н.Н.* Особенности расчета поля температур «горячего» цилиндра ДВПТ // Двигателестроение. — 1985. — № 1. — С. 8–10.
11. http://piston-engines.ru/o-kafedre/nasha-pamyat/145-efimov-s-i

УДК 621.43.052

ТУРБОКОМПРЕССОРЫ ФИРМЫ «ABB TURBO SYSTEMS» С РАДИАЛЬНОЙ ТУРБИНОЙ

Г.Е. Циплёнкин, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н., А.А. Коженков, инженер
ООО «Турбоком»

Рассматриваются характеристики и особенности конструкции турбокомпрессоров с радиальной турбиной серии TPS для высокофорсированных высокооборотных и среднеоборотных дизелей и газовых двигателей, разработанные фирмой «ABB Turbo Systems» за последние два десятилетия.

В настоящее время в конструкции разрабатываемых турбокомпрессоров применяется консольная схема расположения рабочих колес относительно опор. Это позволяет обеспечить простоту конструкции при меньшем количестве деталей, снизить газодинамические потери, увеличить пропускные способности компрессора и турбины, получить компактную конструкцию с меньшими массой и габаритными размерами, удобную для компоновки на двигателе [1].

В течение двух десятилетий фирма «ABB Turbo Systems» занимается разработкой и совершенствованием турбокомпрессоров этого типа [2–13].

Поля расходов и значения КПД

На конгрессе CIMAC 1995 фирма «ABB Turbo Systems» представила первые образцы нового типоразмерного ряда TPS (Turbocharger Powerrange Small) TPS50B и TPS50C, созданные на основе ранее выпускавшегося ряда RR. Турбокомпрессоры предназначены для наддува высокофорсированных среднеоборотных (СОД), высокооборотных (ВОД) дизелей и газовых двигателей мощностью от 750 до 1300 кВт, в том числе СОД, работающих на тяжелом топливе. Поле расходов и диапазон КПД турбокомпрессоров ряда TPS показаны на рис. 1 и 2 [2].

В целях оптимизации систем наддува и удовлетворения требований по увеличению степени повышения давления и КПД фирма разработала новые типоразмерные ряды турбокомпрессоров (ТК) TPS-D и TPS-E, обеспечивающие при работе на полной нагрузке степень повышения давления, равную 4,2, для компрессора D и 4,7 — для компрессора E (рис. 3 и 4) [3, 4]. Эти ТК предназначены для наддува четырехтактных дизелей, форсированных по среднему эффективному давлению до 26 бар и двухтактных до 20 бар.

Разработка дизелей и газовых двигателей нового поколения, связанная с увеличением мощности и снижением уровня вредных выбросов за счет совершенствования систем наддува и применения цикла Миллера, потребовала дальнейшего увеличения степени повышения давления в компрессоре и КПД. Эти новые требования были удовлетворены созданием ряда турбокомпрессоров TPS-F [5–7]. Ряд состоит из пяти типоразмеров (TPS44, TPS48, TPS52, TPS57 и TPS61), перекрывающих диапазон мощностей от 500 до 3500 кВт на один агрегат наддува (рис. 5).

Турбокомпрессоры TPS-F33 были поставлены на производство в 2000–2001 гг., TPS-F32 в

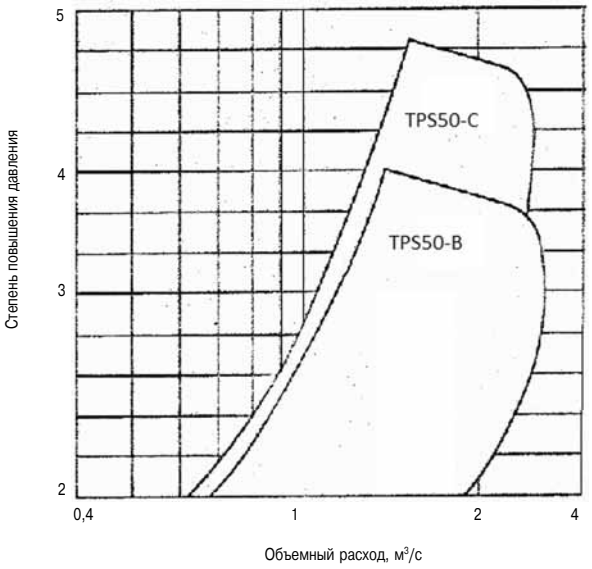


Рис. 1. Поля расходов турбокомпрессоров TPS-B/C



Рис. 2. Диапазоны КПД турбокомпрессоров TPS-B/C

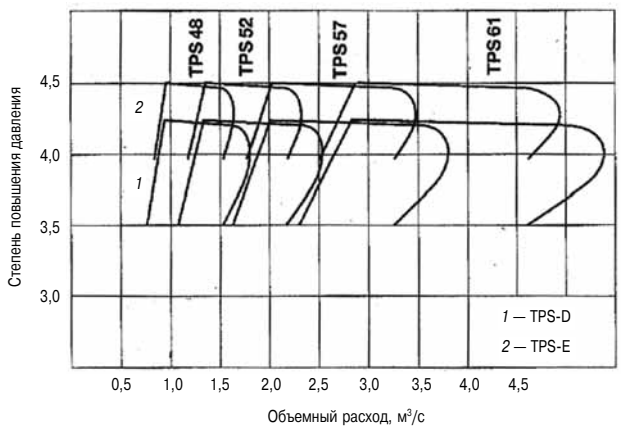


Рис. 3. Поля расходов турбокомпрессоров TPS-D/E

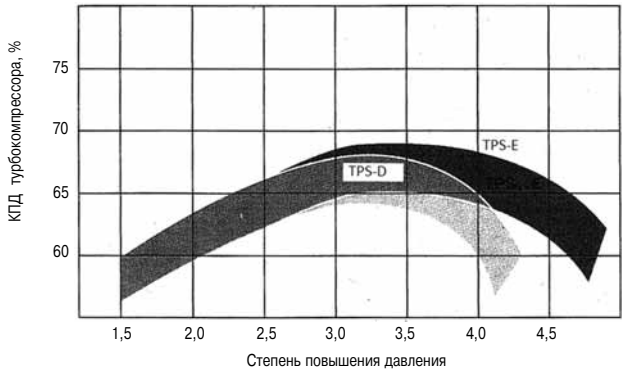


Рис. 4. Диапазоны КПД турбокомпрессоров TPS-D/E

2003 г. и TPS-F31 в 2004 г. на базе турбокомпрессоров ряда TPS-D/E. В турбокомпрессорах типоразмеров TPS-F32 и TPS-F31 достигаются степени повышения давления, равные 5,0.

В 2010 г. фирма ABB представила на рынок ряд турбокомпрессоров ряда A100, которые позволяют удовлетворить требования стандарта IMO Tier-II по снижению эмиссии NO_x первичными методами [8, 9]. Ужесточение требований по снижению эмиссии NO_x требует применения систем наддува с более высокой степенью повышения давления и более высоким КПД для всех типов двигателей. Так, например, в современных системах наддува ВОД и СОД степень повышения давления $\pi_к$ достигает значений 5,8, а в ТК малооборотных двигателей (МОД) — 4,7 с максимальным КПД 75 % на частичных нагрузках.

В зависимости от назначения двигателя и типа применяемого топлива предлагаются три серии ТК: ТК A100-H спроектирован для ВОД, работающих на дизельном топливе и газе; ТК A100-M предназначен для СОД, работающих на тяжелом топливе, дизельном топливе и газе; ТК A100-L разработан для МОД, которые работают на тяжелом топливе.

ТК серии A100-H и A100-M с радиальной турбиной являются модернизированным вариантом ТК ряда TPS и имеют такие же присоединительные размеры, как и ТК TPS. В сравнении со своими предшественниками ТК A100 обеспечивают более высокие $\pi_к$ (рис. 6 и 7). Представленные на рис. 5 характеристики ТК A100-H в сравнении с характеристиками TPS-F показывают незначительное различие в КПД со смещением в сторону более высоких $\pi_к$.

На конгрессе CIMAC 2016 фирма ABB представила доклад, посвященный разработке нового ряда ТК для наддува вспомогательных судовых дизель-генераторов мощностью меньше 2MW, работающих на тяжелом топливе [11]. Вспомогательные судовые двигатели большую часть времени работают с нагрузкой 30–70 % от номинальной. Турбокомпрессоры с радиальной турбиной для дизелей судового назначения были разработаны фирмой «ABB Turbo Systems» в кооперации с «IHI Corporation». Параметры систем наддува обеспечивают требования стандарта IMO

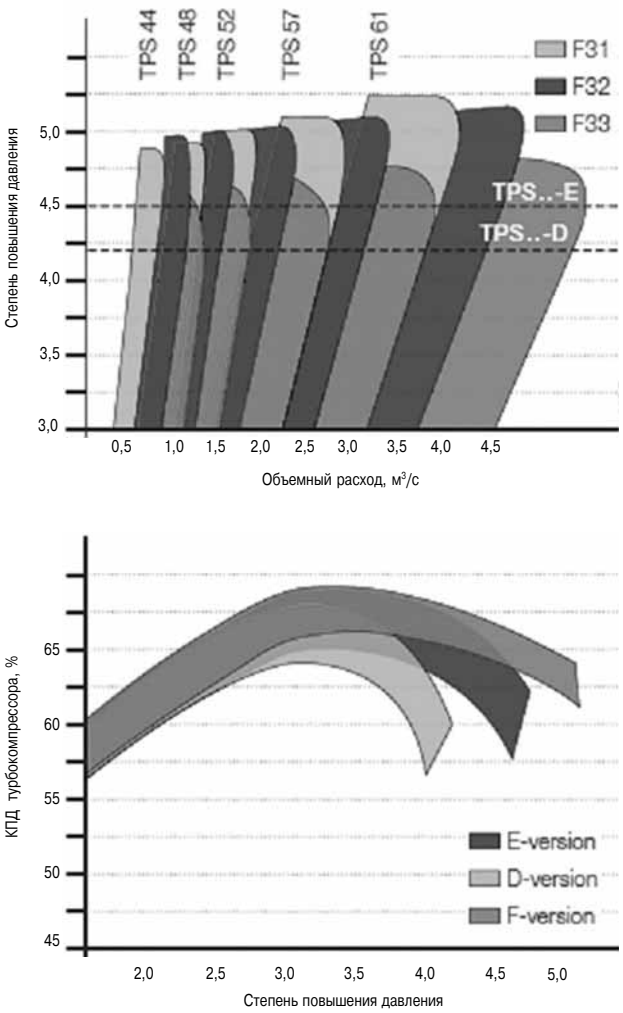


Рис. 5. Поля расходов и диапазоны КПД турбокомпрессоров TPS-D/E/F

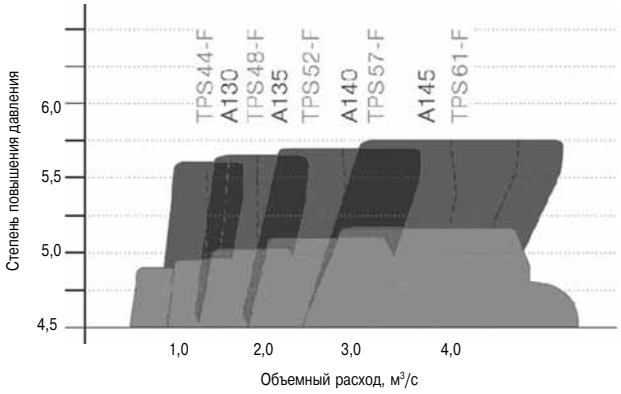


Рис. 6. Поля расходов турбокомпрессоров TPS-F и A100

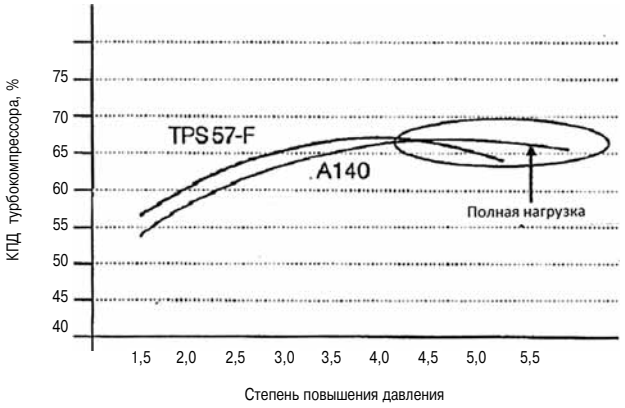


Рис. 7. Сопоставление КПД турбокомпрессоров TPS-F и A140

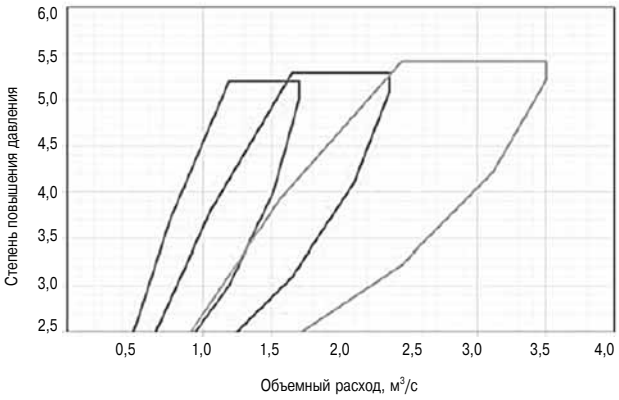


Рис. 8. Поля расходов турбокомпрессоров с радиальной турбиной для вспомогательных судовых двигателей

Tier-II по выбросам NO_x без какой-либо дополнительной обработки отработавших газов.

Новый ряд ТК состоит из трех типоразмеров, охватывающих диапазон расходов от 0,6 до 3,5 м³/с (рис. 8). Степень повышения давления находится в диапазоне от 3,5 до 5,2 для маленьких ТК и до 5,4 для ТК крупного типоразмера. Диапазон покрытия широкого поля расходов достигается одним колесом компрессора с различными типами диффузоров, рассчитанных на высокие или низкие давления.

Характеристики нового ряда полностью перекрываются рядами TPS и A100 (см. рис. 5 и 7), может быть поэтому ему даже не присвоено наименование. Непонятно, с какой целью его вводят, тем более что требуемые характеристики можно обеспечить в рамках имеющихся рядов, а при нагрузке двигателя 30–70 % степень повышения давления 5,2–5,4 не потребуется.

Конструкция турбокомпрессора

Исходная конструкция турбокомпрессора TPS имела уменьшенный по диаметру корпус подшипника, состоящий из двух частей (рис. 9). Внутренняя часть подшипника выполнена из литого алюминиевого сплава и охлаждается маслом со стороны турбины, что обеспечивает сохранение низких температур в критических местах на всех режимах работы дизеля. Упорный подшипник установлен со стороны компрессора. Места подвода и слива масла расположены снизу для облегчения установки турбокомпрессора на двигателе. Для соединения корпусов используются V-образные хомуты, что обеспечивает требуемое их взаимное положение. Корпус компрессора соединяется с корпусом подшипников через переходную стенку.

Опорные втулки подшипника — плавающие многоклиновые. Для обеспечения устойчивости

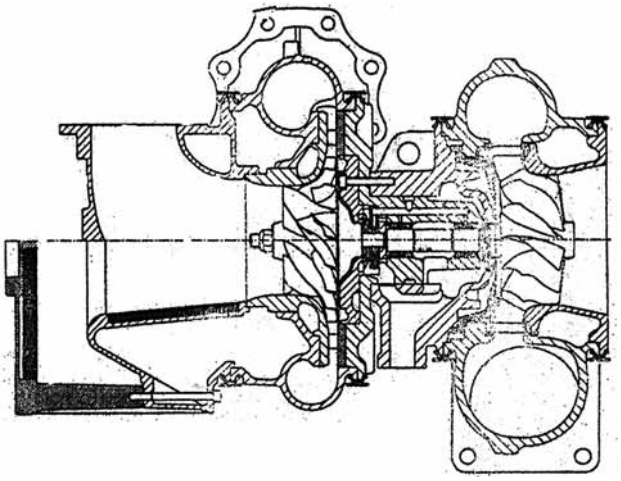


Рис. 9. Исходная конструкция турбокомпрессора TPS

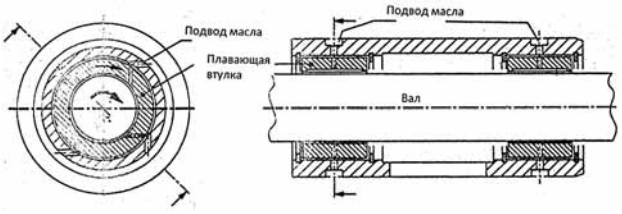


Рис. 10. Тангенциальный подвод масла к плавающей втулке для ее торможения

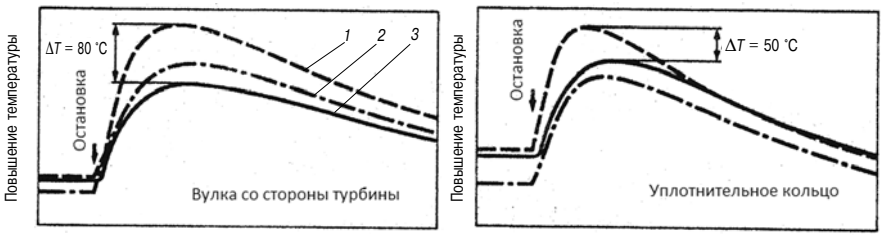


Рис. 11. Сопоставление температур втулки и уплотнительного кольца со стороны турбины для различных конструкций:
1 — исходная неохлаждаемая конструкция; *2* — исходная охлаждаемая водой конструкция; *3* — конструкция подшипника TPS

ротора, близкой к устойчивости конструкции с качающейся втулкой, выполнен тангенциальный подвод масла, позволяющий уменьшить скорость вращения втулки примерно на 20 % по сравнению со свободно плавающей (рис. 10). Фирмой получен патент на эту конструкцию [11].

Колесо компрессора выполнено со сквозным отверстием и крепится на валу гайкой.

Для исключения коксования масла температура деталей, омываемых маслом, должна поддерживаться низкой, насколько это возможно, как при устойчивой работе, так и при остановке двигателя с режима полной нагрузки. Выполненные с помощью термопар измерения температур в двух критических точках — втулке подшипника и уплотнительном поршневом кольце со стороны турбины (рис. 11), показали, что температура втулки новой конструкции даже ниже, чем у исходной конструкции RR..1 с водяным охлаждением корпуса подшипников. Поэтому корпус подшипников для турбокомпрессоров TPS выполняется без охлаждения водой.

При переходе к турбокомпрессорам модификации TPS-F в конструкцию внесены существенные изменения в зоне узла подшипников (рис. 12, *а*, 12, *б*) [5, 6], которые были перенесены и в модификации TPS-D и TPS-E. Корпус подшипников теперь непосредственно соединяет корпуса турбины и компрессора. Он более жесткий, несколько увеличен по диаметру. Упорный подшипник расположен между опорными втулками, что позволяет выполнить большие масляно-воздушные полости и обеспечить хороший слив масла.

Узел подшипника включает в себя корпус подшипника с крышкой, в котором размещены упорный подшипник и две качающиеся опорные втулки с многоклиновыми рабочими поверхностями. Уплотнение со стороны компрессора размещено в конусообразной стенке, отделяющей корпус подшипников от колеса компрессора. Для облегчения обслуживания используется сегментное соединение фланцев корпуса подшипников с корпусами компрессора и турбины накладками для свободной взаимной установки корпусов и легкой разборки после длительного периода работы. Все части турбокомпрессора могут быть извлечены с компрессорной стороны, в том числе и сопловой аппарат.

Модульная конструкция позволяет реализовать дополнительную комплектацию, в которую входит раскрутка ротора струей воздуха, рециркуляция потока на входе в компрессор, варианты проточных частей турбины, перепуск

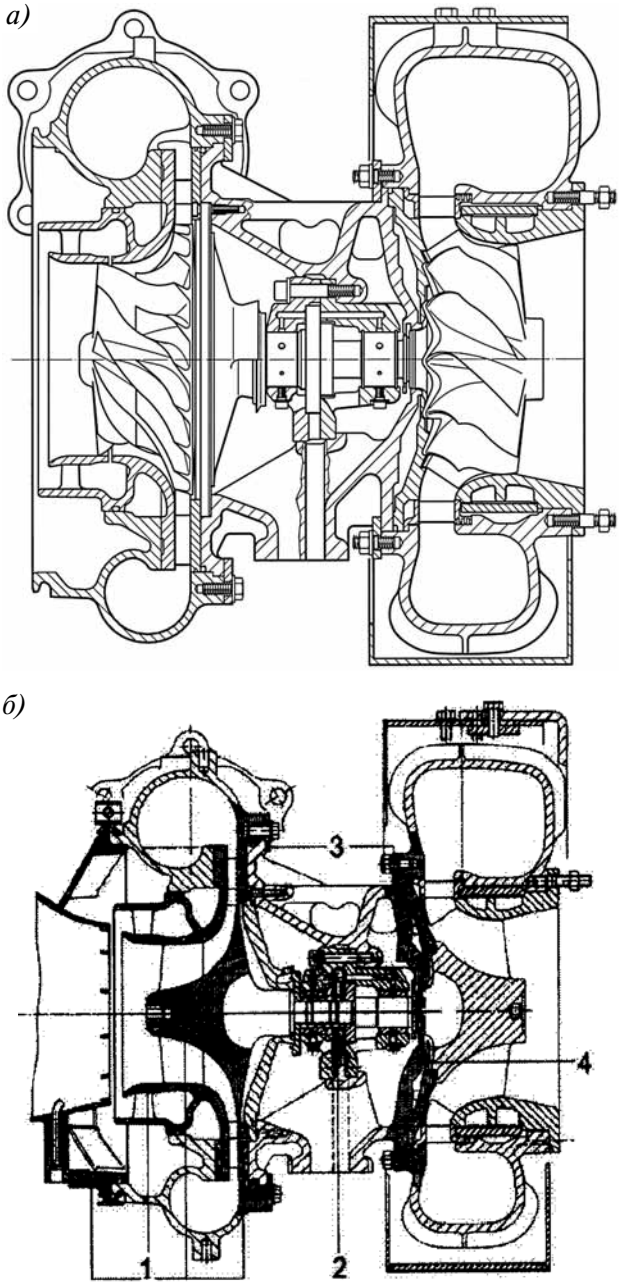


Рис. 12. Продольный разрез турбокомпрессора TPS57-F: *а* — [5]; *б* — [6]

воздуха, датчик измерения частоты вращения, устройства для промывки проточных частей и колес компрессора и турбины и т. д. Все эти дополнительные опции могут быть встроены сразу или в процессе дальнейшей эксплуатации.

Следует отметить, что при каждой модернизации сохраняются присоединительные размеры существующего ряда турбокомпрессоров, что дает существенные преимущества потребителю при совершенствовании характеристик дизелей.

При разрыве колеса турбины, все его части остаются внутри корпуса. Это обеспечивается конструкцией газоприемного корпуса турбины с установленными внутренним и наружным предохранительными кольцами. Газоподводящий корпус имеет два, три или четыре отверстия для подвода газа, что позволяет использовать агрегат для любых вариантов систем импульсного наддува. Чтобы предотвратить касание колеса турбины о газовыпускной фланец при малых зазорах, необходимых для достижения высокого КПД, корпус подшипников и газоприемный корпус для турбокомпрессоров выполнены с разделительной стенкой, выполняющей функции центрирующего устройства. Более высокие

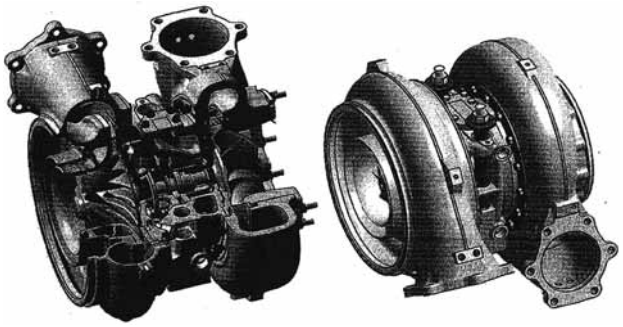


Рис. 13. Макет с разрезом и общий вид турбокомпрессора А100-Н для ВОД

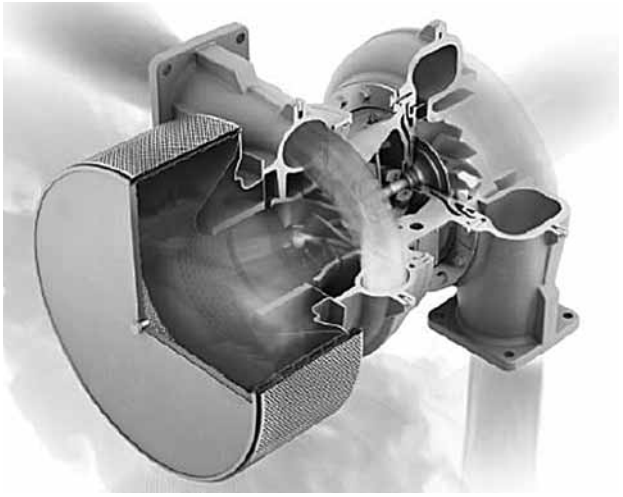


Рис. 14. Макет турбокомпрессора для вспомогательного двигателя

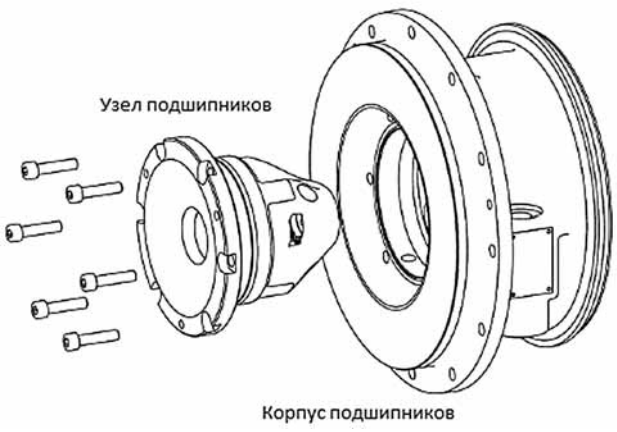


Рис. 15. Установка узла подшипников в корпус подшипника малоразмерного турбокомпрессора

давления воздуха и газа, а также более высокая кинетическая энергия вращающихся частей сделала необходимым усиление конструкции корпусов. Каналы для охлаждения компрессора на ТК А100-Н и А100-М встроены в корпус подшипников в пределах тех же размеров, что и на выпускаемых ТК ряда TPS. Макетное изображение турбокомпрессора с разрезом и общий вид турбокомпрессора А100 (рис. 13) [8] показывают, что его конструкция идентична конструкции турбокомпрессора TPS.

Продольный разрез турбокомпрессора нового ряда в докладе [11] не приведен. Разрез на макете затенен струей воздуха (рис. 14) [11], и ракурс не дает возможности увидеть подшипник. Однако рис. 15 [11], показывающий установку узла подшипника в корпус подшипников, демонстрирует, что в узел подшипников внесены изменения. Подшипниковый узел включает в себя не только опорные и упорные части подшипника и упорное кольцо, но и уплотнение вала со стороны компрессора. Подшипниковый узел может быть предварительно собран и храниться в качестве запасной части. Корпус компрессора при этом крепится непосредственно к корпусу подшипников.

В процессе эксплуатации при обслуживании извлекается картридж, состоящий из ротора и связанных с ним корпусов, но без газоприемного корпуса. Из-за малых размеров турбокомпрессоров А100-Н, предназначенных для ВОД, рекомендуется замена ТК как единого агрегата.

Компрессор

Компрессорное колесо цельнофрезерованное из алюминиевого сплава навинчивается на вал. По мере увеличения $\pi_к$ конструкция колеса оптимизировалась на основе расчета течения трехмерного вязкого потока и условия прочности. Использование укороченных лопаток позволяет получить высокий удельный расход, а лопатки,

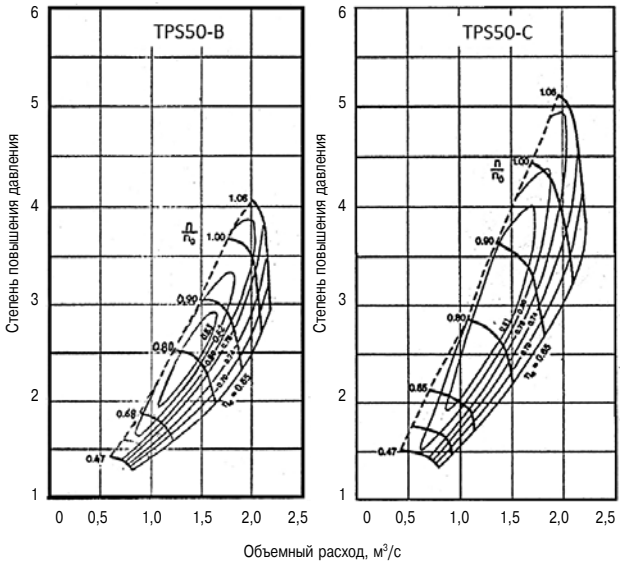


Рис. 16. Сопоставление характеристик компрессоров TPS-B и TPS-C

загнутые назад, на выходе из колеса расширяют характеристику компрессора со смещением пика КПД от границы помпажа. Для получения требуемого уровня КПД при высоких $\pi_к$ используется лопаточный диффузор.

Для обеспечения прочности центробежного колеса и для достижения срока службы 50 000 ч при окружной скорости колеса более 500 м/с контур задней стороны диска был оптимизирован по результатам расчета напряжений методом конечных элементов.

Улучшение характеристик агрегата наддува, в основном, было достигнуто за счет совершенствования компрессора. Сопоставление характеристик компрессора TPS50C с компрессором TPS50B показывает, что при уровне КПД порядка 80 % первый обеспечивает максимальное $\pi_к$ = 4,4 , а второй $\pi_к$ = 3,5 (рис. 16) [2]. Этот пример показывает, как необходимо изменить характеристику компрессора при использовании в дизеле цикла Миллера. Если при реализации обычного цикла дизеля контрольная точка совместной работы дизеля и ТК характеризуется значениями расхода G = 1,5 м³/с и $\pi_к$ = 2,5–2,7, то для использования цикла Миллера при расходе G = 1,5 м³/с требуется $\pi_к$ = 3,5.

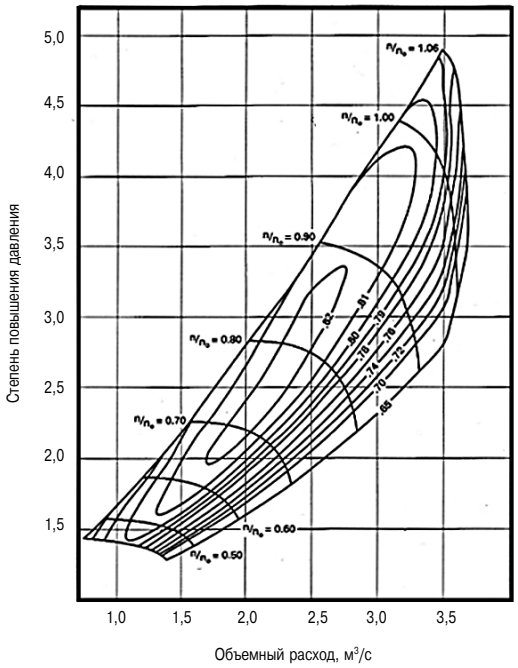


Рис. 17. Характеристика компрессора TPS57-D

Характеристика компрессора TPS57D, рассчитана на более высокие расходы и обеспечивает возможность достижения КПД = 81 % при $\pi_к$ = 4,0 (рис. 17) [4].

Достижение КПД 80 % при более высоких значениях расхода и более высоких $\pi_к$ обеспечивает компрессорная ступень турбокомпрессора TPS-F [5, 6].

Широкое поле расходов (см. рис. 3, 5, 6) формируется за счет различных вариантов проточных частей компрессорной ступени, которые имеют различные диаметры входа в рабочее колесо (РК) и пропускные способности лопаточного диффузора (ЛД). Причем исходная профилировка колеса остается неизменной для снижения расходов производства. Относительный диаметр входа в колесо компрессора изменяется в пределах 0,55–0,72 от наружного диаметра колеса. Пропускная способность лопаточного диффузора, характеризуемая отношением площади горла межлопаточного канала к шагу между лопатками, находится в пределах 0,30–0,48. Однако с увеличением $\pi_к$ диапазон изменения этих параметров сужается к средней части, так как характеристики РК и ЛД от границы помпажа до запирания становятся более узкими и крутыми, что требует тщательного согласования параметров РК и ЛД. При использовании реактивных колес с лопатками, загнутыми назад, имеется еще один параметр настройки — угол лопатки на выходе из колеса, который значительно влияет на рабочую характеристику.

В турбокомпрессорах фирмы «ABB Turbo Systems», работающих при $\pi_к$ = 4 и выше, диапазон расходов для каждого типоразмера разделен на три конструктивные зоны (рис. 18) [6]. Для каждой из трех конструктивных зон установлены индивидуальные проточные части, что гарантирует достижение требуемого КПД при различных $\pi_к$. Ступень компрессора TPS57-F33, спроектированная для конструктивной зоны III была впервые оборудована устройством для рециркуляции потока и появилась на рынке в 2000–2001 гг. [5]. Рециркуляция существенно смещает

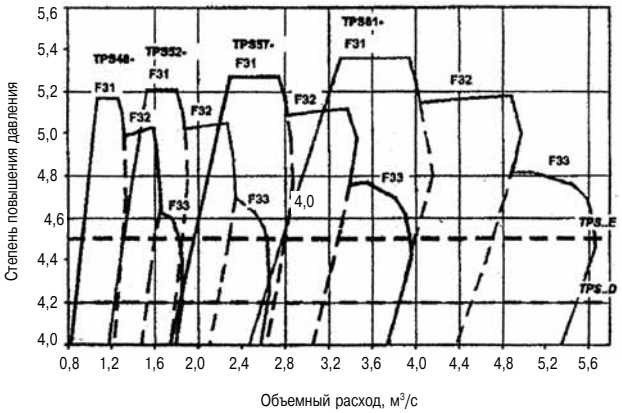


Рис. 18. Три конструктивные зоны для каждого типоразмера турбокомпрессора

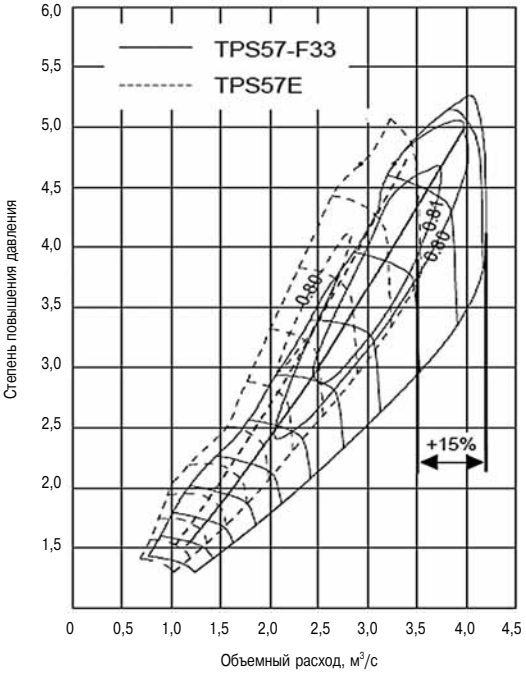


Рис. 19. Характеристики компрессоров TPS57-F33 и TPS57-E

границу помпажа и расширяет диапазон рабочей характеристики компрессора без снижения КПД. Диапазон расходов был увеличен на 15 % по сравнению с компрессором TPS-E (рис. 19) [6]. Степень повышения давления составляет 4,7, в то время как в компрессоре TPS-E она не превышает 4,2.

Компрессорные ступени TPS57-F31 и TPF57-F32 спроектированы, соответственно, для конструктивных зон I и II. Максимальный КПД компрессора TPS57 со ступенью F31 равен 83 %, со ступенью F32 — 82 % [6]. Проточные части этих модификаций ТК позволяют повысить степень повышения давления до 5,3 и 5,1 с ожидаемым сроком службы алюминиевого колеса 50 000 ч.

Из сравнения характеристик компрессоров (рис. 18–19) следует, что в I зоне (левая граница поля с малыми расходами) типоразмера достигается максимальные значения $\pi_к$ и КПД. При

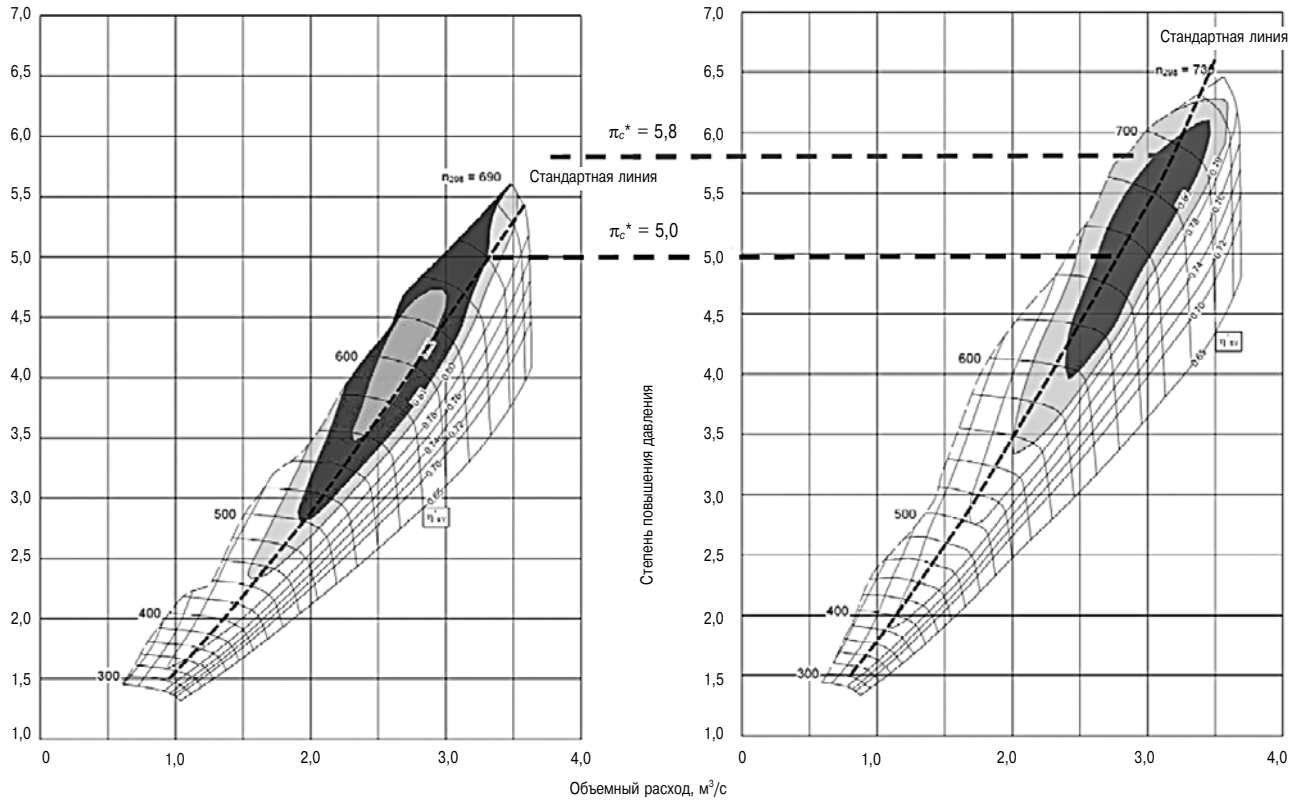


Рис. 20. Сопоставление характеристик компрессоров A100 и TPS-F32

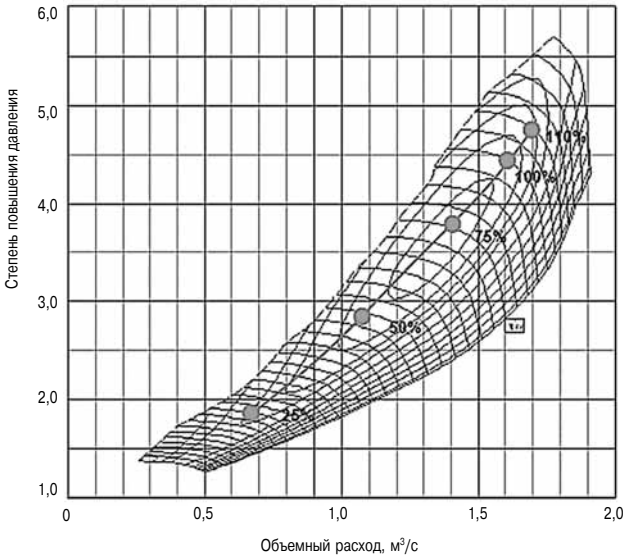


Рис. 21. Характеристика компрессора с максимальным КПД в зоне частичных нагрузок вспомогательных дизелей

больших расходах (правая граница поля) эти параметры снижаются. В зоне II они имеют среднее значение.

В ТК А100 достигнуто $\pi_к = 5,8$ при значении КПД 80 % за счет использования вновь разработанных проточных частей компрессора. На рис. 20 приведено сопоставление характеристик А100 и TPS57-F32 [10]. Заданные значения $\pi_к$ достигают при использовании охлаждения колес компрессора из алюминиевых сплавов, при этом при значении $\pi_к \leq 5,2$ охлаждение колеса не требуется. Охлаждение колеса выполняется воздухом, отбираемым из ресивера после охладителя. Из сопоставления характеристик следует, что расход воздуха, равный 3 м^3/с, обеспечивается компрессором TPS-F32 при $\pi_к = 4,5$ и КПД 82 %. Турбокомпрессором А100 тот же расход обеспечивается при $\pi_к = 5,5$ и КПД 80 %. Расход воздуха в ТК А100 увеличен за счет большего диаметра колес при сохранении одинаковых размеров корпуса компрессора.

Характеристика компрессора самого малого типоразмера с нанесенной расходной характеристикой вспомогательного судового двигателя (рис. 21) [12] показывает, что зона максимального КПД достигается на режимах частичных нагрузок. При его доводке был использован лопаточный диффузор и рециркуляция потока на входе в рабочее колесо. Численных значений КПД в докладе не приведено.

Турбина

Турбина турбокомпрессоров TPS и А100 радиальная с сопловым аппаратом, как для системы импульсного наддува, так и для системы наддува постоянного давления. При работе турбокомпрессора в условиях применения тяжелого топлива колесо турбины подвергается эрозии. Использование соплового аппарата с защитным покрытием позволяет увеличить срок службы турбокомпрессора в пять раз по сравнению с ТК обычного исполнения.

Геометрия диска колеса турбины оптимизирована с целью достижения максимально возможных степеней повышения давления.

Турбинная ступень турбокомпрессора TPS-F со сроком службы 50 000 ч при температуре газов на входе 680 °С допускает степень повышения давления 5,2.

С учетом высоких окружных скоростей ротора, особое внимание было уделено механической прочности турбинных колес А100-Н и А100-М.

Турбина TPS57-D/E имеет КПД 80–85 % в широком диапазоне степени расширения в турбине (рис. 22) [4].

Характеристика турбины TPS-F не приводится ни в проспекте [7], ни в докладах [5, 6]. Поскольку основное повышение КПД ТК было достигнуто за счет совершенствования компрессора, КПД турбины, по-видимому, находится на уровне TPS-D/E. В проспекте ТК А100-М/Н приведено сопоставление характеристик турбин А100 и

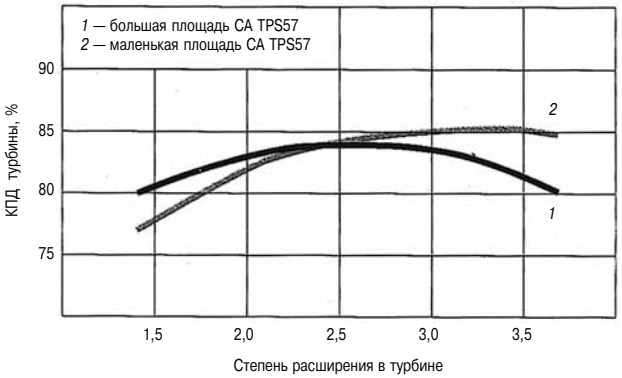


Рис. 22. Характеристика турбины TPS57-D/E

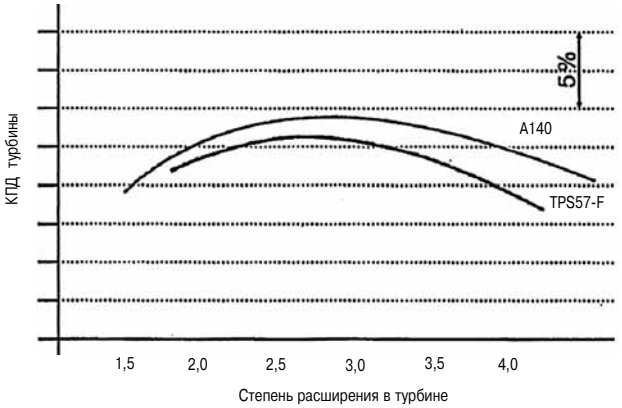


Рис. 23. Сопоставление характеристик турбин А100 и TPS57-F

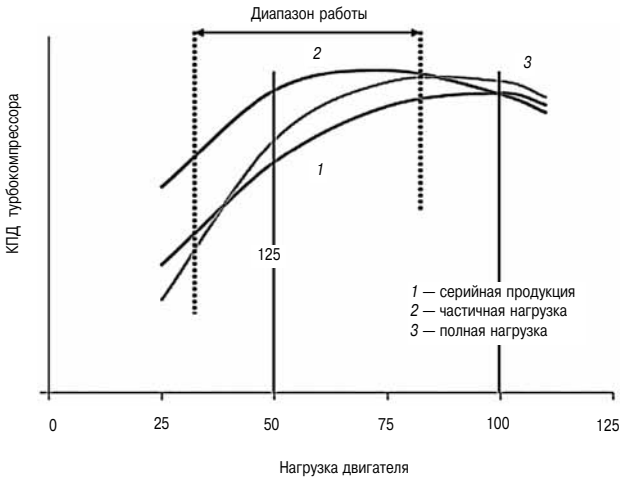


Рис. 24. Характеристики турбины TPS44 с оптимизацией работы на частичной и полной нагрузке

TPS57-F, но без указания абсолютных значений КПД. В результате оптимизации проточной части турбины КПД увеличился от 1 до 3 % в зависимости от $\pi_к$ (рис. 23) [9]. Максимальное увеличение КПД достигается при степени расширения 4,5.

Характеристика турбины самого малого типоразмера (рис. 24) [12] была оптимизирована для работы на частичных нагрузках за счет изменения соотношений диаметров турбинного и компрессорного колес с соответствующим обеспечением оптимального значения U/C около 0,7 для достижения максимального КПД турбины.

Фирменные квалификационные испытания

Все модели турбокомпрессоров предварительно подвергаются фирменным квалификационным испытаниям перед запуском в производство. Окончательная проверка их надежности завершается эксплуатацией на двигателе. Фирма поддерживает тесные связи с двигателестроителями на всех стадиях разработки, что позволяет выявить в конструкции недостатки и устранить их перед запуском в серийное производство.

Программа фирменных квалификационных испытания включает в себя:

➢ многоцикловые усталостные испытания лопаток турбины;

➢ малоцикловые разрушающие испытания колеса турбины;

➢ термоциклические испытания корпуса турбины;

➢ измерение динамических напряжений в лопатках турбины и компрессора;

➢ испытания при помпаже;

➢ измерение уровня шума;

➢ определение вибрационных характеристик ротора при различных зазорах в подшипниках в пределах поля допусков;

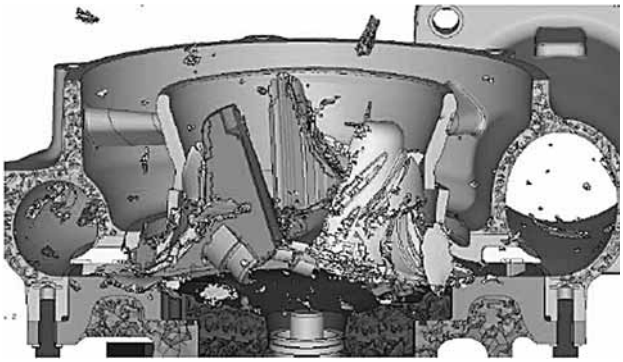


Рис. 25. Моделирование разрушения колеса компрессора

➢ горячие испытания с остановкой после полной нагрузки;

➢ проверка работы уплотнений со стороны компрессора и турбины;

➢ проверка плотности фланцев;

➢ разрывные испытания колес турбины и компрессора;

➢ испытания ударной волной.

Разрывные испытания проводятся с целью подтверждения безопасности для персонала. Конструкция турбокомпрессора должна обеспечивать сохранение обломков внутри корпусов в случае разрушения колес компрессора или турбины. Для достижения требуемой разрушающей скорости с превышением максимально допустимой до 120–125 %, колеса компрессора и турбины специально ослабляются. Испытания включают в себя работу турбокомпрессора в течение 5–10 минут при максимально допустимой скорости с последующим разгоном ротора насколько возможно быстро до разрушения.

Наряду с разрушающими испытаниями фирма ABB выполняет моделирование разрушения колес на основе полученных экспериментальных данных. Взаимодействие корпуса и частей колеса компрессора при разрыве смоделировано с использованием переходных динамических методов МКЭ программного пакета LS-DYNA (рис. 25) [12].

Новый ряд турбокомпрессоров для ВОД

В докладе [13] на конгрессе CIMAC 2016 сообщается, что в настоящее время турбокомпрессоры с радиально-осевой турбиной A100-H и TPS применяются в основном на высокооборотных газовых двигателях. Поэтому фирма ABB планирует расширить область применения этих турбокомпрессоров для ВОД в диапазоне мощностей от 1 до 3,5 МВт.

Фирма систематизировала возможные области применения систем наддува для ВОД:

➢ выработка электроэнергии в режиме ожидания (аварийные дизель-генераторы);

➢ выработка электроэнергии в постоянном режиме (промышленные и судовые дизель-генераторы);

➢ привод механизмов на морских судах с различной частотой вращения;

➢ добыча нефти и газа на суше и шельфе;

➢ перевозки на большегрузных самосвалах.

Фирма проанализировала (подробно и наукообразно) потребности конечных потребителей и сформулировала требования к турбокомпрессору для каждой сферы применения. В целом они выглядят так:

➢ высокая степень повышения давления;

➢ широкий диапазон расходов;

➢ высокий КПД на полной и частичной нагрузке в зависимости от двигателя;

➢ хорошая приемистость;

➢ высокая надежность и длительные интервалы технического обслуживания;

➢ простота и низкая стоимость обслуживания.

➢ сохранение рабочих характеристик при неблагоприятных окружающих условиях.

Авторы уверяют, что особенности работы турбокомпрессоров ВОД различного применения требуют применения конструктивных решений, отличающихся от принятых для турбокомпрессоров СОД или стационарных высокооборотных газовых двигателей.

Так, например, требование обеспечения высокого КПД на турбокомпрессорах A100-H и TPS достигается применением лопаточного диффузора. Для вновь разрабатываемых турбокомпрессоров в зависимости от степени повышения давления, при котором требуется максимальный КПД, будет устанавливаться лопаточный или безлопаточный диффузор. На характеристиках компрессора (рис. 26) [13], как степень повышения давления, так и расход воздуха даны в относительных единицах. Нетрудно догадаться, что $\pi_к$ разделено на 5, поэтому безлопаточный диффузор предлагается использовать до $\pi_к$ = 3,0. Зоны КПД, выделенные жирной линией, указывают на один и тот же КПД компрессора.

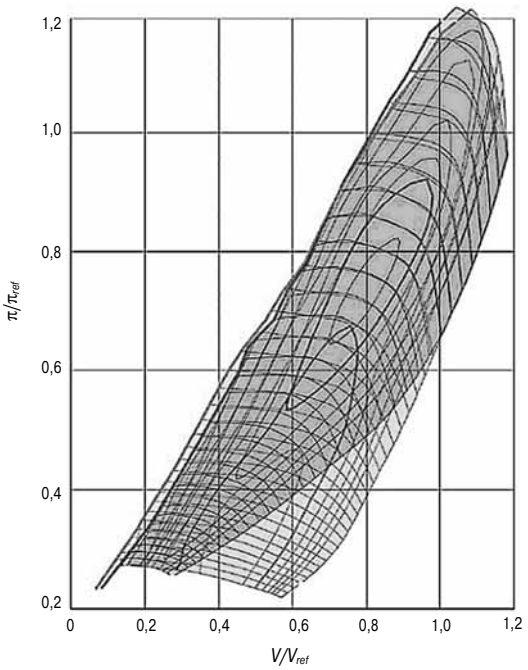


Рис. 26. Характеристики компрессоров с лопаточным и безлопаточным диффузорами

В предлагаемом ряде турбокомпрессоров для ВОД используется безлопаточный диффузор. При этом не предусмотрена работа ТК в системе импульсного наддува. Для снижения момента инерции ротора предлагается лопатки выполнять более тонкими, что, по мнению разработчиков, позволит увеличить пропускную способность турбины и уменьшить диаметр турбины. Рассматривается вопрос применения шариковых подшипников, если будут достигнуты надежность и срок службы такие же, как в подшипниках скольжения.

Турбокомпрессоры — «под колпаком» у фирмы «ABB Systems»

В последние годы в некоторых сферах деятельности, таких как морское судоходство, горнодобывающая промышленность и нефтегазовая отрасль, в которых используются турбокомпрессоры, отмечается потребность в постоянной оценке параметров их работы.

Наличие большого количества высококачественных датчиков, информационных систем и постоянно улучшающейся спутниковой связи позволяют обеспечить эти потребности технически, а клиентам использовать оперативные данные о работе оборудования для оптимизации профилей нагрузки и улучшения технического обслуживания.

Фирма «ABB Systems», как одна из самых квалифицированных и крупных по объему производства и наличию станций технического обслуживания, пытается укреплять и расширять свои позиции на основе получения оперативной информации о техническом состоянии систем наддува при эксплуатации турбокомпрессоров [14].

Бизнес-подразделение «ABB Marine & Ports» поддерживает интерес клиентов, предоставляя индивидуальные консультативные программы, а именно — RDS, EMMA & Octopus, предназначенные для улучшения характеристик, КПД и надежности ТК.

Для улучшения сервиса «ABB Systems» может встраивать системы диагностики турбокомпрессора, как одного из важных ключевых компонентов силовой установки, в существующие цифровые опорные сети связи, подобные имеющимся у «ABB Marine & Ports».

Встраивание в цифровую инфраструктуру связано с установкой датчиков на турбокомпрессор, их подключением и разработкой программы, учитывающей потребности клиента. Обработка данных позволяет дать своевременные рекомендации по поддержанию эффективной работы, безопасности и надежности системы наддува. Фирма разработала пакет услуг, в который включены следующие функции:

➢ контроль эксплуатационных ограничений;

➢ поддержка поиска и устранения неисправностей и анализ их основных причин;

➢ документирование истории режимов работы турбокомпрессора;

➢ оптимизация процесса планирования технического обслуживания;

➢ оптимизация мойки проточных частей и колес турбокомпрессора в соответствии с рекомендациями.

Модуль эксплуатационных ограничений гарантирует, что чрезмерные нагрузки выше 100 % от номинального значения фиксируются, и клиенту делается предупреждение. Такие эксплуатационные параметры, как частота вращения турбокомпрессора, температура газа на входе в турбину, число перегрузок учитываются соответствующей станцией технического обслуживания ABB, которая рассматривает эту информацию для активного планирования технического обслуживания. Это снижает риск неожиданного сбоя, и позволяет клиенту воспользоваться скидкой для своевременного заказа.

Литература

1. *Дейч Р.С., Иовлев В.И., Ципленкин Г.Е.* Характерные черты конструкции современного турбокомпрессора // Двигателестроение. — 2001. — № 1. — С. 15—17.

2. *Gribl U., Elvekjaer P., Mooser K.* New Series of Small Abb Turbocharders for High Pressure Rations. Paper, D62-CIMAK 1995.

3. *Codan E.* «Optimising the Turbocharging of large Engines in the Future» CIMAC, Copenhagen 1998, v. 4, 967—984.

4. ABB Turbochargers. TPS..D/E — The Perfomer. Product Information.

5. *Hunziker R., Jacoby P.* «A new series of small turbocharger for high flow rates and high pressure rations», CIMAC 2001, Hamburg, v. 2, 321—331.

6. *Born H., Meier M., Roduner C.* TPS-F: a new series of small turbochargers for higest pressure ratios. CIMAC 2004, Kyoto.

7. Product Information. ABB Turbocharging. TPS..-F.

8. *Wunderwald D.* A100-H the new single stage turbocharging benchmark for high-speed engines. Magazine TURBO. Numder 2/2008.

9. Product Information. A100-M/H radial. Optimized fuel consumption and rapid cost-effective conversion.

10. *Neuenschwander P., Thiele M., Seiler M.* New turbochargers for more powerful engines running under stricter emissions regimes. Paper № 128, CIMAC 2010, Bergen.

11. *Berthold H., Diebold W. M.* «Offenlegungsschift DE 42 00 687 A1».

12. *Schlienger J., Nakano K.* Radial Turbocharger for small bore Marine Auxiliary Engines. Paper № 194, CIMAC 2016, Helsinki

13. *Gisiger M., Gwehenberger T.* New single-stage turbochargers for large high speed diesel engines. . Paper № 246, CIMAC 2016, Helsinki.

14. *Daiber M., Spilker T.* Embedded Turbocharger Performance Monitoring. Paper № 275, CIMAC 2016, Helsinki.

УДК 621.431.629

МЕТРОЛОГИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЙ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ТНВД ДИЗЕЛЕЙ

В.Г. Хархан, инженер
ООО «Качественная аппаратура»

Выполнен анализ источников погрешности измерений, возникающих в технологическом процессе испытаний и настройки ТНВД на стендах. Показано, что в дополнении к погрешностям средств измерений, при испытаниях возникают погрешности, вносимые субъективным фактором и особенностями конструкции объекта испытаний. На основе анализа источников погрешности предложен алгоритм решения задач оптимизации метрологических характеристик средств измерений в процессе производства и испытаний дизельной топливной аппаратуры.

Экономические, мощностные и экологические показатели работы дизелей в значительной мере зависят от действительных параметров дизельной топливной аппаратуры (ДТА).

Особенность дизельных двигателей состоит в том, что настройка выходных параметров топливных насосов высокого давления (ТНВД) осуществляется при проведении безмоторных испытаниях на измерительных установках (стендах). Сложность настройки ТНВД состоит в том, что необходимо измерять небольшие порции топлива, сжатые под большим давлением и подаваемые за короткий промежуток времени при определенных углах поворота кулачкового вала (КВ). При трансформации измеряемой физической величины в форму, доступную для точной фиксации оператором, происходит взаимодействие измерительного сигнала с деталями и узлами стенда, вызывая различные погрешности измерения.

Для контроля качества производственных и технологических процессов устанавливаются нормированные метрологические характеристики измерительного оборудования, учитывающие различные составляющие суммарной погрешности средства измерения (СИ) [5].

В целом погрешность измерений выходных параметров ТНВД при проведении стендовых испытаний является комплексным показателем, включающим, кроме упомянутой погрешности СИ стенда влияние субъективного фактора, воздействие параметров окружающей среды, а также особенности конструкции испытываемого изделия.

Субъективный фактор в метрологическом обеспечении (МО) процессов регулировки и испытаний ТНВД обычно не учитывается. Заранее принимается, что оператор-регулировщик — грамотный специалист, действующий в полном соответствии с предъявляемыми требованиями.

Воздействие параметров окружающей среды также считается не оказывающим существенного влияния на точность стендовых измерений. Организационными возможностями производства обеспечивается оптимальный или допустимый уровень микроклимата на рабочем месте в соответствии с требованиями санитарных правил и норм.

Влияние на точность стендовых измерений самого испытуемого изделия ТНВД тоже не учитывается. В действительности метод оценки частоты вращения приводного вала (ПВ) стенда не соответствует закону собственного вращательного движения КВ ТНВД. Стендовый частотомер работает по принципу интегрирующего СИ (счетчика), регистрирующего число замыкания фотодиодной пары через прорези зубчатого диска, установленного на ПВ стенда за базовое время (около 0,5 с.). То есть на дисплее отражается средняя частота вращения за несколько оборотов ПВ. В то же время крутящий момент сопротивления испытуемого ТНВД является переменной физической величиной в пределах рабочего цикла. При нагнетании и впрыске топлива в измерительную емкость стенда, за рабочий период, занимающий небольшой (около 7°) угол поворота КВ, давление в линии высокого давления и момент сопротивления вращению резко возрастают. Учитывая известную зависимость между изменением крутящего момента вращения и угловой скоростью можно сделать вывод о наличии дополнительной погрешности, не учитываемой в результатах испытаний.

Таким образом, при испытаниях ТНВД исключается учет погрешностей испытательного стенда и комплекта стендовых форсунок. Выделение форсунки стендовой (ФС) в отдельную категорию источника погрешностей вызвано тем, что, во-первых, ФС с топливопроводом высокого давления (ТВД), являясь в измерительной цепи первичным измерительным преобразователем, обладает параметрами (эффективное проходное сечение распылителя, длина и внутренний диаметр ТВД), наиболее чувствительными к выходным показателям всей топливной системы [2].

Во-вторых, ФС в большей степени, чем остальные узлы измерительного канала стенда, подвержены загрязнению механическими примесями, выносимыми потоком топлива из испытуемого ТНВД, что является основной причиной потери точности измерений. Следовательно, требуется особый порядок поддержания учета влияния стендовых форсунок на метрологические характеристики стенда при наличия требования по обеспечению заданной неравномерности подачи топлива по секциям испытуемого насоса.

Система метрологического обеспечения испытаний ТНВД

Для обеспечения единства измерений при регулировке и испытании ТНВД метрологические характеристики стендов и стендовых форсунок установлены в следующих нормативно-технических документах (НТД).

➢ Международные стандарты ИСО 4008 «Транспорт дорожный. Стенды для испытания топливных насосов высокого давления. Технические требования» и ИСО 7440 «Транспорт дорожный. Испытания топливовпрыскивающей аппаратуры».

➢ Национальный стандарт ГОСТ 10578–95 «Насосы топливные дизелей». Общие технические условия полностью соответствуют содержанию стандарта ИСО 4008 в части динамических характеристик испытательных стендов.

➢ Отраслевые стандарты ОСТ 23.1.362–81 «Система контрольных образцов и стендов в промышленности (тракторное и сельскохозяйственное машиностроение)» и РТМ 10.0025–95 «Система эталонирования» в эксплуатационном секторе (сельское хозяйство).

Обеспечение заданных метрологических характеристик стендов для испытаний ТНВД осуществляются в два этапа.

1. Проектно-технологический — при создании измерительной установки. В процессе решения прямой (синтез) и/или обратной (анализ) задач обеспечение точности измерений проводится точностной расчет деталей и узлов. Конструкция стенда подвергается проверке в ходе первичной метрологической аттестации по ГОСТ Р.8.568–97 «Аттестация испытательного оборудования. Основные положения».

2. Эксплуатационный — при использовании измерительной установки в промышленности или ремонтных организациях. Учитывая массовый характер и непрерывность производства, а также большое количество влияющих на точность факторов, было принято решение использовать наиболее оптимальную планово-предупредительную систему поддержания точности и обеспечения единства измерений методом сравнения с образцом.

В каждой отрасли применения в соответствии с указанными в п. II ОСТ и РТМ были созданы поверочные схемы, представляющие собой метрологическое соподчинение эталонов ДТА, образцовых СИ и порядок передачи размера физической величины (цикловая подача на эталонном режиме) рабочим СИ.

Данные поверочные схемы созданы по принципу действия государственных поверочных схем, например передачи мер длины. Метрологические измерения проводятся соответствующими подразделениями юридических лиц. Держателями эталонов 1-го разряда по признакам производственной целесообразности являются заводы-изготовители форсунок режима эталонирования [6].

Приведенная система МО разрабатывалась, внедрялась и хорошо зарекомендовала себя в экономических условиях, государственной формы собственности заводов-изготовителей ДТА.

Однако уже тогда стали проявляться ее отдельные недостатки, в частности, многономенклатурность. В конце 1980-х гг. в стране существовало 11 типов контрольных форсунок, 12 типов контрольных насосов, 5 типов топливопроводов высокого давления [3]. Все это не в полной мере способствовало обеспечению единства измерений при регулировке и испытаниях ДТА.

Однако главный недостаток системы МО проявился при переходе к новым экономическим условиям хозяйствования. Если ранее заводы-изготовители контрольных образцов ДТА обязаны были поставлять их по запросу потребителя и в необходимом количестве, то в настоящее время это означало бы обеспечивать эталонами своих экономических конкурентов. Ситуация сводится к тому, что каждое предприятие-изготовитель ДТА создает свое собственное эталонное хозяйство на свою продукцию, а потребители должны иметь эталоны всех поставщиков используемой ДТА с необходимой периодической поверкой. Положение напоминает дометрическую систему мер и весов, когда каждая страна и даже ее регионы имели собственные меры длины и веса.

Все это ведет к полному отсутствию единства измерений при регулировке и испытаниях ДТА.

Конструктивное обеспечение единства измерений

Наиболее оптимальным выходом из создавшегося положения является внедрение единой ФС при испытаниях ТНВД. С учетом развития международных экономических отношений целесообразно использовать форсунки калибра (ФК) по международному стандарту ИСО 7440 (рис. 1), принятому в большинстве ведущих стран-производителей и потребителей ДТА.

Поскольку данная форсунка в технологическом процессе производства и эксплуатации ДТА яв-

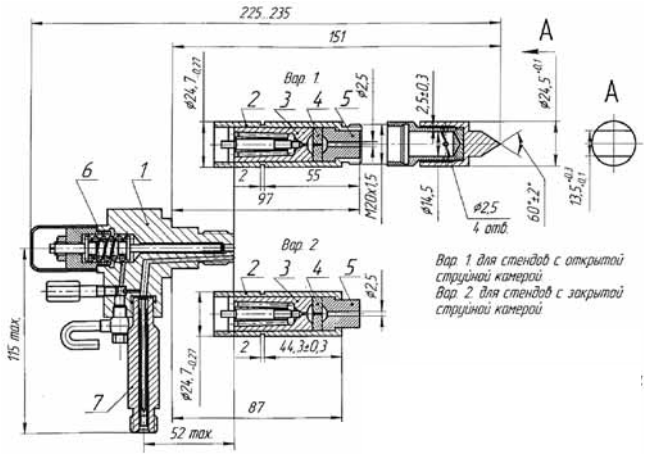


Рис. 1. Форсунка стендовая калибра ФК

1 — корпус форсунки; *2* — гайка распылителя; *3* — узел игольчатого клапана; *4* — пластина с одним отверстием; *5* — распорная втулка; *6* — пружина; *7* — впускной штуцер и щелевой фильтр

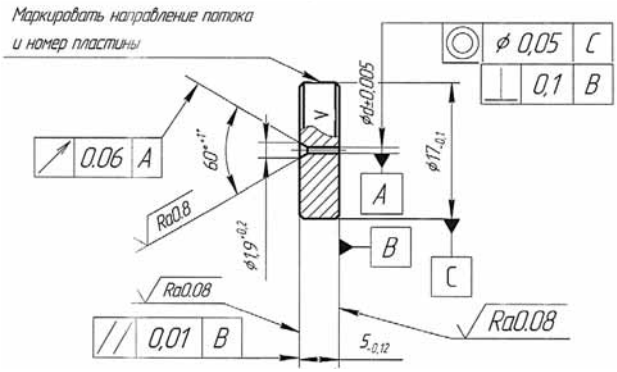


Рис. 2. Пластина-жиклер с одним отверстием

ляется средством измерения, она имеет нормированные метрологические характеристики, соответственно, методику их контроля и аттестации [4]. Вместо соплового аппарата штатного распылителя, имеющего большое количество типоразмеров по количеству, расположению и размерам сопловых отверстий, в ФК устанавливается калибровочная пластина-жиклер (рис. 2) с одним центральным отверстием пяти типоразмеров 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8 мм с допуском ±0,005 мм для охвата всего диапазона эффективных проходных сечений распылителей μ_f топливных систем, находящихся в применении. При регулировке ТНВД на стенде на ФК ставится жиклер с отверстием по коэффициенту расхода ближайшему к μ_f распылителя топливной системы двигателя.

Игольчатый клапан ФК изготавливается с подъемом иглы 0,7+0,03 мм, что исключает влияние дросселирования технологической жидкости (ТЖ) по запирающему конусу, и метрологические характеристики ФК определяются только параметрами отверстия жиклера. Это

Таблица

Диаметр дозирующего отверстия	Расход (кг/мин) технологической жидкости (Δp = 50 кгс/см^2)	Эффективное проходное сечение, мм^2	Коэффициент расхода
0,4	0,563–0,590	0,107	0,850
0,5	0,884–0,932	0,167	0,850
0,6	1,266–1,366	0,240	0,850
0,7	1,766–1,848	0,334	0,855
0,8	2,291–2,401	0,436	0,860

обусловливает высокую степень идентичности ФК стандартным форсункам при испытаниях ТНВД.

В таблице приведены гидравлические характеристики жиклеров изготовленных по ИСО 7440, полученные экспериментально по отечественным методикам (Δp = 50 кгс/см^2) [7]. По стандарту ИСО 7440/2 «Определение расхода через пластину с отверстием» расход определяется при перепаде давления Δp = 100 бар.

Предельное отклонение в значениях μ_f жиклеров не превышает 3 % в диапазоне 0,850–0,860, что свидетельствует о том, что принятая конструкция жиклеров с входным конусом 60° и отношением l/d канала в пределах 4,0–7,5 обладает высокой идентичностью по коэффициенту расхода параметрам распылителя форсунки топливной системы дизеля.

Стабильность метрологической характеристики ФК обеспечивает щелевой фильтр (рис. 3, *а*, *б*). Необходимость этого элемента объясняется тем, что основной причиной изменения выходных показателей ФК является засорение центрального отверстия жиклера, механическими примесями, выносимыми потоком ТЖ из регулируемого

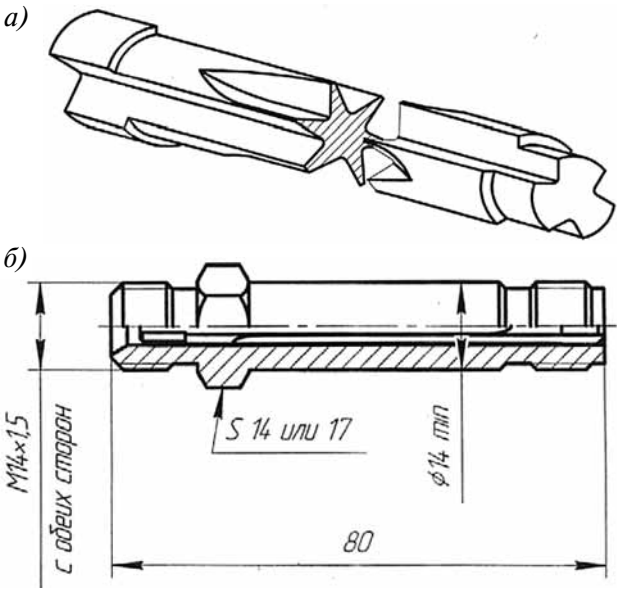


Рис. 3. Щелевой фильтр

а — щелевой фильтр с пазами (схематичный); *б* — впускной штуцер с шелевым фильтром

ТНВД. Щелевой фильтр повышенной грязеемкости и с зазором до 0,03 мм между фильтром и корпусом является эффективным средством решения проблемы. В качестве метрологической характеристики назначен статический расход ТЖ (методика измерения нормирована ИСО 7440/1). При снижении расхода фильтр подлежит техническому обслуживанию (разборка, промывка-прочистка, сборка, повторный контроль на производительность).

Оптимизация метрологических характеристик при производстве ТНВД

Метрологические характеристики СИ, используемые при стендовых испытаниях ТНВД и форсунок, также как и любые другие СИ, не могут характеризоваться произвольно назначенными значениями. Базовые параметры точности указаны в упомянутых нормативных документах. Основополагающим является международный стандарт ИСО 4008 «Стенды для испытания топливных насосов высокого давления. Технические требования».

Вместе с тем стенд для испытаний и стендовые форсунки, участвуя в технологическом процессе производства ТНВД, должны соответствовать роли и месту в обеспечении выходных показателей качества изделия.

Каждое машиностроительное предприятие, в том числе завод по производству ДТА, основываясь на первом принципе Всеобщего управления качеством (ориентация на потребителя), определяет область распространения своей продукции на рынке. Цели и задачи, стоящие перед производителем, предполагают оптимизацию большого количества производственных факторов, участвующих в создании изделия ТНВД, то есть выстраивают производственный процесс по принципу многофакторного эксперимента [1].

$$y = f(x_1, x_2, \ldots x_n),$$

где y — параметр оптимизации (в случае машиностроительной продукции — это технико-технические и экономические показатели производства); x_i — факторы оптимизации, то есть качественные показатели каждого звена процесса производства.

Для решения задачи оптимизации предприятие-изготовитель ТНВД разрабатывает план организационно-технических мероприятий.

Одним из важнейших направлений плана организационно-технических мероприятий, является МО процесса производства.

Это направление включает в себя:

➢ проведение анализа состояния процессов измерений на предприятии;

➢ выбор установление рациональной номенклатуры измеряемых величин, номенклатуры рабочих и образцовых СИ;

➢ выбор оптимальных норм измерений точности;

➢ разработка методик измерений в зависимости от установленных норм точности;

➢ создание и поддержание условий, необходимых для проведения измерений;

➢ метрологическая экспертиза технических заданий, конструкторской и технологической документации.

При организации стендовых испытаний ТНВД необходим выбор оптимальных норм точности.

При недостаточной точности невозможно оценить выходные параметры ТНВД, обеспечивающие требуемые экономические, экологические и мощностные характеристики двигателя. В условиях избыточной точности возникает разброс результатов измерений (нестабильность и неидентичность) как при оценке единичного впрыска, так и при оценке суммарной производительности, что затрудняет общую оценку параметров регулируемого насоса.

Исходя из этого следует, что точностные характеристики СИ при стендовых испытаниях ТНВД могут быть либо соответствующими требованиям измерительной задачи, то есть определять значение измеряемой величины — цикловой подачи ТНВД с требуемой точностью [5], либо не соответствующими.

Степень соответствия в конечном итоге определяет качество продукции и конкурентные преимущества завода-изготовителя ТНВД.

Литература

1. *Адлер Ю.П.* Введение в планирование эксперимента. — М.: Металлургия, 1969. — 159 с.

2. *Голубков Л.Н., Лимаров Н.Ф.* Исследование влияния технологических допусков на выходные показатели топливной системы КамАЗ-740 // Двигателестроение. — 1981. — № 2. — С. 41–43.

3. *Долганов М.С.* Тезисы доклада по теме НИР «Разработать единую с промышленностью (АПК и Минавтосельхозмаш) систему эталонирования ДТА на основе использования международных стандартов ИСО», госзаказ № 01-391-19/90. ГОСНИТИ, 1990.

4. ИСО 7440/1 «Узлы эталонного распылителя и держателя».

5. Основные термины в области метрологии / под ред. Тарбеева Ю.В. — М. : Издательство стандартов, 1989. — 113 с.

6. ОСТ 23.1362–81 «Система контрольных образцов и стендов».

7. Труды ЦНИТА 1989. Форсунка-калибр для регулирования топливных насосов автотракторных дизелей // Блохин Л.С. и др. Л., 233 с.

УДК 621.785

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ГАЗОИМПУЛЬСНОЙ ОБРАБОТКИ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТАЛЕЙ

Д.А. Иванов, к.т.н., доц.,
Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации
О.Н. Засухин, зав. лаб.
Балтийский государственный технический университет ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова

Рассматриваются вопросы оптимизации амплитудно-частотных характеристик и продолжительности воздействия газового потока на металлические изделия и заготовки в целях повышения их механических и эксплуатационных свойств. Приведенные данные свидетельствуют о доминирующей роли воздействия газовых импульсов нестационарных течений на структуру и свойства металлических изделий. Установлено, что при использовании резонансных наложений частот колебаний газового потока на собственные колебания изделия более высокое значение ударной вязкости детали может быть достигнуто при сокращении продолжительности обработки в 2 раза.

Известно положительное влияние, воздействия нестационарными газовыми потоками (газоимпульсной обработки) на механические и эксплуатационные свойства, а также структуру материалов металлических деталей машин, приборов, других ответственных изделий [1–10].

Вместе с тем нуждаются в дальнейшей оптимизации амплитудно-частотные характеристики воздействующего на металлические изделия и заготовки газового потока, продолжительность воздействия газовых импульсов и влияние скорости газового потока на требуемое повышение механических и эксплуатационных свойств за минимальное количество времени.

Актуальной представляется задача оценки потенциала увеличения производительности газоимпульсной обработки металлических изделий.

Для решения этой задачи были проведены исследования зависимости механических и эксплуатационных свойств легированных сталей от продолжительности воздействия пульсирующего газового потока и его скорости на примере холодного проката из стали 40Х.

Размещение образцов осуществлялось на выходе из успокоительной камеры установки для газоимпульсной обработки и возле рассекателя газоструйного генератора, где скорость пульсирующего газового потока более чем втрое (до





100 м/с) выше, чем на выходе из успокоительной камеры. Образцы размещались так, что направление обдува совпадало с направлением удара при испытании. Частота пульсаций газового потока составляла 700–1000 Гц при звуковом давлении до 130 дБ. Амплитудно-частотные характеристики при этом не зависели от места расположения образца и единственным варьируемым параметром была скорость натекания пульсирующего газового потока на образец.

Результаты исследования представлены в табл. 1, 2 и на рис. 1–6.

Таблица 1

Сталь 40Х холодный прокат. Зависимость KCU от продолжительности обдува

Продолжительность газоимпульсной обработки, мин	5	10	15	20	25
Ударная вязкость KCU, МДж/м²	0,65	0,65	0,8	0,875	0,8

Образец размещен на выходе из успокоительной камеры

Таблица 2

Сталь 40Х холодный прокат. Зависимость KCU от продолжительности обдува

Продолжительность газоимпульсной обработки, мин	5	10	15	20	25
Ударная вязкость KCU, МДж/м²	1,6	1,8	1,45	1,25	0,6

Образец размещен возле рассекателя газоструйного генератора

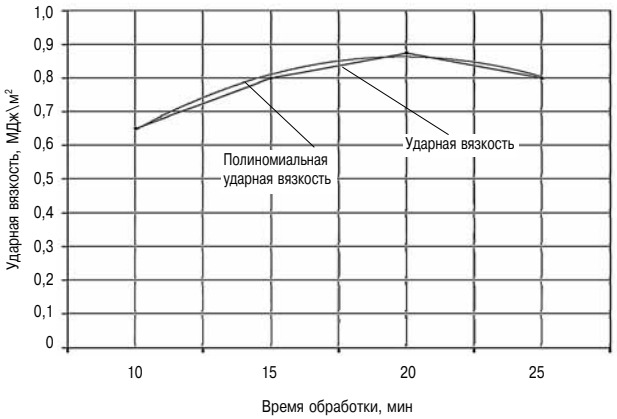


Рис. 1. Сталь 40Х холодный прокат. Зависимость KCU от продолжительности обдува. Образец размещен на выходе из успокоительной камеры

В случае размещения образца возле рассекателя уже через 5 минут обработки ударная вязкость увеличивается с 0,65 до 1,6 МДж/м^2, достигает максимума через 10 минут, а затем начинает снижаться. При этом максимальное значение ударной вязкости достигало 1,8 МДж/м^2 против 0,875 МДж/м^2 при размещении образца на выходе из успокоительной камеры, где скорость ниже более чем в три раза.

Полученные данные свидетельствуют о доминирующей роли газовых импульсов при воздействии нестационарных течений на структуру и свойства металлических изделий, в частности, из легированных сталей и наличии резерва для

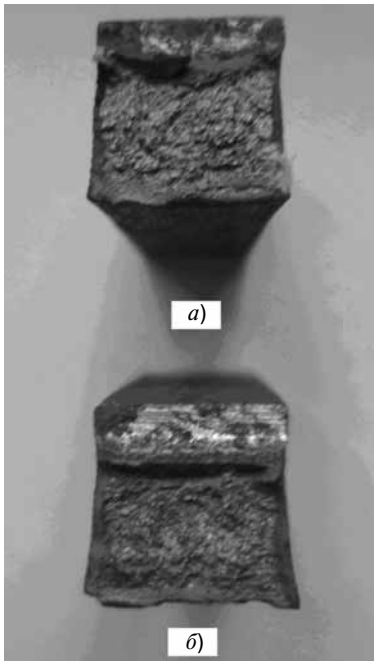


Рис. 2. Сталь 40Х холодный прокат. Изломы ударных образцов. Образец размещен на выходе из успокоительной камеры:

а — без обдува; *б* — обдув 20 мин

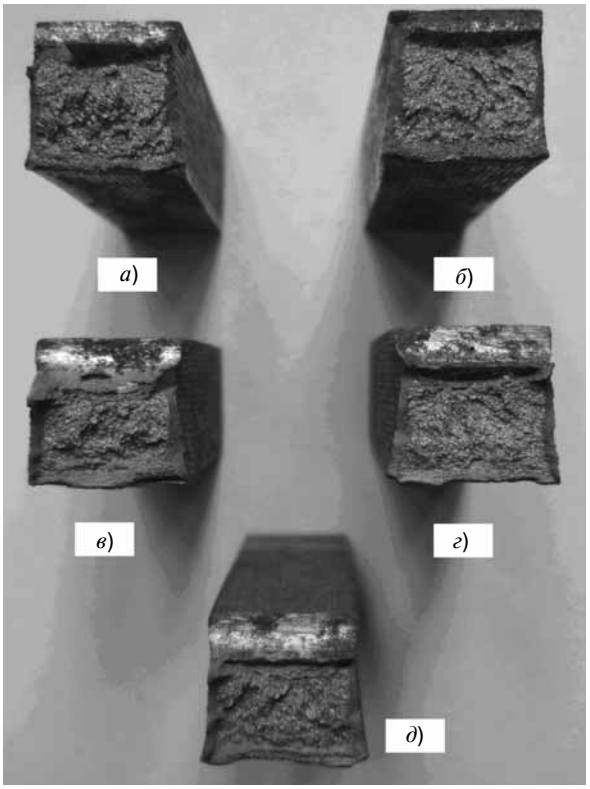


Рис. 3. Сталь 40Х холодный прокат. Влияние продолжительности обдува на изломы ударных образцов. Образцы размещены на выходе из успокоительной камеры:

а — 5; *б* — 10; *в* — 15; *г* — 20; *д* — 25 мин

повышения эффективности и сокращения продолжительности газоимпульсной обработки за счет повышения скорости натекающего на изделие пульсирующего газового потока.

Эффективность воздействия пульсирующих струй газа на конструктивную прочность металлических материалов зависит не только от продолжительности обдува и энергии импульсов газа, но и от частоты этих импульсов.

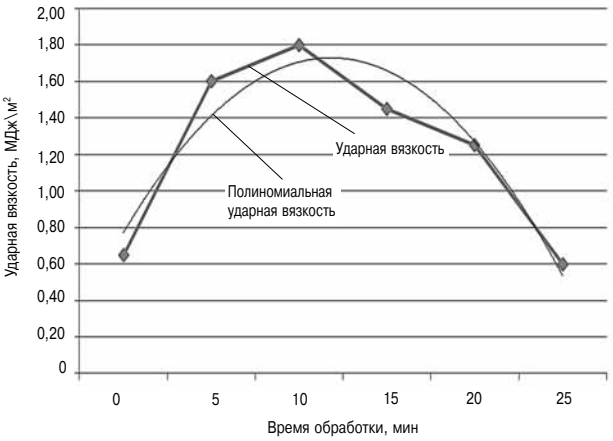


Рис. 4. Сталь 40Х холодный прокат. Зависимость KCU от продолжительности обдува. Образец размещался возле рассекателя газоструйного генератора

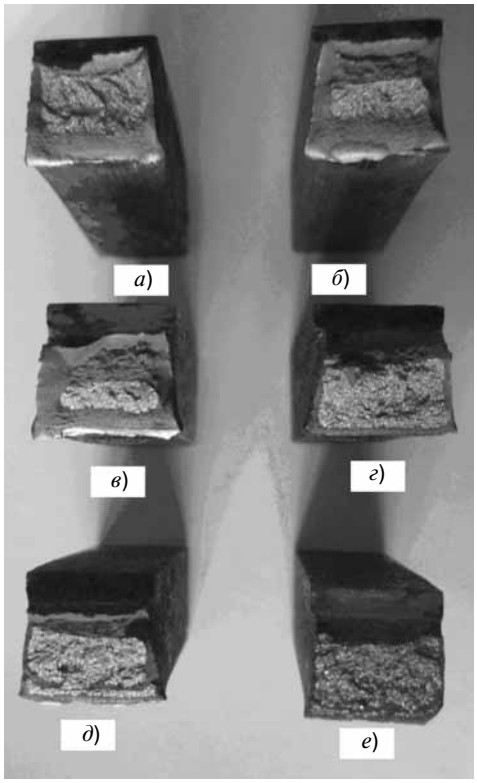


Рис. 5. Влияние продолжительности обдува на изломы ударных образцов. Сталь 40Х холодный прокат. Образцы размещены возле рассекателя газового генератора

а — 0; *б* — 5; *в* — 10; *г* — 15; *д* — 20; *е* — 25 мин

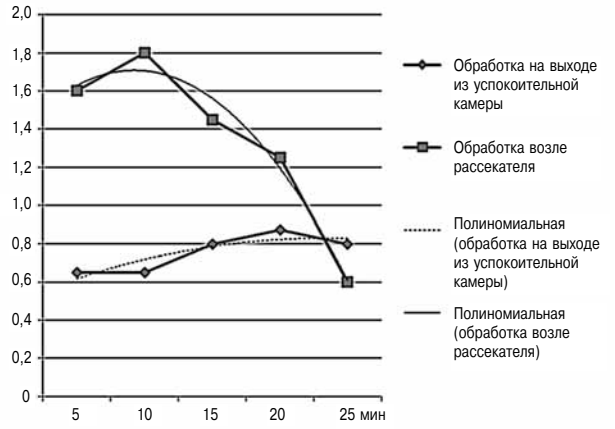


Рис. 6. Ударная вязкость образцов из холоднокатаной стали 40Х в зависимости от продолжительности обработки и места размещения образца

Если частота импульсов близка к частоте собственных (свободных) колебаний обдуваемого металлического изделия, возможен резонанс и значительный рост воздействующих на металл импульсов, что может способствовать интенсификации процессов дислокационной перестройки структуры металлического материала и изменению его механических свойств.

Поэтому перед обдувом изделия необходимо оценить его собственную частоту колебаний и подобрать режим истечения пульсирующей струи газа, при котором ее амплитудно-частотная характеристика содержит дискретную компоненту звукового давления, значительно превышающую уровень сплошной составляющей на частоте, близкой к частоте собственных колебаний изделия.

Частоту собственных колебаний предметов простой формы, закрепленных тем или иным способом и выводимых из положения равновесия набегающим на предмет потоком газа (внешняя возмущающая сила) можно оценить по известной формуле механики

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{m}},$$

где f_0 — частота собственных колебаний тела, Гц; m — масса тела, кг; c — жесткость тела Н/м.

Последняя величина зависит от вида упругой деформации, которой подвержено обдуваемое тело: растяжение (сжатие); срез; изгиб; кручение.

Для тел простой формы типа стержней длиной l и площадью поперечного сечения F жесткость можно определить по формулам сопротивления материалов.

Мерой жесткости при упругом растяжении (сжатии), соответствующем продольному обтеканию стержня, является площадь поперечного сечения стержня и его жесткость:

$$C = \frac{EF}{l},$$

где E — модуль Юнга, Па, определяемый видом материала.

В случае изгиба жесткость стержня зависит не только от площади поперечного сечения и его длины, но и от осевого момента инерции J сечения относительно изгибаемой оси.

Мерой жесткости в этом случае является произведение момента инерции на модуль Юнга и жесткость при изгибе:

$$C = k\frac{EF}{l^3}.$$

Безразмерный коэффициент k зависит от способа закрепления стержня и прилагаемой нагрузки.

В случае равномерно распределенной нагрузки по длине стержня для консоли $k = 8$, а для стержня, закрепленного концами, $k \approx 77$.

Таким образом, при определении жесткости тел простой формы можно воспользоваться формулами сопротивления материалов.

Если обдуваемое тело имеет сложную форму, его можно разбить на n простых тел и определить собственную частоту тела из соотношения

$$\frac{1}{f_0} = \sum_{i=1}^{n}\frac{1}{f_{0i}},$$

где f_{0i} — собственная частота колебаний i-й составляющей тела.

Знание собственной частоты колебаний обтекаемого тела всегда полезно.

Это величина, к которой надо стремиться, чтобы ускорить процесс упрочнения, или избегать ее, чтобы не вызвать вибрации изделия и его разрушение.

Для того чтобы раскачать систему, но не разрушить ее, следует максимально приблизиться к резонансной области, не достигая значения f_0 и не допуская резонанса.

Частота вынужденных колебаний образца в целом соответствуют частоте колебаний натекающего на него газового потока. Собственные колебания образца рассчитываются по формуле в зависимости от массы, длины, модуля Юнга и момента инерции. При совпадении частот колебаний параметров потока с собственными колебаниями образца (системы) должны наблюдаться резонансные эффекты, оказывающие дополнительное воздействие на структуру материала.

Частота собственных или свободных поперечных колебаний балки, выведенной из состояния покоя и предоставленной самой себе, под действием восстанавливающей упругой силы F:

$$n_0 = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{31{,}3}{\sqrt{\Delta_{ст}}}$$

или

$$n_0 \cong \frac{300}{\sqrt{\Delta_{ст}}},$$

где n_0 — число колебаний в минуту, $\Delta_{ст}$ —статическое перемещение от действия сосредоточенной массы, см.

При изгибе балки $\Delta_{ст} = f$ (прогиба балки).

Для консоли $\Delta_{ст} = Ql^3/3EI$,

где Q — вес сосредоточенной массы, кг (собственно масса балки); l — длина, см (половина от длины балки, так как сосредоточенная масса); E — модуль упругости, кг/см^2 (для стали — $2{,}1 \cdot 10^6$); I — момент инерции, см^4.

Для круглого сечения $I = \pi d^4/64$, для квадратного сечения $I = h^4/12$, где h — сторона квадрата, см.

Для стандартного ударного образца квадратного сечения со стороной 1 см:

$\Delta_{ст} = 0{,}91/525\,000 = 0{,}00000174$, $\sqrt{\Delta_{ст}} = 0{,}00132$, $n_0 = 227\,273$ колебаний в минуту, или 3787 Гц.

Пик колебаний параметров потока на близкой частоте наблюдался при $p = 0{,}6$ атм с образцом. При размещении ударных образцов из холодного проката стали 40 и 40Х поперек потока, закрепленными за один конец, после обдува ударная вязкость в случае стали 40 при газоимпульсной обработке составила: в течение 5 мин — 0,8 МДж/м^2, 10 мин — 0,85 МДж/м^2, 15 мин — 0,375 МДж/м^2 (табл. 3, график рис. 7) против 0,6 МДж/м^2 без обдува.

Таблица 3

Сталь 40Х холодный прокат. Зависимость KCU от продолжительности обдува на резонансных частотах, возникающих при p = 0,6 атм

Продолжительность газоимпульсной обработки, мин	0	5	10	15
Ударная вязкость KCU, МДж/м^2	0,6	0,8	0,85	0,375

Образец размещен на выходе из успокоительной камеры

Таблица 4

Сталь 40Х холодный прокат. Зависимость KCU от продолжительности обдува на резонансных частотах, возникающих при p = 0,6 атм

Продолжительность газоимпульсной обработки, мин	5	10	15	20
Ударная вязкость KCU, МДж/м^2	0,65	0,8	0,975	0,575

Образец размещен на выходе из успокоительной камеры

В случае холодного проката из стали 40 при таком способе обработки значение ударной вязкости 0,85 МДж/м^2 достигается за 10 мин вместо 15 в случае обдува при давлении 1 атм, где скорость потока выше, но резонансные явления отсутствуют.

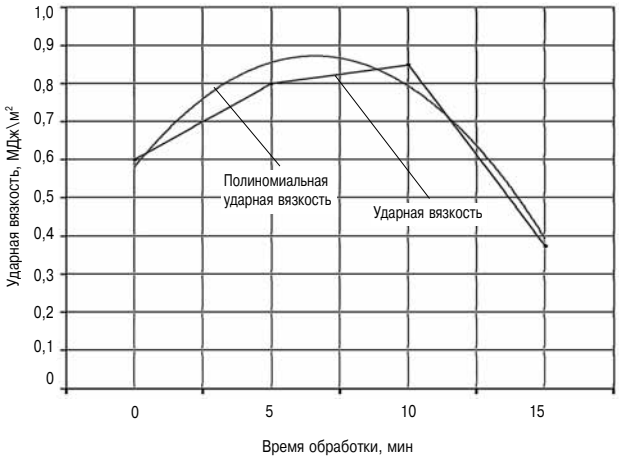


Рис. 7. Ударная вязкость образцов из холоднокатаной стали 40 в зависимости от продолжительности газоимпульсной обработки на резонансных частотах

Образцы были расположены поперек потока, на выходе из успокоительной камеры установки

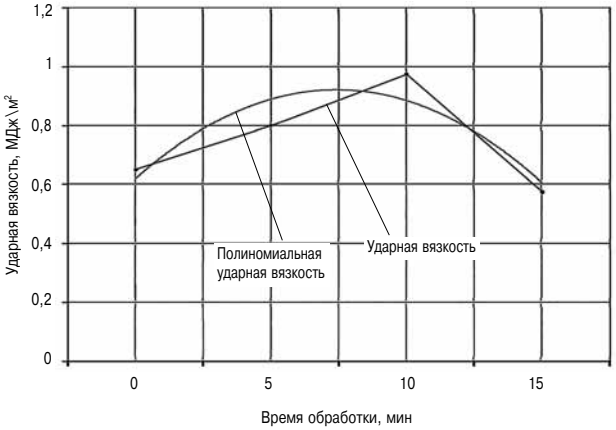


Рис. 8. Сталь 40Х, холодный прокат. Зависимость KCU от продолжительности обдува на резонансных частотах. Образец размещен на выходе из успокоительной камеры так, что направление обдува совпадало с направлением удара при испытании

Ударная вязкость холодного проката из стали 40Х составила при газоимпульсной обработке в течение 5 мин — 0,8 МДж/м^2, 10 мин — 0,975 МДж/м^2 и 15 мин — 0,575 МДж/м^2 (табл. 4, график рис. 8) против 0,65 МДж/м^2 без обдува. Все образцы размещались на выходе из успокоительной камеры установки для газоимпульсной обработки.

В случае стали 40Х максимальное значение ударной вязкости 0,975 МДж/м^2 достигается за 10 мин, в то время как при обдуве при давлении 1 атм с более высокой скоростью, но без резонансного наложения частот, максимальное значение ударной вязкости составляет 0,875 МДж/м^2 и достигается за 20 мин.

Для термообработанной стали 40Х также выявлено ускорение изменения структуры и механических свойств в результате обработки пульсирующим газовым потоком на резонансных частотах. Так, для закаленных на мартенсит образцов в результате обдува на резонансных частотах уже через 5 мин ударная вязкость достигает значения 0,1 МДж/м^2 против 0,0125 МДж/м^2 в закаленном состоянии без обдува, что свидетельствует о более интенсивном протекании отпускных процессов, инициируемых механическими волнами, возникающими в результате пульсаций давления газа на поверхности изделия, в сравнении с газоимпульсной обработкой на частотах, отличных от резонансных.

Таким образом, при использовании резонансных наложении частот колебаний газового потока на собственные колебания изделия то же или более высокое значение ударной вязкости может быть достигнуто при сокращении продолжительности обработки до 2 раз.

Литература

1. *Иванов Д.А.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных сталей путем импульсного воздействия при отпускном охлаждении // Двигателестроение. — 2005. — № 4. — С. 30–32.

2. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Газоимпульсная обработка машиностроительных материалов без предварительного нагрева // Двигателестроение. — 2010. — № 2. — С. 20–22.

3. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки // Двигателестроение. — 2012 — № 3. — С. 12–15.

4. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 34–36.

5. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Сочетание закалки сталей с обработкой пульсирующими газовыми потоками // Двигателестроение. — 2015. — № 4. — С. 34–36.

6. *Иванов Д.А.* Воздействие газоимпульсной обработки на структуру и механические свойства нормализуемых сталей // Технико-технологические проблемы сервиса. — 2013. — № 3. — С. 19–22.

7. *Воробьева Г.А., Иванов Д.А., Сизов А.М.* Упрочнение легированных сталей термоимпульсной обработкой // Технология металлов. — 1998. — № 2. — С. 6–8.

8. *Булычев А.В., Иванов Д.А.* Воздействие газоимпульсной обработки на структуру, свойства и напряженное состояние металлических изделий // Технология металлов. — 2013. — № 11. — С. 30–33.

9. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Использование пульсирующего дозвукового газового потока для повышения эксплуатационных свойств металлических изделий // Технология металлов. — 2015. — № 1. — С. 34–38.

10. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Повышение коррозионной стойкости конструкционных сталей газоимпульсной обработкой // Технология металлов. — 2015. — № 10. — С. 27–31.

УДК 621.43

ОСНОВНЫЕ ТЕНДЕНЦИИ И ПРИОРИТЕТЫ РАЗВИТИЯ МИРОВОГО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ (материалы конгресса CIMAC-2016)

В интервью вновь избранного президента CIMAC Клауса Хайма корреспонденту журнала «Diesel Progress» дана оценка деятельности организации за прошедший период и сформулированы перспективы и приоритеты развития мирового двигателестроения.

Уникальная программа «Геркулес-2» стала продолжением совместных работ двух крупнейших производителей двигателей — MAN и «Wartsila» по исследованию новых технологий, направленных на снижение расхода топлива и уровня вредных выбросов с помощью новейших методов и средств проектирования.

Цель программы — создание полностью адаптивного мощного судового двигателя, способного к оптимизации рабочих параметров при воздействии внешних факторов.

Доклад, подготовленный фирмой ABB совместно с ОАО «Коломенский завод», посвящен созданию системы наддува для нового двигателя мирового уровня Д500. Двигатель разрабатывался главным образом в качестве тепловозного. Планируется разработка модификации судового и дизель-генераторного исполнения. По содержанию вредных выбросов двигатель соответствует действующим и перспективным экологическим нормативам. Система наддува создана на базе турбокомпрессора ABB типа TPR, который может быть дополнен регулирующим модулем VTG. При этом степень повышения давления в компрессоре (в двухступенчатом варианте) может быть доведена до 5,8.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ОБ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ НОРМАТИВАХ И НЕ ТОЛЬКО

По мнению нового президента CIMAC, первоочередной задачей двигателестроения остается снижение вредных выбросов. Забота о репутации и системная интеграция постепенно входят в число главных приоритетов.

Роберта Пранди

На 28-м Конгрессе CIMAC (Международный Совет по двигателям внутреннего сгорания), проходившем в Хельсинки с 6 по 10 июня с.г., президентом CIMAC был избран Клаус Хайм (Klaus Heim), технический директор итальянской компании OMT S.p.A. На этом посту он будет оставаться до окончания работы следующего Конгресса CIMAC, который состоится в 2019 г. Корреспондент журнала «Diesel Progress» встретился с г-ном Хаймом и задал ему несколько вопросов, касающихся деятельности организации в период его предстоящего президентства, а также тенденций и приоритетов развития двигателестроения.

Вопрос: На 28-м Конгрессе CIMAC в Хельсинки (Финляндия) Вы были избраны президентом этой организации. Каково наследство, доставшееся Вам от Вашего предшественника, и что Вы намерены предпринять в качестве Президента CIMAC в предстоящий период?

Ответ: В течение последних нескольких лет организация CIMAC и ее члены интенсивно занимались созданием технологий, способствующих снижению загрязнения атмосферного воздуха. Этим вопросам было посвящено большинство наших мероприятий — совещаний, семинаров и конгрессов.



Клаус Хайм, президент CIMAC

Следует отметить, что за последние годы нам удалось увеличить число членов CIMAC, при этом финансовая база организации и деятельность, связанная с проведением конгрессов, подверглись реорганизации, позволившей укрепить ее структуру и повысить уровень профессионализма.

В ближайшие годы мы намерены усилить акцент на выбор стратегических направлений, думать над тем, как повысить привлекательность организации для ее членов, укрепить структуру CIMAC таким образом, чтобы мы могли встретить будущие вызовы во всеоружии.

Вопрос: Предыдущий президент CIMAC д-р Teetz в 2013 г. заявил, что период подготовки к следующему конгрессу будет в значительной степени посвящен постоянно меняющимся законодательным ограничениям, в частности экологическим нормативам. Считаете ли Вы, что данный тренд сохранится и в будущем? На чем теперь будут сосредоточены усилия CIMAC?

Ответ: Изменения в экологическом законодательстве, особенно ввод в действие с 1 января 2016 г. нормативов IMO Tier 3 в специальных зонах, в течение нескольких лет держали производителей крупных двигателей в напряжении. Однако этим дело не кончилось. У меня нет сомнений в том, что тенденция к сокращению вредных выбросов будет существовать и впредь. Хотя уровень выбросов CO_2 (окиси углерода) на тонно-километр от судов, оснащенных крупными дизельными и газовыми двигателями, и так является самым низким. В будущем не приходится ожидать снижения давления на нашу отрасль в направлении дальнейшего повышения КПД и снижения выбросов CO_2.

Но помимо чисто технических аспектов, связанных с внедрением соответствующих технологий, приходится считаться с не менее важным обстоятельством — репутацией судостроительной отрасли в глазах мирового общественного мнения. Люди видят черный дым из труб заходящих в порты судов и читают статьи о загрязнении атмосферы продуктами сгорания тяжелого топлива.

Принятие экологических нормативов IMO было продиктовано необходимостью снижения уровня вредных выбросов и желанием дышать чистым морским воздухом. Однако дискуссия об отсрочке ввода в действие IMO Tier 3, в том числе в части, касающейся ограничения содержания серы в тяжелых топливах, нанесла репутации судостроительной отрасли серьезный ущерб, создав впечатление, что промышленники не слишкомто торопятся сделать атмосферу чище.

Получается, что нам приходится думать не только о технологиях снижения вредных выбросов, но и о том, как информировать об этом общественное мнение. Те, кто не работает в промышленности, в большинстве своем не имеет понятия об огромных усилиях, которые предпринимаются, чтобы сделать флот экологически более чистым, и о том, чего удалось в этом направлении добиться. Представители нашей отрасли встречаются на конгрессах, семинарах, симпозиумах и торговых ярмарках, где происходит обмен опытом в области снижения вредных выбросов и ознакомление прессы с результатами работ в данном направлении. Но нам, по-видимому, следует уделять больше внимания тому, как донести эту информацию до людей, не связанных непосредственно с двигателе- и судостроением, не надеясь на то, что кто-то сделает это за нас. Информировать людей о том, что делается с нашей стороны для того, чтобы двигатели стали экологически более чистыми — вот задача для наших коллег и та область, где CIMAC должен прилагать больше усилий.

Вопрос: «Навстречу будущему поршневых двигателей» — таков был лозунг конгресса в Хельсинки. Каково же это будущее?

Ответ: Поршневые двигатели будут экологически более чистыми, чем сегодняшние, и будут выбрасывать меньше CO_2. Они будут снабжены средствами всестороннего мониторинга и автоматической оптимизации рабочих параметров, что позволит снизить стоимость жизненного цикла и снизить нагрузку на операторов. Такая задача потребует интенсивного использования электронных средств контроля и управления, которые при этом должны быть встроены в общую систему контроля и управления обслуживаемого объекта — электростанции, тепловоза или судна.

Вопрос: Еще одна тема, которой члены CIMAC уделяют все больше внимания — это системная интеграция, о которой вы только что упомянули. Насколько важен этот фактор для повышения эффективности современных двигателей внутреннего сгорания?

Ответ: На протяжении нескольких десятков лет мощные двигатели, когда речь заходила об их оптимизации с точки зрения КПД и надежности, рассматривались как изолированные объекты. Сегодня мы сталкиваемся с необходимостью сочетать снижение вредных выбросов с требованиями снижения выбросов CO_2, не жертвуя при этом ни стоимостью жизненного цикла, ни надежностью. С точки зрения техники, все упомянутые выше факторы являются до известной степени взаимоисключающими. Поэтому необходимо стремиться к оптимальному сочетанию всех известных на сегодняшний день технологий, как «внутренних», так и «внешних» по отношению к двигателю с учетом технической и экономической целесообразности.

Где-то лет пятнадцать назад в словаре двигателестроителей появилось новое понятие — «интеллектуальный двигатель», подразумевающее использование электронных средств управления, которые тогда начали как раз входить в моду. Сегодня реальным шагом на пути создания интеллектуальных энергетических систем станет интеграция всех наиболее продвинутых технологий в комплексной системе с интеллектуальным управлением и мониторингом. Подобная комплексная система будет способна реализовать весь свой

потенциал при любых условиях эксплуатации, так что в выигрыше окажутся как операторы, так и окружающая среда.

Вопрос: Какие тенденции, на Ваш взгляд, сегодня преобладают в таких областях, как главные судовые двигатели, тепловозные двигатели и двигатель-генераторы, а также газовые и двухтопливные двигатели, гибридные силовые установки и альтернативные методы газоочистки?

Ответ: В обозримом будущем усилия двигателестроителей будут сосредоточены, в первую очередь, на снижении вредных выбросов. Нормы предельно допустимых вредных выбросов для двигателей всех применений будут только ужесточаться, и в ближайшем будущем эта тенденция не изменится. Как я уже отметил, мы увидим использование целого спектра современных технологий в таких сочетаниях, которые продиктованы требованиями для каждого конкретного применения.

Газовые и двухтопливные двигатели, несомненно, найдут свое место в тех областях, где экологический эффект от замещения жидкого топлива газовым или смешанным очевиден, и при этом создана надежная структура газоснабжения. Чрезвычайно успешное применение двухтопливных двигателей в качестве преобладающего типа привода пропульсивных установок СПГ-газовозов стало первым шагом на пути превращения газа в общепризнанный вид топлива для судовых двигателей как альтернативы мазуту.

Что касается гибридных установок, то они могут стать альтернативой для таких объектов, как буксиры и паромы с коротким плечом перевозок в тех случаях, когда главным требованием является сверхнизкий уровень вредных выбросов, и при этом обеспечена возможность регулярной подзарядки аккумуляторных батарей. Существуют интересные пилотные проекты установок для газопроводов, и я уверен, что в ближайшем будущем их число будет расти. Однако гибридные установки будут все же переходной технологией до тех пор, пока мы не увидим принципиального прорыва в области создания аккумуляторных батарей высокой емкости.

Вопрос: Сегодня мы наблюдаем резкое падение цен на нефть, а также снижение производства газа. Как повлияли эти факторы на рыночные перспективы двигателестроения?

Ответ: Падение цен на нефть и привело к резкому смещению многих ориентиров. Спад деловой активности в нефтегазовой отрасли нанес двигателестроению всего мира серьезный удар. Из-за падения нефтяных цен газ в качестве альтернативного топлива до некоторой степени утратил свою привлекательность, что на сегодняшний день привело к снижению как спроса, так и предложения в этой области.

Однако в дальнейшем, я думаю, баланс в пользу газового топлива будет восстанавливаться ввиду несомненных преимуществ последнего с точки зрения выбросов NO_x (окислов азота), SO_x (окислов серы) и твердых частиц. Так, процесс постепенного вытеснения жидкого топлива газовым будет продолжаться, хотя и несколько меньшими темпами.

Вопрос: Каков Ваш рецепт успеха для двигателестроения на сегодня?

Ответ: В нашей отрасли путь к успеху двигателестроителей и их поставщиков основывается на нескольких ключевых факторах. А именно, во главе угла по-прежнему должны оставаться вопросы снижения вредных выбросов с помощью комплексных решений, основанных на современных технологиях, не забывая при этом об интересах заказчиков. Чтобы не снижать при этом эффективность, необходима тесная кооперация с исследовательскими центрами, поставщиками компонентов, заказчиками и коллегами. И наконец, нужно внимательно следить за последними достижениями в области информационных технологий и их связи с современными методами проектирования и производства.

Недалеко то время, когда промышленный интернет будет влиять на развитие нашей отрасли гораздо в большей степени, чем мы это можем представить сегодня.

Diesel Progress International, July–August 2016

ОТ ГЕРКУЛЕСА A-B-C К ГЕРКУЛЕСУ-2: ОБРАЗЦОВАЯ СОВМЕСТНАЯ ПРОГРАММА НИОКР В ОБЛАСТИ МОЩНЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Nikolaos Kyrtatos, Национальный Технический Университет, Афины
Gunnar Stiesch, MAN Diesel & Turbo
Ilari Kallio, Wartsila

Реферат

Масштабный исследовательский проект под названием ГЕРКУЛЕС-2, который стартовал в мае 2015 года, является продолжением завершенной в 2014 году программы ГЕРКУЛЕС, посвященной НИОКР в области создания современных судовых двигателей. Эта программа, начало которой было положено в 2004 году, стала совместным детищем двух крупнейших производителей двигателей данного класса — MAN и WARTSILA.

В период 2004–2014 годов были последовательно реализованы три подпроекта — ГЕРКУЛЕС-A, -B, и -C, суммарный бюджет которых составил более 80 млн евро. Эти три подпроекта продемонстрировали впечатляющие результаты и получили заслуженное признание в мире.

Сейчас в стадии выполнения находится проект ГЕРКУЛЕС-2, цель которого — создание полностью адаптивного мощного судового двигателя, способного к оптимизации рабочих параметров в зависимости от различных внешних факторов. Цели проекта ГЕРКУЛЕС-2 базируются на достижениях проекта ГЕРКУЛЕС и простираются значительно дальше, ориентируясь на превышение показателей лучших мировых образцов двигателей.

Эти цели можно разделить на следующие категории:

➢ Достижение большей универсальности в отношении применяемых топлив (многотопливность), включая нетрадиционные виды топлива, и возможности легкого перехода с одного вида топлива на другое.

➢ Создание новых материалов, способных противостоять высоким температурам и работать при нарушении режима смазки.

➢ Разработка технологий адаптивного управления, обеспечивающих сохранение исходных показателей качества в течение всего срока службы силовой установки.

➢ Снижение вредных выбросов до практически нулевых значений за счет комбинированной очистки отработавших газов.

Главной целью проекта является существенное снижение расхода топлива и уровня вредных выбросов с помощью новейших методов и средств проектирования, а также применения самых современных технологий производства. В ходе проекта намечено создание нескольких полномасштабных опытных образцов и действующих макетов, способных работать в составе судовой силовой установки.

Для осуществления проекта был образован консорциум из 32 корпоративных участников, из которых 35 % приходятся на промышленные компании, а остальные 65 % —на учебные и научно-исследовательские учреждения.

Настоящий доклад содержит обзор достижений предыдущего проекта ГЕРКУЛЕС, перечень технологических проблем, требующих решения, план перехода к целям и рабочим планам текущего проекта ГЕРКУЛЕС-2 и первые результаты, полученные в каждом из выбранных направлений.

Введение

1990-е годы — период, когда европейское двигателестроение и поставщики комплектующих изделий достигли впечатляющих успехов на мировом рынке и заметно укрепили свое финансовое положение. По окончании периода консолидации, сопровождавшегося приобретениями, слияниями и поглощениями, возникли две промышленные группы — MAN и WARTSILA — владеющие в общей сложности 90 процентами мирового рынка главных судовых двигателей. В результате значительного экономического роста, эти корпорации оказались способны выполнять НИОКР на собственные средства. Вместе с тем возросшая конкуренция между этими группами означала, что им теперь не приходится рассчитывать на совместные проекты с внешним (со стороны Евросоюза-ЕС) финансированием, к чему давно привыкли автомобильные и аэрокосмические гиганты Европы.

Прежние европейские программы НИОКР, а именно, рамочные Программы FP3, 4 и 5 (1990–2002), не предусматривали возможности включить в их состав исследования, посвященные развитию крупных двигателей ввиду отсутствия у представителей данной отрасли общих позиций. В 1998 году при ЕС была образована группа внешних консультантов (EAG — External Expert Advisory Group) в области технологий сухопутных и морских перевозок, перед которой была поставлена задача определить приоритеты НИОКР в этой области. В окончательном отчете EAG, по транспортной политике признавалась стратегическая важность производства крупных двигателей в Европе, что открывало возможность для включения соответствующих НИОКР в рабочий план ЕС FP6. В этом рабочем плане (2002–2006) впервые появилось понятие «комплексных проектов», большой объем и сложность которых позволяли претендовать на существенное финансирование. Впоследствии была создана

структура для организации взаимосвязанных исследований, посвященных решению проблем в области развития крупных двигателей.

Около середины 90-х годов в предверии предстоящего ужесточения мирового экологического законодательства все двигателестроители в мире уже разработали свои программы по созданию дизельных двигателей с пониженным уровнем вредных выбросов, а некоторые из них успели построить и установить на судах действующие макеты установок по очистке отработавших газов. Идея организации крупномасштабных совместных проектов НИОКР в области судового двигателестроения обсуждалась представителями ведущих фирм, работающих в данной отрасли. В 2001 году на Всемирном Конгрессе CIMAC в Гамбурге за образец был взят проект EEFAE (Efficient & Environmentally Friendly Aircraft Engine), разработанный для аэрокосмической отрасли, с целью создания экологически чистого авиадвигателя. Проект был запущен в 2000 году при участии всех основных авиастроительных фирм с бюджетом 100 млн евро, и финансировался Евросоюзом.

В 2002 году топ-менеджеры MAN и WARTSILA приступили к консультациям по поводу выработки общей тематики для включения в программу совместных НИОКР в области судового двигателестроения, что позволило претендовать на поддержку со стороны Евросоюза. В результате в 2003 году была запущена общая программа с бюджетом в 100 млн евро, рассчитанная на 10 лет, в ходе выполнения которой должны быть созданы новые технологии в области строительства главных судовых двигателей.

Программа ГЕРКУЛЕС родилась как результат общего видения проблем двигателестроения, к которому пришли два крупнейших двигателестроительных концерна Европы — MAN и WARTSILA. Это первый случай, когда обе группы приняли участие в совместном проекте, хотя каждая из них продолжала придерживаться собственной стратегии развития своих изделий.

ПРОГРАММА ГЕРКУЛЕС

Проект ГЕРКУЛЕС ставил своей целью решить три главные проблемы: увеличение КПД, снижение вредных выбросов и повышение надежности двигателей. В 2004 году стартовал проект ГЕРКУЛЕС-А (НИОКР по созданию главных судовых двигателей с высоким КПД и сверхнизким уровнем вредных выбросов). Этот проект стал первым этапом программы ГЕРКУЛЕС. Проект ГЕРКУЛЕС-А (42 корпоративных участника, представляющих промышленность и университеты) с бюджетом 33 млн евро был частично профинансирован Евросоюзом. Проект отличался широким диапазоном исследовательской тематики по разработке методов повышения КПД и снижения вредных выбросов [1].

Вторым этапом программы стал проект ГЕРКУЛЕС-В, длившийся с 2008 по 2011 год, в котором приняли участие 32 организации. Бюджет проекта в размере 26 млн евро также был частично профинансирован Евросоюзом. Конечными целями проекта по-прежнему оставались повышение КПД двигателей и снижение вредных выбросов. На этом этапе, базируясь на результатах проекта ГЕРКУЛЕС-А и найденных ноу-хау, появилась возможность сузить диапазон поиска с тем, чтобы сосредоточиться на тех направлениях, где можно было ожидать прорывных решений.

Проект ГЕРКУЛЕС-С (2012–2015) с 22 участниками и с бюджетом 17 млн евро, который также был частично профинансирован Евросоюзом, стал третьим этапом программы. Он унаследовал ориентацию на сочетание различных технических решений с интенсивным использованием новых технологий, определенных на предыдущих этапах и направленных на оптимизацию рабочего процесса, системную интеграцию, а также на повышение надежности и долговечности двигателей [3].

Текущий проект ГЕРКУЛЕС-2 (32 участника и с бюджетом 25 млн евро), который также частично профинансирован Евросоюзом, нацелен на создание главного судового двигателя будущего, способного полностью адаптироваться к окружающим условиям. Целевые показатели проекта ГЕРКУЛЕС-2 основываются на достижениях предыдущих проектов и должны обеспечить уровни вредных выбросов с запасом по отношению к предельно допустимым значениям, опубликованным в настоящее время. В ходе реализации проекта намечено создание нескольких полномасштабных опытных образцов и действующих макетов, способных работать в составе судовой силовой установки. Ожидается, что ряд найденных решений сможет быть оперативно запущен в серию [5].

Эволюция тематики программы ГЕРКУЛЕС показана на рис. 1. В проекте Hercules-A был рассмотрен широкий спектр технологий, направленных на снижение расхода топлива, выбросов вредных веществ и повышение надежности. По окончании проекта была проведена экспертиза указанных технологий, в результате которой часть из них была признана бесперспективной, в то время как другая часть была отобрана для дальнейшей разработки. В рамках следующего проекта ГЕРКУЛЕС-В различные технологии, сочетания которых могут быть использованы для достижения поставленных задач, были сгруппированы и вошли в последующий проект

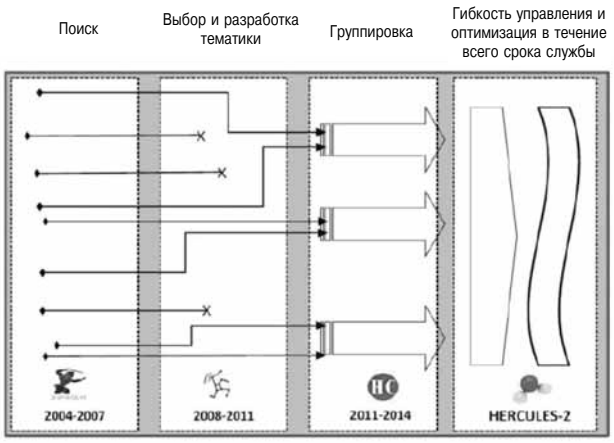


Рис. 1. От HERCULES-A, B, C к HERCULES-2

ГЕРКУЛЕС-С. Текущий проект ГЕРКУЛЕС-2 посвящен вопросам создания адаптивного двигателя при сохранении оптимальных рабочих параметров на протяжении всего срока службы.

«Социальная инженерия» программы ГЕРКУЛЕС

Один из важнейших аспектов программы ГЕРКУЛЕС — совместная работа ведущих производителей двигателей, несмотря на их рыночную конкуренцию. Подобная совместная деятельность может рассматриваться как стратегический альянс, или «добровольное соглашение между фирмами об обмене знаниями с целью создания новых технологий или изделий».

Обмен информацией между двумя основными партнерами проекта ГЕРКУЛЕС, представленными постоянной группой топ-менеджеров сначала принял форму совместного определения целей исследований по каждому из отдельных проектов. На этом этапе объединенная группа собирала и рассматривала все предложения исследовательских подразделений обеих компаний. Концепция комплексных проектов, определенная в EC-FP6 (Шестая программа Евросоюза для ученых), наилучшим образом подходит для данной цели, поскольку создание двигателей внутреннего сгорания является мультидисциплинарным процессом, охватывающим такие научные направления как термодинамика текучих сред, кинетика горения, материаловедение, автоматизация и управление. При этом предложения различных исследовательских групп внутри одной компании могут быть оптимальным образом объединены в рамках «комплексного проекта». Именно поэтому данная концепция была с готовностью принята фирмами-партнерами, что в немалой степени способствовало успешной реализации проекта. Члены постоянной группы договорились о приоритетных направлениях и собрали предложения исследовательских групп в единый план, сформировав для его финансирования общий бюджет. Далее работа была разбита на отдельные подпроекты, каждый из которых имел свой бюджет и график выполнения. Постоянная объединенная группа основных партнеров начала поиск внешних соисполнителей по каждому направлению. Поскольку каждый из членов постоянной группы полностью отвечал за работу и полученные результаты, все члены группы были заинтересованы в подборе таких соисполнителей, которые были бы максимально полезны в достижении поставленных целей. Подобный подход гарантирует оптимальную комплектацию рабочих групп и правильность расстановки сил в рамках проекта в целом.

Общее руководство подобным альянсом оказалось непростым делом и потребовало достаточно длительного периода взаимной «притирки». Одной из проблем, с которыми пришлось считаться, были определенные различия в корпоративной культуре основных партнеров. Немалую озабоченность, например, вызывал вопрос, как воспримут коллеги по отрасли явно доминирующее положение создаваемого альянса на рынке. Действительно, в начале совместная работа партнеров сопровождалась определенным дискомфортом. Предметом особых опасений стали права интеллектуальной собственности (IPR — intellectual property rights) в отношении возможных инноваций, а также ряд моментов, связанных с рыночной конкуренцией. Даже на начальном этапе, когда стороны только приступили к определению целей НИОКР и бюджетов, высказывалось беспокойство по поводу возможного разглашения конфиденциальной информации. В конце концов, все подобные проблемы были успешно решены, хотя и не без организационных сложностей. Было составлено соглашение о консорциуме, в котором детально сформулированы правила обращения с IPR. Эти правила обязательны для всех внешних соисполнителей. Все вопросы финансирования, планирования и исполнения работ по программе находятся в ведении координационного комитета, сформированного из членов постоянной объединенной группы. Четко прописанные правила распределения обязанностей и ответственности в большой степени способствовали укреплению доверия к совместному предприятию.

Каждый из проектов сопровождается подробным техническим приложением. После совместного определения целей НИОКР (что для участников само по себе было чрезвычайно важно) оба основных партнера со своими соисполнителями приступали к работе. Несмотря на то что результаты работ по каждой проблеме и по каждому направлению должны быть известны другой группе, в большинстве случаев исследования велись каждым из основных партне-

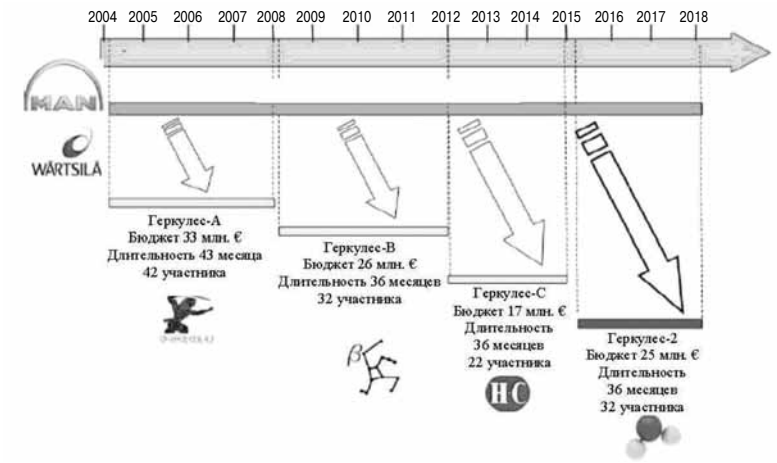


Рис. 2. План-график программы ГЕРКУЛЕС

ров независимо друг от друга. Исключение составили лишь несколько работ в фундаментальных областях, например, трибологии или материаловедении, где было предусмотрено проведение совместных исследований. Таким образом, условие доступности результатов для другого партнера стало очевидным достижением проекта. Подобная прозрачность, а также последующая оценка успеха или неуспеха тех или иных выбранных направлений в значительной степени облегчили для каждого из партнеров долгосрочное бизнес-планирование.

На рис. 2 представлен укрупненный план-график выполнения четырех этапов проекта ГЕРКУЛЕС. Нетрудно заметить, что каждый предыдущий этап естественно перетекает в последующий.

Проект ГЕРКУЛЕС в цифрах

Динамика развития проекта ГЕРКУЛЕС и связь между отдельными темами НИОКР проиллюстрированы на рис. 3, из которого видно, что поначалу программа охватывает самый широкий спектр исследовательской тематики, который впоследствии постепенно сужается, в то время как наиболее перспективные направления не только развиваются, но и сочетаются между собой. Далее основные направления исследований, а именно, рабочий процесс, очистка отработавших газов, материалы и системы управления, связываются с теми или иными группами работ по текущему проекту ГЕРКУЛЕС-2.

По результатам трех завершенных этапов — ГЕРКУЛЕС-А, -В, -С - было подано 38 патентных заявок, подготовлена 91 научная публикация. Было создано 49 макетных образцов двигателей и компонентов, часть которых прошла испытания на судах таких крупных операторов, как Hapag-Lloyd, Maersk и Wallenius. В ходе выполнения программы создано 18 продуктов, уже используемых в промышленности и коммерчески поддерживаемых производителям.

Последовательное уменьшение количества макетных образцов (рис. 4) объясняется процессом отбора и консолидации перспективных технологий. На рис. 5 показана эволюция количества работающих образцов. Это количество увеличивается по мере совершенствования созданных новых технологий и их промышленного внедрения. На рис. 6 показана динамика подачи патентных заявок. Большое число заявок, поданных в самом начале, вызвано стремлением своевременно защитить авторские права на разрабатываемые технологии. И наконец, на рис. 7 показано число публикаций по тематике проекта.

Все этапы проекта ГЕРКУЛЕС были частично профинансированы Евросоюзом в рамках программ FP6, FP7 и Horizon H2020, при этом их общий бюджет превысил 100 млн евро. Всего в четырех проектах приняли участие 86 различных организаций. Соотношение партнеров — представителей академических учреждений и промышленности в проекте ГЕРКУЛЕС-А составило 70/30. В проектах ГЕРКУЛЕС-В и ГЕРКУЛЕС-С



1 Экстремальный двигатель
2 Моделирование рабочего процесса
3 Визуализация процесса сгорания
4 Горячий двигатель
5 Многоступенчатый турбонаддув
6 Снижение выбросов
7 Системы газоочистки и датчики
8 Трибология
9 Системы управления двигателем
10 Экстремальный двигатель
11 Моделирование раб. процесса — мат. и физ.
12 Комбинированный цикл
13 Интеллектуальный турбонаддув
14 Экстремальные EGR, SCR, скруббер
15 Оптимизация трибологических характеристик
16 Продвинутые датчики и системы управления
17 Продвинутые системы впрыска, распыливания и сгорания — моделирование и эксперимент
18 Комбинирование системы очистки отработавших газов
19 Материалы и трибология
20 Управление адаптивным двигателем

Рис. 3. Связь между НИОКР проекта ГЕРКУЛЕС



Рис. 4. Количество макетных образцов в проектах ГЕРКУЛЕС

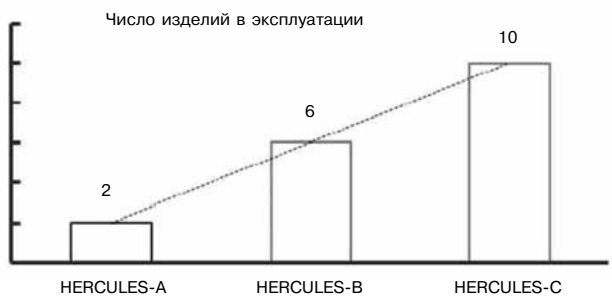


Рис. 5. Количество изделий, созданных в проектах ГЕРКУЛЕС и находящихся в эксплуатации



Рис. 6. Количество патентных заявок, поданных в ходе выполнения проектов ГЕРКУЛЕС



Рис. 7. Количество публикаций в ходе выполнения проектов ГЕРКУЛЕС

это соотношение составило 60/40. Интересно, что в проекте ГЕРКУЛЕС-2 это соотношение вернулось к исходному (70/30), что отражает возросшую роль университетов в данном проекте. Средняя оплата человеко-месяца (общий бюджет, деленный на общее число человеко-месяцев) составила порядка 19,5 тыс. евро для ГЕРКУЛЕС-А, 14,0 тыс. евро для ГЕРКУЛЕС-В и -С, и 12,5 тыс. евро для ГЕРКУЛЕС-2. Подобная динамика отражает начальные затраты на ранних этапах программы, связанных с созданием крупномасштабных опытных стендов и макетированием.

Процентное распределение общего бюджета каждого из четырех проектов программы ГЕРКУЛЕС на весь период 2004–2016 гг. по трем главным темам показано на рис. 8. Процедура распределения бюджета была следующей. Вначале рассматривался подробный бюджет каждого из 189 подпроектов программы, далее рассчитывалось распределение этого бюджета между техническими направлениями каждого подпроекта, затем приближенно оценивался

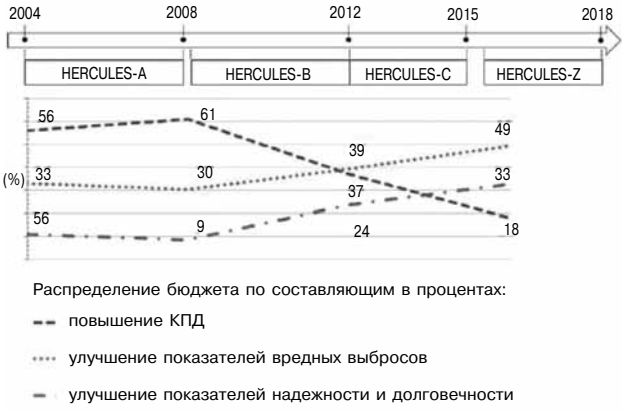


Рис. 8. Распределение бюджетных ассигнований по трем основным направлениям НИОКР четырех проектов ГЕРКУЛЕС

вклад каждого из этих технических направлений в достижение поставленных целей, а именно — требуемых показателей по КПД, вредным выбросам и надежности, и, наконец, подсчитывался суммарный результат по каждому из 4 этапов проекта. Как мы видим, изначально часть бюджета, выделенная на НИОКР, связанных с повышением КПД, была весьма значительной, однако в последующих проектах эта доля постепенно уменьшалась. Последнее было вызвано, главным образом, быстро растущими потребностями в дополнительных ассигнованиях на НИОКР по снижению вредных выбросов, что связано с предстоящим ужесточением экологического законодательства во всем мире. Еще одним фактором, повлиявшим на перераспределение бюджетов, стало уменьшение отдачи от капиталовложений в проект по повышению КПД по мере приближения данного показателя к предельным значениям термодинамического цикла. В последнем проекте программы ГЕРКУЛЕС-2 можно наблюдать рост ассигнований по теме «надежность», что связано с необходимостью интенсификации работ по оптимизации показателей качества двигателя на протяжении срока его службы, вызванной требованиями со стороны конечных пользователей.

Достигнутые результаты

Некоторые из достигнутых к настоящему времени результатов программы ГЕРКУЛЕС выглядят весьма впечатляюще. К 2014 году КПД двигателя увеличился на 3 %, а выбросы NO_x снизились на 80 % по сравнению с показателями лучших серийно выпускаемых дизелей; установлен мировой рекорд по уровню максимального давления в цилиндре — 300 бар. Отдельные результаты и достижения завершенных проектов были опубликованы в ряде предыдущих сообщений, например в [4].

Ниже перечислены основные технологии для судовых двигателей будущего, созданные или усовершенствованные в ходе программы ГЕРКУЛЕС:

➢ многоступенчатый наддув и управляемые фазы газораспределения, что позволяет улучшить параметры рабочего процесса и снизить расход топлива;

➢ улучшенная приемистость и регулируемый турбокомпрессор с переменной геометрей проточной части, что позволяет повысить экономичность во всем диапазоне рабочих режимов;

➢ повышение максимального давления в цилиндре и BMEP, что позволяет снизить расход топлива;

➢ автоматическая настройка параметров наполнения цилиндра и оптимизация впрыска с целью улучшения показателей экономичности, надежности и снижения выбросов;

➢ отключение части цилиндров с целью повышения экономичности;

➢ регенерация тепла для повышения экономичности;

➢ селективное каталитическое восстановление (SCR) для очистки отработавших газов от NO_x;

➢ добавка в топливо воды или впрыск ее в цилиндр для сокращения выбросов NO_x;

➢ рециркуляция отработавших газов для сокращения выбросов NO_x;

➢ скрубберы, как средство очистки отработавших газов от SO_2;

➢ улучшение трибологических характеристик и применение новых материалов для повышения экономичности и надежности.

Построено более 10 стендов для полномасштабных натурных испытаний изделий, реализованных в ходе выполнения проекта ГЕРКУЛЕС. Изображение на рис. 9 позволяет оценить размеры и сложность новых испытательных стендов.

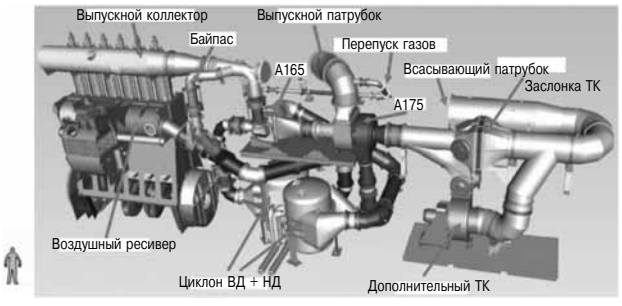


Рис. 9. Стенд для полномасштабных натурных испытаний полностью регулируемой системы наддува в сочетании с EGR

Проект ГЕРКУЛЕС-2

Приоритеты проекта ГЕРКУЛЕС-2 выбраны с учетом следующих факторов:

а) растущая доступность альтернативных топлив, обеспечивающих улучшение экономических и экологических показателей судов при использовании в многотопливных двигателях;

б) социальная значимость создания судовых силовых установок с уровнем вредных выбросов, близким к нулю;

в) важность поддержания оптимальных параметров силовых установок новых судов в течение срока их службы при меняющихся условиях эксплуатации.

Консорциум исполнителей включает 32 участника, из которых 30 % относятся к промышленным компаниям, а остальные 70 % — к учебным и научно-исследовательским учреждениям. Бюджет проекта распределяется между промышленностью и университетами в соотношении 63/37. Две крупнейшие судоходные компании предоставили свои суда для полномасштабных натурных испытаний и в качестве демонстрационных платформ [5].

Проект ГЕРКУЛЕС-2 включает в себя четыре группы НИОКР (WPG):

➢ WPG I: многотопливный двигатель;

➢ WPG II: новые материалы (для двигателей);

➢ WPG III: адаптивная силовая установка, сохраняющая оптимальные параметры двигателя в течение всего срока службы;

➢ WPG IV: двигатель с практически нулевыми вредными выбросами.

Группы НИОКР схематически представлены на рис. 10.

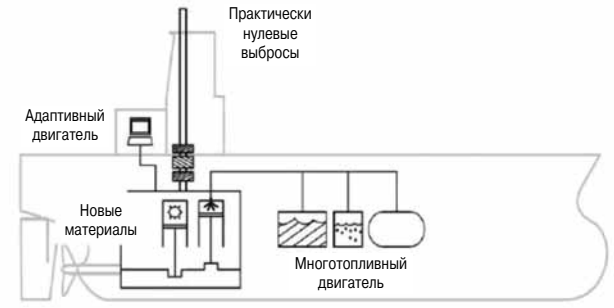


Рис. 10. Группы НИОКР программы ГЕРКУЛЕС-2

Цели проекта ГЕРКУЛЕС-2 представлены в табл. 1. Для каждой группы НИОКР обозначены цели и средства их достижения.

Ниже дается более подробная характеристика каждой из групп НИОКР (WPG — Work Package Groups).

Группа I. Многотопливный двигатель

Цель этой группы НИОКР — создание двигателей, способных оперативно переключаться с одного вида топлива на другой. При этом топлива могут быть как обычными, так и альтернативными, различными по качеству и составу. Работа на любом из топлив должна быть мак-

Таблица

Программа ГЕРКУЛЕС-2: группы НИОКР (WPG), цели и средства их достижения

WPG	Цель	Средства достижения
Многотопливный двигатель	Плавное и экономичное переключение с одного вида топлива на другой	➢ Исследование процессов впрыска, воспламенения, сгорания и образования вредных веществ ➢ Современное испытательное оборудование, включая оптические приборы визуального контроля ➢ Новейшие средства измерений — лазерная подсветка, скоростная видеосъемка ➢ Средства аэрогидродинамического моделирования с учетом кинетики химических реакций ➢ Системы топливоподачи с многофазным впрыском и автоматическим управлением ➢ Полномасштабные испытания и действующие макеты многоцилиндровых двигателей
	Соответствие всем экологическим нормативам на любом режиме при работе на любом топливе	
	Уменьшение газообразных и вредных выбросов частиц при работе на определенных видах топлива	
	Улучшение показателей двигателей при работе на долевых нагрузках	
Новые материалы	Совершенствование рабочего процесса за счет повышения допустимых тепловых и механических нагрузок	➢ Изучение свойств новейших интерметаллидов (механических, физических, химических) ➢ Повышение термомеханической усталости материалов ➢ Совершенствование технологии обработки материалов ➢ Изучение процессов термической и механической обработки ➢ Выбор наиболее нагруженных компонентов двигателя для испытаний (головка цилиндра, турбокомпрессор) ➢ Макетирование опытных компонентов для испытаний ➢ Установка опытных компонентов на двигателях для испытаний
	Обеспечение длительной надежной работы двигателя при меньшей нагрузке/скорости, что позволяет снизить скорость судна в целях экономии топлива	
	Повышение надежности и долговечности двигателя	
Адаптивная ССУ с оптимальными параметрами в течение всего срока службы	Оптимальные показатели в течение всего срока службы	➢ Средства управления функциями адаптивности и самообучения на базе прогнозирующих моделей ➢ Контроллеры множественных входов/выходов ➢ Онлайн-мониторинг с использованием новейших дополнительных датчиков ➢ Диагностика в режиме реального времени ➢ Программные средства интеллектуального поиска и анализа отказов ➢ Программные средства оценки рабочего состояния и износа компонентов ➢ Инструменты для оптимизации рабочих параметров (офлайн) в течение всего срока службы двигателя ➢ Датчики для мониторинга трибологических параметров в реальном времени ➢ Полномасштабные испытания оптимизированных систем смазки цилиндров ➢ Электронные исполнительные устройства для модернизации двигателей с механическим управлением ➢ Разработка и внедрение программного обеспечения для работы двигателей без обслуживания ➢ Создание полномасштабных действующих макетов
	Снижение эксплуатационных расходов за счет оптимизации режимов	
	Снижение расхода топлива в переходных процессах	
	Общая экономия топлива при нормальной работе	
	Усовершенствованная система смазки, снижающая расход масла и количество вредных выбросов (HC, CO, PM, NO_X)	
Двигатель практически с нулевыми выбросами	Встраивание системы очистки отработавших газов в конструкцию сверхкрупных двигателей	➢ Системы SCR высокого давления ➢ Виброустойчивые катализаторы ➢ Системы автоматического измерения и контроля выбросов ➢ Оптимизация двигателей по расходу топлива и вредным выбросам ➢ Макетный образец каталитического покрытия для системы SCR на подложке DPF ➢ Деактивация и регенерация катализаторов ➢ Восстановители, оптимальный впрыск, испарение, реформинг, анализ и эксперименты
	Сочетание SCR и DPF для крупных 4-тактных двигателей	
	Встраивание системы улавливания утечек метана в конструкцию 4-тактных двигателей	

симально экономичной, а показатели вредных выбросов должны соответствовать нормативам для всех регионов плавания. Должна быть проверена работа двигателя на различных биотопливах, DME, метаноле, LNG, LPG, а также на стандартных топливах HFO и MDO в сочетании с альтернативными.

Чтобы обеспечить возможность эффективной работы на самых разнообразных топливах, необходимо более глубокое понимание процессов воспламенения, сгорания и образования вредных веществ при горении новых топлив в чистом виде или в смеси. Для этого разработаны специализированные испытательные стенды с визуализацией и оптическим контролем параметров впрыска и горения (см. рис. 11), варьируемых в широких пределах. Эти стенды будут использованы в фундаментальных экспериментальных исследованиях соответствующих систем для мало- и среднеоборотных двигателей.

При проведении исследований будут разработаны и использованы приборы, основанные на применении высокоскоростной видеосъемки с лазерной подсветкой. Одновременно, основываясь на экспериментальных результатах, будут создаваться и/или адаптироваться программные средства, в том числе методы аэрогидродинамического моделирования, предназначенные для углубленного изучения процессов впрыска, развития факела воспламенения и образования вредных веществ. Ставится задача разработки новых способов управления, в том числе с использованием замкнутых систем регулирования, которые позволят в максимальной мере использовать потенциальные преимущества новых топлив и топливных смесей. Разработанные многоцелевые системы впрыска топлива для судовых двигателей вместе с соответствующими системами и алгоритмами управления будут использованы в действующих макетах многотопливных двигателей, при испытаниях на одноцилиндровых отсеках, оборудованных средствами оптического контроля, а также при испытаниях действующих макетов многоцилиндровых двигателей.

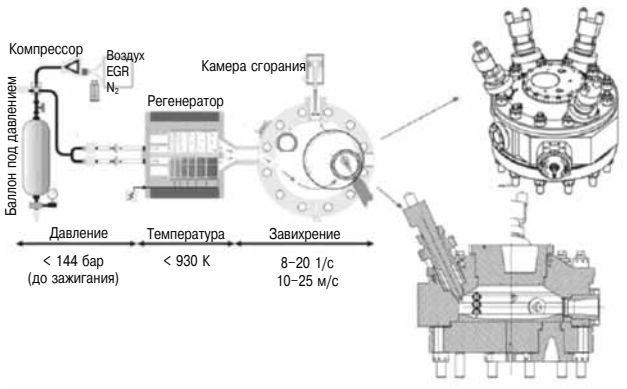


Рис. 11. Стенд для экспериментальных исследований камер сгорания двухтактных двигателей

Группа II. Новые материалы (применение в двигателях)

Эта группа НИОКР направлена на изучение и использование новых композитов — интерметаллидов и чугунов — в качестве конструкционных материалов для изготовления наиболее ответственных компонентов двигателя, таких как головка цилиндра, блок-картер или корпус турбокомпрессора.

Новые материалы сделают возможным создание компонентов, способных выдерживать высокие температуры и механические нагрузки, что открывает путь к дальнейшему повышению КПД и снижению вредных выбросов за счет более эффективной организации рабочего процесса. Кроме того, расширяются области рабочих режимов судовых двигателей, что увеличивает диапазон выбора скорости плавания для коммерческих судов. Высокая износоустойчивость интерметаллидов позволит увеличить надежность и срок службы этих компонентов.

Работа началась с изучения механических, физических и прочностных характеристик выбранных интерметаллидов и сплавов, а также изучения их усталостной прочности под воздействием тепловых и механических нагрузок, что по-



Рис. 12. Исследование новых конструкционных материалов для головки цилиндра и корпуса турбины

зволит создавать материалы с заданными свойствами. Будут исследованы возможности совмещения различных технологий термической и механической обработки подобных материалов и, при необходимости, доработки этих методов применительно к производству высоконагруженных компонентов двигателя (рис. 12). Компоненты двигателя из новых материалов будут испытаны на лабораторных установках и опытных двигателях.

Группа III. Оптимизация рабочих параметров двигателя в течение срока службы

Данная группа НИОКР направлена на разработку систем, методов и технологий, обеспечивающих длительную эксплуатацию силовой установки с оптимальными параметрами на протяжении всего срока ее службы, а также снижение эксплуатационных расходов и затрат на техобслуживание. Предполагается расширить диапазон эффективной работы оборудования для снижения вредных выбросов, включая долевые режимы. Разработка инновационных (адаптивных) систем подачи смазки, а также раннее обнаружение потенциальных отказов с помощью новых диагностических методов позволит снизить эксплуатационные расходы и уровень вредных выбросов. Алгоритмы управления, основанные на моделировании прогноза, будут способствовать улучшению динамических характеристик. Можно также ожидать повышения КПД в переходных процессах в течение срока службы двигателя за счет оптимизации параметров адаптивного управления и выбора рабочих точек.

Планируется создание нового контроллера множественных входов/выходов, работающего на основе упреждающего анализа и использующего алгоритмы адаптации и самообучения. Эта задача будет решена с помощью программного обеспечения для обнаружения отказов и анализа/оценки рабочего состояния и износа деталей двигателя. Указанные средства управления будут использованы не только на установившихся, но и на переходных режимах, при маневрировании, при работе системы EGR, при изменении качества топлива, и т. д. покрывая таким образом весь возможный диапазон рабочих режимов двигателя.



Рис. 13. Разработка гибкой системы смазки

Применение данной концепции управления к двухтактным двигателям требует дальнейшего развития трибосистем. Исследование и валидация систем подачи смазки на основании моделирования прогноза, а также разработка новых датчиков для мониторинга в реальном времени состояния трибосистем позволит создать новые системы подачи смазки, которые будут протестированы в полном объеме (рис. 13).

Параллельно в порядке модернизации разрабатываться исполнительное устройство с электронным управлением для замены механического регулятора скорости, что позволит приступить к постепенной модернизации парка существующих дизелей с механическим управлением.

Группа IV. Двигатель с практически нулевыми выбросами

Цель этой группы НИОКР — радикальное снижение выбросов NO_x, твердых частиц (PM) и парниковых газов (GHG — Greenhouse gases) как первый этап создания двигателя практически с нулевыми выбросами («Near-Zero emissions engine»).

Работа по созданию 4-тактных двигателей, оборудованных системами SCR и DPF, включает технико-экономическое обоснование, моделирование процесса подачи восстановителя, его испарение и гидролиз для получения газообразного NH_3, разработку алгоритма управления, системы дозирования восстановителя и датчиков для замкнутой системы автоматического регулирования подачи. Будут исследованы возможности создания нового катализатора SCR, который, по сравнению с используемыми в настоящее время, был бы дешевле, эффективнее и не столь чувствителен к присутствию серы и других каталитических ядов. Планируется разработка технологии покрытия подложки DPF-фильтров активными материалами для организации SCR-процесса, а также методы преобразования мочевины в аммиак при повышенном давлении. Экспериментальная проверка данных технологий будет выполнена на специализированных стендах, а именно на стенде, предназначенном для отработки впрыска, испарения и гидролиза мочевины, а также для фильтрации PM и сажи. Данная работа будет проведена с использованием системы измерения выбросов SO_3, NH_3 и PM, которая пройдет полномасштабную проверку на дизельных стендах.

Параллельно будет разработана встроенная система сбора утечек метана (с помощью ката-

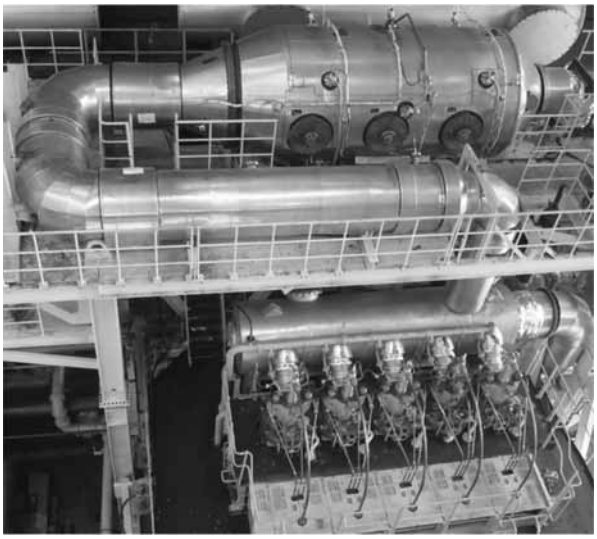


Рис. 14. Система SCR высокого давления для экспериментального 2-тактного двигателя, установленная перед турбокомпрессором

лизатора окисления) для 4-тактного газового двигателя, работающего на бедной смеси.

Для 2-тактных двигателей будет рассматриваться вариант системы SCR высокого давления, установленной перед турбокомпрессором.

Поскольку система SCR высокого давления встроена в конструкцию существующего двигателя, первостепенное значение приобретают вопросы вибростойкости и устойчивости к загрязнению катализаторов частицами. Совместно с поставщиками катализаторов будут проведены исследования по созданию вибростойких каталитических модулей, которые будут затем проверены в работе на двигателях (рис. 14). Сначала будет определен чистый фактический профиль вибрации в судовых условиях, после чего на судах будут испытаны опытные образцы вибростойкого катализатора SCR. Будут разработаны и экспериментально проверены датчики выбросов NO_x для прецизионного управления впрыском аммиака/мочевины и для исключения утечек аммиака, а также разработаны и экспериментально проверены соответствующие методы измерения.



Рис. 15. Стенд для испытаний форсунок для впрыска восстановителя и смешивания его с потоком горячих отработавших газов

Заключение

Свидетельством эффективности любого альянса, как правило, является его долговечность. Проект ГЕРКУЛЕС как альянс, основанный в 2004 году и доживший до наших дней, следует признать весьма успешным. При переходе от предыдущего этапа проекта к последующему область поисков претерпевала определенные изменения, охватывая новые направления. Такие изменения учитывают преобладающие в данный момент тенденции и потребности рынка, а также необходимость дальнейшего развития разработанных ранее технологий. Речь идет о сотрудничестве в области НИОКР между рыночными конкурентами (и их поставщиками), с одной стороны, и университетами, с другой стороны. В то время как первые в силу естественных причин более консервативны и ориентированы, главным образом, на постепенные инновации ограниченного характера, вторые (т. е. учебные заведения), как обладатели специальных знаний в той или иной области, ориентированы на инновации более радикального характера. Организация руководства проектами постоянно совершенствовалась таким образом, чтобы можно было эффективно управлять решением множества исследовательских и административных задач, в то же время не прекращая взаимодействия с грантодателями. Показатели качества завершенных проектов свидетельствуют о том, что работа была весьма продуктивной. Некоторые результаты НИОКР уже реализованы в серийных изделиях, доступных для заказа.

Литература

1. *Kyrtatos N.*, KLEIMOLA M. & *Marquard R.* (2007). «The ГЕРКУЛЕС Project: A major R&D effort for marine engines of high efficiency and low emissions», 25th CIMAC Congress, Vienna.

2. *Kyrtatos N.*, *Hellberg L.* & *Poensgen C.* (2010). «ГЕРКУЛЕС-B: The continuation of a major R&D effort towards the next — generation marine diesel engines», 26th CIMAC Congress, Bergen.

3. *Kyrtatos N.*, *Hellberg L.* & *Poensgen C.* (2013). «Ten Years After: Results from the Major Programme ГЕРКУЛЕС A-B-C on Marine Engine R&D», 27th CIMAC Congress, Shanghai.

4. *Kyrtatos N.* (2014). «ГЕРКУЛЕС-1: The long term (2004–2014) R&D programme on large engine technologies for ships», 5th Transport Research Arena, Paris.

5. http://www.hercules-2.com

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ТУРБОНАДДУВА ДЛЯ НОВОГО ДВИГАТЕЛЯ Д500 ОАО «КОЛОМЕНСКИЙ ЗАВОД»

Pierre Jacoby, Markus Laaksonen,
ABB Turbo Systems
Валерий Рыжов, Василий Кнельц,
ОАО «Коломенский завод»

Реферат

В течение нескольких последних лет ОАО «Коломенский завод», одно из главных предприятий-производителей дизелей в России, работало над созданием совершенно новой платформы Д500, удовлетворяющей требованиям отечественных заказчиков. Двигатель Д500 представляет собой среднеоборотный дизель, работающий на дистиллятном топливе со средним эффективным давлением (BMEP) 25,8 бар при 1000 об/мин. Двигатель разрабатывался, главным образом, в качестве тепловозного, однако планируется разработка главного судового и дизель-генераторного вариантов. Двигатель, должен быть поставлен на производство в 2016 г. По содержанию вредных выбросов он соответствует экологическим нормативам ближайшего будущего. Параллельно фирма ABB вела разработку версии турбокомпрессора типа TPR, оптимизированной для тепловозного варианта данного двигателя. Турбокомпрессор TPR является рекордсменом по надежности, термодинамическим и механическим параметрам. Его конструкция может быть дополнена модулем VTG— регулирующим устройством, которое значительно расширяет возможности системы турбонаддува. Основная часть доклада посвящена тому, как удалось сбалансировать необходимые технические характеристики двигателя и системы наддува, чтобы обеспечить конкурентоспособность изделий и удовлетворить требования, вытекающие из специфики каждого конкретного применения. В докладе освещены различные этапы выполнения данного проекта, в том числе результаты моделирования, стендовых, заводских и приемо-сдаточных испытаний.

Введение

Состояние железнодорожного транспорта — один из важнейших показателей экономического развития страны или целого географического региона. Вложения в строительство железных дорог как одного из главных средств коммуникации способны обеспечить экономический рост и процветание огромных территорий. Протяженность железных дорог в мире сегодня составляет порядка 1,3 млн километров. Примерно четверть из них электрифицирована. Остальные три четверти обслуживаются тепловозами. По приблизительным подсчетам [1] мировой тепловозный парк насчитывает около 120 000 ед., несмотря на то что в ряде областей (таких как, например, внутригородские линии или высокоскоростные магистрали) использование тепловозной тяги, по понятным причинам, исключается. Тем не менее, например, в Северной Америке, России, Китае и Индии на железные дороги приходится от 25 до 50 % грузовых перевозок, причем основная часть большегрузных составов работает на тепловозной тяге.

Необходимым условием существования железных дорог является прибыльность перевозок. Помимо того, что железным дорогам приходится конкурировать с другими видами транспорта, их деятельность регламентируется многочисленными нормативными документами, касающимися, например, вопросов безопасности и экологии. Кроме того, приходится учитывать специфику местного рынка. Действуя в рамках существующего законодательства, в том числе экологического, операторам железных дорог приходится постоянно стремиться к повышению производительности труда. Анализируя рынки четырех крупнейших железнодорожных регионов мира — Северной Америки, России, Китая и Индии — можно отметить, что основные требования к материальной части всюду одинаковы, и сводятся они к следующему:

- ➢ надежность и ресурс;
- ➢ эффективность и приемистость;
- ➢ соответствие действующим нормативным документам;
- ➢ эксплуатационная готовность.

В то же время существует ряд условий, продиктованных местной спецификой. К ним, в частности, относятся:

- ➢ высота над уровнем и температурный диапазон (табл. 1);
- ➢ уровень вредных выбросов (табл. 2);
- ➢ регламент техобслуживания;
- ➢ нагрузка на ось и ширина колеи;
- ➢ работа в тоннелях и в условиях пустыни.

Неизбежные при создании новой техники концептуальные компромиссы, например, силовой установки или турбокомпрессора, будут для одного и того же изделия выглядеть по-разному,

Таблица 1

Примеры требований по климатике для разных географических регионов

	Китай	Индия	Россия	США
Высота над уровнем моря, макс, м	2500	1000	1700	2500
Максимальная температура окружающей среды, °С	50	50	45	50
Минимальная температура окружающей среды, °С	−45	−10	−50	−10
Типичная максимальная абсолютная влажность, г/кг	20	25	12	15

Таблица 2

Действующие нормативы вредных выбросов для магистральных тепловозов в ЕС, США и России

Норматив	Ввод в действие, год	NO_x	HC	CO	PM
		г/кВт·ч			
UIC II	2003	9,9	0,8	3	0,25
EURO IIIA / UIC III	2009	7,4	0.4	3,5	0,2
EURO IIIB	2012	4*	—	3,5	0,025
EPA Tier 4**	2015	1,3	0,14	—	0,03
ГОСТ (Россия)	2000	12	1	—	—
ГОСТ (Россия)	(не опр.)	Аналогично EURO III			

* — «NO_x»= NO_x + HC;
** — нормы приведены в г/л. с.·ч.
Испытательный цикл, программа и методика испытаний — по ИСО 8178-4F, за исключением EPA: 40 CFR 1065

в зависимости от местных условий. Дело в том, что режимы работы тепловоза по-прежнему во многом определяются местной спецификой.

Главная задача настоящего доклада — показать, как на базе существующей серии TPR создается современный турбокомпрессор, отвечающий требованиям применения на новом дизеле Коломенского завода Д500, который предназначен для работы на российских железных дорогах в самых тяжелых условиях.

Двигатель Д500, разработанный Коломенским заводом

Двигатель Д500 — это совершенно новая модель, создаваемая в 12-, 16- и 20-цилиндровом исполнении. Двигатель предназначен для использования в качестве тепловозного и судового, а также в составе стационарных дизель-генераторов. 12-цилиндровый вариант (рис. 1) создавался специально для тяжелых магистральных тепловозов с большой тягой, рассчитанный на вождение составов весом до 12 000 тонн по железным дорогам Сибири и Дальнего Востока, а также по



Рис. 1. Двигатель 12Д500

Таблица 3

Основные параметры двигателя Д500

Параметр		Значение
Цилиндровая мощность, кВт		368
Рабочий объем цилиндра, л		17,09
Номинальная мощность двигателя, кВт	12 (V)	4416
	16 (V)	6200
	20 (V)	7360
Скорость двигателя, об/мин		1000
Средняя скорость поршня, м/с		10,3
Среднее эффективное тормозное давление, бар		25,8
Межремонтный интервал (с переборкой двигателя), ч		30 000
Межремонтный интервал (капитальный ремонт), ч		60 000

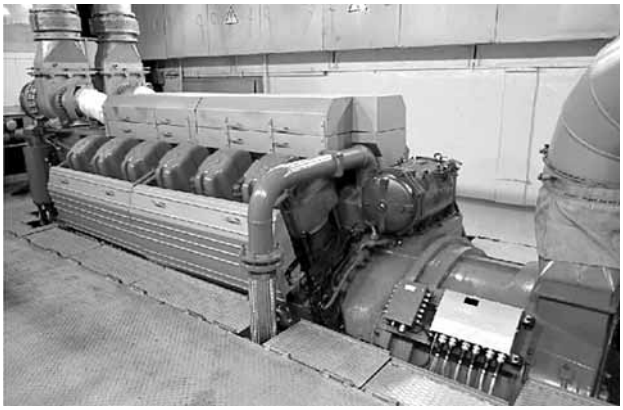


Рис. 2. Дизель-генератор 12LDG500 с двумя турбокомпрессорами TPR56-F на стенде Коломенского завода

участкам со сложным профилем пути. Высокие значения мощности и тяги позволят увеличить среднюю эксплуатационную скорость тяжелых локомотивов на 30−50 %. Новый двигатель отличается модульной конструкцией, компактностью и высокой удельной мощностью. Еще одна характерная его особенность — исключительно высокое для тепловозной машины значение среднего эффективного давления (BMEP), что должно обеспечить возможность работы практически при любых внешних условиях. Последнее условие, с учетом необходимости работы в широком диапазоне скорости при любых значениях крутящего момента, означает особо высокие требования к параметрам модуля турбонаддува. Поэтому в турбокомпрессоре использована турбина переменной геометрии (VTG), которая, как показала практика, способна обеспечить выполнение этих требований.

Основные параметры двигателя приведены в табл. 3. На рис. 2 показан один из первых опытных двигателей. В нем используются два турбокомпрессора ABB типа TPR56-F с VTG, тогда

как в 16- и 20-цилиндровом вариантах в настоящее время используются по два турбокомпрессора ABB типа TPR61-F с фиксированной геометрией проточной части.

Турбокомпрессор ABB серии TPR

Турбокомпрессор ABB серии TPR предназначен специально для тепловозных двигателей. Турбокомпрессор выпускается в двух типоразмерах — TPR 56-F и TPR 61-F, которые вместе покрывают весь диапазон мощности тяжелых среднеоборотных дизелей для тепловозов, обычно применяемых для магистральных перевозок. В агрегате используется сплошное (без центрального отверстия) колесо компрессора, подшипник скольжения и турбинное колесо с монолитным облопачиванием, заключенное в жесткий и прочный корпус. Более подробно конструкция турбокомпрессора описана в [2]. Серия TPR была поставлена на производство в 2001 г. и с тех пор неоднократно обновлялась с целью расширения области применения. Модернизация турбокомпрессоров была направлена на:

- ➢ повышение их надежности;
- ➢ улучшение технических показателей;
- ➢ повышение универсальности.

Надежность

Исходя из опыта эксплуатации различных типов турбокомпрессоров во всевозможных условиях, фирма ABB при создании платформы TPR стремилась прежде всего обеспечить ее надежность при длительных циклических нагрузках, свойственных работе тепловозного двигателя. Несмотря на то, что при постановке каждого нового изделия на производство проводятся самые тщательные и всесторонние испытания, самым убедительным доказательством правильности выбранных решений являются результаты интенсивной эксплуатации в реальных условиях. На рис. 3 и 4 показаны результаты работы турбокомпрессоров TPR61-F на дальнемагистральных тепловозах за все время их эксплуатации в Индии. Общий пробег тепловозного парка в этой стране, насчитывающего более 2200 ед., составляет несколько тысяч лет. При этом наработка некоторых турбокомпрессоров серии TPR превысила 60 000 часов без замены узлов и деталей. Стоит отметить, что сами турбокомпрессоры не претерпели сколько-нибудь серьезных конструктивных изменений, а единственным видом техобслуживания для них была плановая профилактика.

Обширный опыт эксплуатации турбокомпрессоров был накоплен за время работы на двигателях ALCO 16V. Этими двигателями оборудованы тепловозы, используемые в Индии в качестве как грузовых, так и пассажирских, работающие в типичных для этой страны условиях — преимущественно жарким климат, отсутствие значительного перепада высоты и длинных тоннелей.

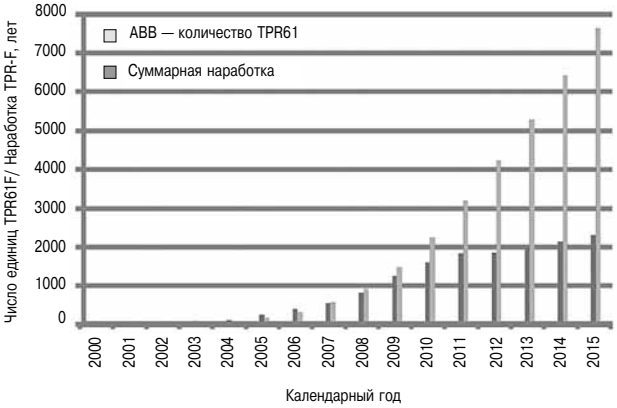


Рис. 3. Сводные данные по результатам эксплуатации парка TPR61-F в Индии

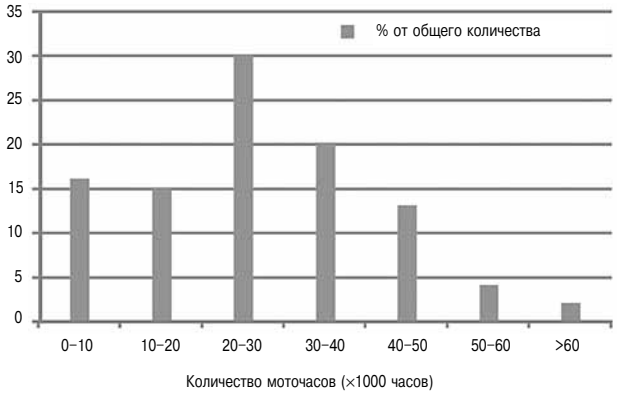


Рис. 4. Диаграмма распределения TPR61-F по наработке в составе тепловозного парка в Индии

За последние два года турбокомпрессоры TPR56-F постепенно вводились в эксплуатацию в Китае на тепловозах HXN3b и HXN5b с электропередачей. К концу 2015 г. количество таких машин составило порядка 730 единиц, примерно 420 из которых оборудованы турбокомпрессорами с VTG. На китайских дорогах турбокомпрессоры TPR работают в крайне тяжелых условиях, вызванных большими перепадами температуры и высоты. Так, перепад между зимней и летней температурами в Северном/Южном Китае может достигать почти 100 °С, а высота (например, на Тибетском плато) может превышать 5000 м над уровнем моря. Что касается работы в тоннелях, то этот опыт можно будет получить, в первую очередь, в России, когда дизель-генератор 12ЛДГ500 будет поставлен на линию, идущую вокруг озера Байкал, где есть 16-километровый тоннель.

Изучение опыта эксплуатации будет продолжено, хотя уже имеющиеся данные в достаточной мере подтверждают надежность конструкции TPR.

Технические показатели

Что касается технических показателей, то серия TPR должна оцениваться не только с точки зрения термодинамики, но и с точки зрения механической прочности и надежности.

Следует отметить, что существуют три модификации турбокомпрессора [3], обеспечивающие разную величину степени повышения давления (PIV) (рис. 5). Компрессор с PIV = 3,8 отличается повышенной пропускной способностью и предназначен преимущественно для модернизации существующих изделий. Турбокомпрессор с PIV = 4,8 предназначен для новых двигателей, к которым предъявляются умеренные требования в отношении рабочих параметров и показателей вредных выбросов. Недавно созданный компрессор с PIV = 5,8 предназначен для форсированных двигателей и ориентирован на транспортные средства, работающие на большой высоте и/или там, где к показателям вредных выбросов предъявляются повышенные требования. Для увеличения ресурса компрессорной ступени она снабжена системой воздушного охлаждения. Колесо компрессора изготовлено из алюминиевого сплава.

В условиях, когда к параметрам воздухоснабжения предъявляются еще более высокие требования, планируется применение двухступенчатого наддува на основе платформы TPR. Переход к двухступенчатому наддуву требует конструктивных изменений, особенно в ступени высокого давления. Поскольку фирма ABB уже накопила значительный опыт при создании системы двухступенчатого наддува Power2 [4], имеющиеся ноу-хау будут применены в ТКР для тепловозных двигателей.

Что касается механической прочности, то конструкция турбокомпрессора не позволит осколкам разлететься даже в случае поломки его внутренних компонентов. Конструкция отличается высокой жесткостью и имеет собственную частоту 120 и 100 Гц (для моделей TPR56 и 61 соответственно), что делает резонанс маловероятным при работе на двигателе с частотой вращения 1000 об/мин. Опора турбокомпрессора должна выдерживать уровень вибрации, типичный для эксплуатационных условий, а также ударную нагрузку, возникающую при жесткой сцепке вагонов между собой и с тепловозом.

Надежность конструкции — важнейшее условие для минимизации стоимости жизненного цикла изделия. Фактический профиль нагрузки локомотива и число циклов нагрузки имеют первостепенное значение для оценки воздействий, которым вращающиеся части подвергаются в процессе эксплуатации. Ресурс подшипника в значительной степени определяется числом пусков и остановов, а также качеством фильтрации смазочного масла. В настоящее время ABB разрабатывает методы оценки влияния эксплуатационного износа на оставшийся срок службы наиболее напряженных компонентов. Фирма ABB в качестве сервиса предлагает для семейства TPR агрегатный ремонт, когда турбокомпрессор, подлежащий ремонту, заменяется на аналогичный из обменного фонда.

Гибкость

Как уже упоминалось, для тепловоза характерна высокая цикличность нагрузки, при изменении внешних условий в широких пределах. Помимо широкой номенклатуры типов компрессора, элементов настройки и диффузоров на воздушной стороне, а также различных сочетаний угла установки лопаток и проходного сечения соплового аппарата на газовой стороне, фирма ABB для турбокомпрессоров серии TPR разработала уникальное устройство, повышающее гибкость управления наддувом — турбину переменной геометрии (VTG — Variable Turbine Geometry). Подробное ее описание и результаты стендовых испытаний приведено в [3]. В Китае были

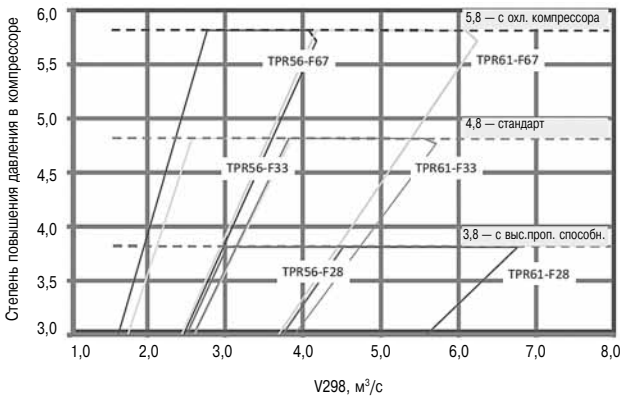


Рис. 5. Зависимость степени повышения давления от расхода для компрессоров серии TPR

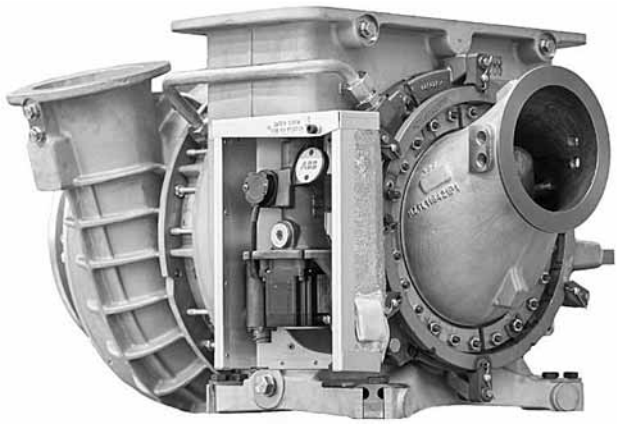


Рис. 6. Турбокомпрессор TPR56-F с VTG для дизелей R12V280ZJ и 12V265ZJ, серийно выпускаемых компанией CRRC в Китае

разработаны технические требования к системе VTG на базе турбокомпрессора TPR56-F (рис. 6), в целях повышения приспособляемости к меняющимся рабочим условиям и снижения расхода топлива.

К концу текущего года планируется начать установку VTG на турбокомпрессорах типоразмера TPR61-F, что позволяет охватить все типы среднеоборотных (MS) тепловозных дизелей.

Из этого краткого обзора следует, что турбокомпрессор серии TPR в существующем виде оптимален для среднеоборотных тепловозных двигателей, и может стать базой при создании новых моделей, отличающихся более высокими показателям и/или увеличенным ресурсом, а также модулей двухступенчатого наддува.

Дизели, использующие цикл Миллера

Охлаждение наддувочного воздуха — проверенное средство для снижения выбросов NO_x, расхода топлива, а также тепловой нагрузки на компоненты двигателя.

Цикл Миллера — один из способов дальнейшего снижения температуры в цилиндре двигателя. В «раннем» варианте цикла Миллера впускной клапан на такте всасывания закрывается до момента достижения НМТ поршнем. Этот эффект сопровождается расширением воздушного заряда внутри цилиндра, что приводит к снижению его температуры. Цикл Миллера, по сравнению с обычным, требует повышенного давления наддува во избежание снижения КПД дизеля. Рабочий процесс на основе цикла Миллера подробно рассмотрен в [5, 6].

При использовании цикла Миллера эффективный коэффициент наполнения цилиндра снижается. Коэффициент наполнения может использоваться как параметр, характеризующий «степень Миллера». Коэффициент наполнения — это масса свежего заряда, остающегося в цилиндре до начала горения, деленная на массу свежего заряда, соответствующего рабочему объему при условиях во впускном ресивере.

Величина коэффициента наполнения может быть определена только с помощью моделирования. Для существующих двигателей в случае снижения коэффициента наполнения до 0,6 используется двухступенчатый наддув. Для двигателей, не использующих цикл Миллера, величина этого параметра близка к единице.

Охлаждающий эффект цикла Миллера зависит от коэффициента наполнения. Изменение температуры воздушного заряда в цилиндре в зависимости от коэффициента наполнения при постоянных значениях температуры воздуха в ресивере показано на рис. 7. Там же приведены значения температуры конца сжатия, требуемого повышения давления наддува и ожидаемого снижения содержания NO_x.

Снижение температуры воздушного заряда способствует уменьшению расхода топлива и выбросов NO_x до тех пор, пока температура сжатия достаточна для воспламенения смеси. Обычно для дизельного топлива температуры порядка 600 °С в момент начала впрыска бывает достаточно.

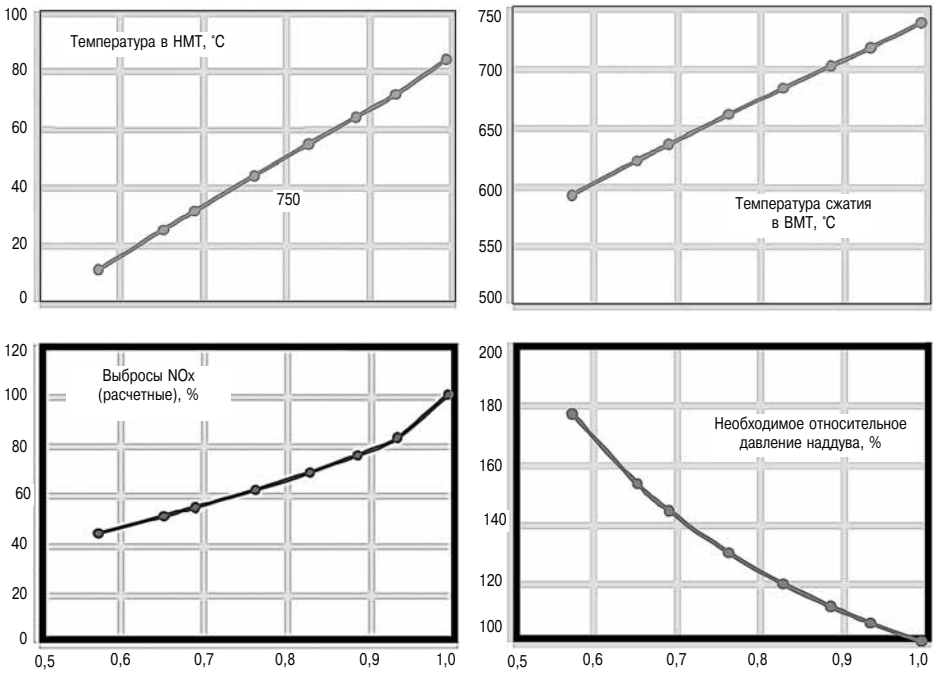


Рис. 7. Влияние изменения коэффициента наполнения («степени Миллера») на параметры рабочего процесса и требуемое давление наддувочного воздуха при степени сжатия 16:1. По горизонтальной оси — величина коэффициента наполнения

Дизель типа Д500 Коломенского завода в составе дизель-генераторного агрегата 12ЛДГ500

Дизель-генератор 12ЛДГ500 Коломенского завода предназначен для тяжелых магистральных локомотивов, например двухсекционный тепловоз 2ТЕ25КМ, используемый в настоящее время на российских железных дорогах. Климат в регионах предполагаемой эксплуатации преимущественно резко континентальный, с большими перепадами температур (см. табл. 1). Тепловозный двигатель должен развивать полную

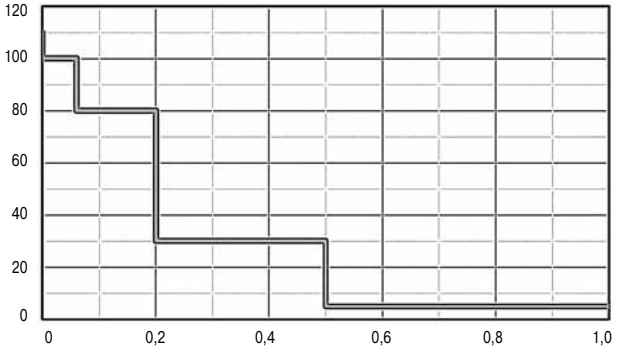


Рис. 8. Испытательный цикл для магистральных локомотивов

мощность на высоте до 1700 м над уровнем моря.

Ниже рассмотрены возможности дальнейшей оптимизации характеристик двигателя. Приводимые данные получены в результате моделирования рабочего процесса. Исходные показатели с компрессорной ступенью типа F33 соответствуют существующей на данный момент конфигурации двигателя без использования цикла Миллера. При моделировании выбросов использовались экспериментальные данные [6, 7]. Целью оптимизации является достижение показателей выбросов EURO IIIA и EURO IIIB.

Типовой испытательный цикл ABB для магистральных локомотивов показан на рис. 8. Этому циклу соответствуют средневзвешенные значения

Таблица 4

Граничные условия для двигателя с одноступенчатым наддувом

Турбокомпрессоры (одноступенчатые)	2 × ABB TPR56-F VTG
Тип компрессора	F33 / F67
Максимальная степень повышения давления	4,8 / 5,8
Система управления наддувом	VTG
Коэффициент наполнения/ углы газораспределения	1/0.90/0.82 (обычный цикл/ Миллер 1/Миллер 2)
Номинальная температура в ресивере	60 °C
Пиковое давление сгорания	Постоянное
Степень сжатия EPS	Постоянная
Коэффициент избытка воздуха при любой нагрузке	Постоянный
Углы впрыска	Переменные (при постоянном значении p_{max})
NO_x	Исходное значение 12 г/кВт·ч, при использовании цикла Миллера снижается
Номинальная мощность двигателя	4416 кВт при 1000 об/мин, позиция контроллера 8
BMEP	25,8 бар
Температура на входе в турбину	Исходное значение 560 °C

расхода топлива (SFC). Таким образом, данный испытательный цикл реалистично отражает типичный график работы тепловоза в эксплуатационных условиях.

В настоящее время в дизель-генераторе Коломенского завода 12ЛДГ500, оборудованном двумя турбокомпрессорами типа TPR56-F33, цикл Миллера не используется. Замена существующего турбокомпрессора на модель TPR56-F67 со степенью повышения давления 5,8 позволит за счет использования умеренного цикла Миллера снизить выбросы NO_x и расход топлива без ограничения мощности во всем диапазоне расчетных окружающих условий. Граничные условия для моделирования работы двигателя с одноступенчатым наддувом приведены в табл. 4. Дизель работает при переменной скорости, зависимость мощности от скорости приведена на рис. 9. Эта же зависимость используется во всех вариантах моделирования. Конфигурация двигателя с одноступенчатым наддувом показана на схеме рис. 10.

Следует отметить, что термодинамический расчет двигателя выполнен при экстремальных значения параметров окружающей среды, поскольку оптимизация для других внешних условий (например, по ИСО) в данном случае не целесообразна.

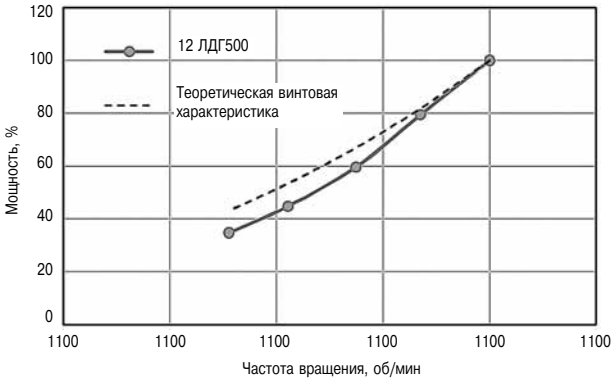


Рис. 9. Скоростная характеристика дизель-генератора 12ЛДГ500

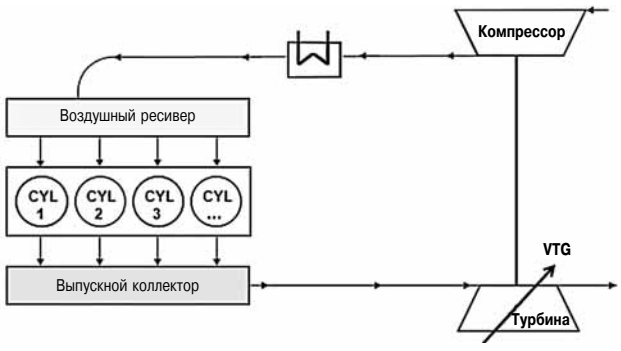


Рис. 10. Топологическая схема двигателя с одноступенчатым наддувом

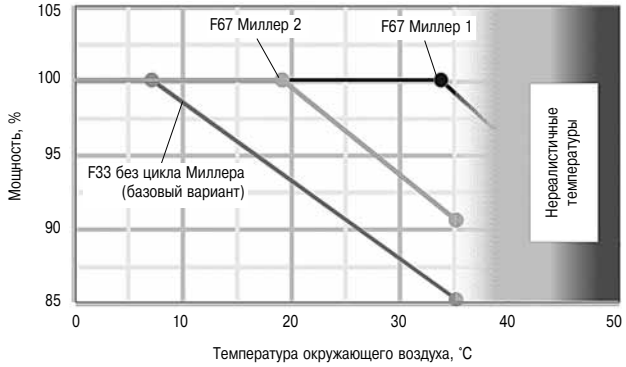


Рис. 11. Различные варианты цикла Миллера для одноступенчатой системы наддуве
(ограничение мощности начинается на высоте 1700 м над уровнем моря. Температуры свыше +35 °C не рассматриваются)

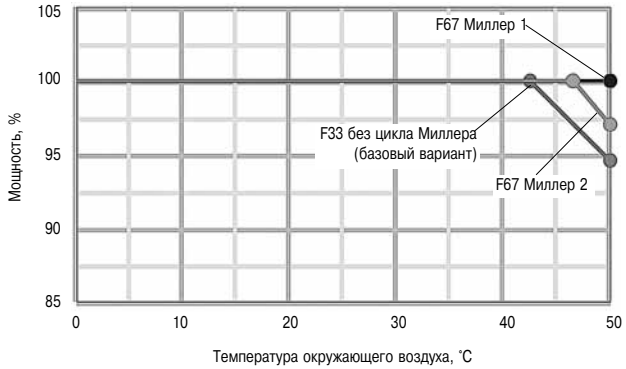


Рис. 12. Различные варианты цикла Миллера для одноступенчатой системы наддува
(ограничение мощности начинается на высоте 100 м над уровнем моря)

Моделирование выполнено для двух вариантов значений «степени Миллера», соответствующими коэффициенту наполнения 0,90 и 0,82 соответственно. При использовании умеренного цикла Миллера («Миллер 1») двигатель способен работать на полной мощности при любых внешних условиях. При более глубоком цикле Миллера («Миллер 2») появляется необходимость некоторого снижения мощности, хотя достигнутая мощность при высокой температуре воздуха оказывается все же выше, чем без цикла Миллера. Эффективная мощность при различных значениях высоты местности и температуры окружающего воздуха показана на рис. 11 и 12. В рабочих точках, соответствующих началу снижения мощности, значения температуры газов на входе в турбину и скорости турбокомпрессора одновременно оказываются на предельно допустимом уровне. Основным средством достижения заданной мощности при экстремальных внешних условиях является использование VTG.

Как видно из рис. 13, при увеличении «степени Миллера» расход топлива снижается, одновременно происходит снижение выбросов NO_x.

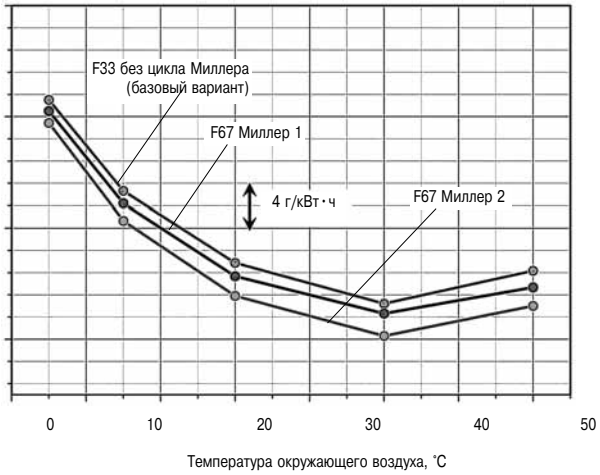


Рис. 13. Изменение расхода топлива для обычной конфигурации (без цикла Миллера) и с двумя вариантами цикла Миллера
(одноступенчатый наддув, ТК TPR-F67, меньший расход топлива при более глубоком цикле Миллера)

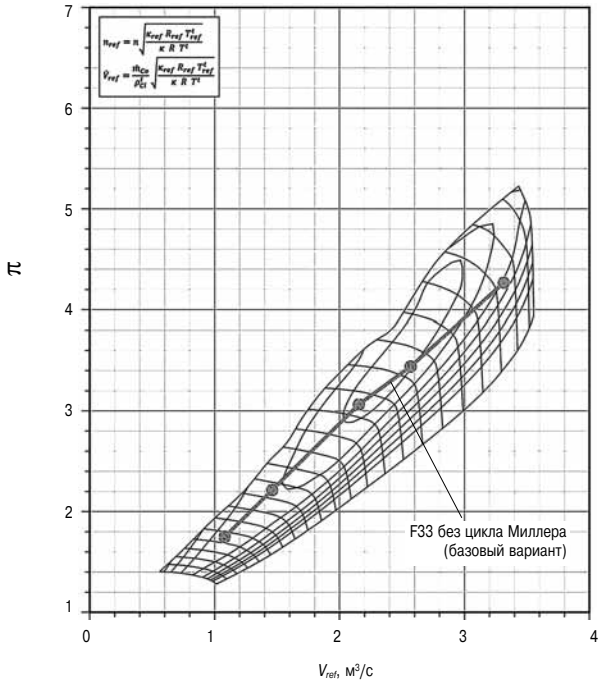


Рис. 14. Поле совместных режимов двигателя и компрессора F33
(исходный вариант, без цикла Миллера, при параметрах окружающего воздуха 25 °C и 100 кПа)

Тем самым подтверждается, что более глубокий цикл Миллера и соответствующее увеличение давления наддува благоприятно сказываются на показателях двигателя. Поэтому естественным следующим шагом должен стать переход на двухступенчатый наддув.

На рис. 14 и 15 показаны поля режимов работы компрессоров F33 (двигатель с обычным газораспределением) и F67 («Миллер 2») с расходной характеристикой двигателя. Несмотря

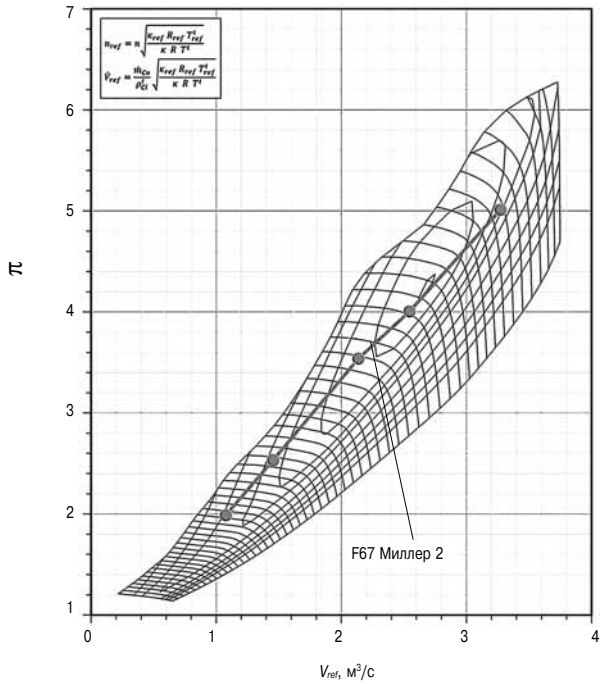


Рис. 15. Поле совместных режимов двигателя и компрессора F67
(одноступенчатый наддув, «Миллер 2», параметры окружающего воздуха 25 °С и 100 кПа)

на то, что при использовании цикла Миллера необходимо более значительное повышение давления наддува, предельное значение скорости турбокомпрессора с компрессором F67 оказалось выше.

Характерными недостатками цикла Миллера являются снижение коэффициента избытка воздуха и ухудшение параметров рабочего процесса при малых нагрузках. Применение VTG позволяет нивелировать указанные недостатки за счет повышения давления наддува. Как правило, при этом растет КПД турбокомпрессора (при той же нагрузке двигателя), по сравнению с турбиной постоянной геометрии.

Численные значения важнейших параметров для разных вариантов приведены в табл. 7 (в разделе «Результаты»).

Одноступенчатый наддув, цикл Миллера и нормы выбросов NOx EURO IIIA

В рассмотренных вариантах речь шла, главным образом, об оптимизации расхода топлива. Для достижения требований по выбросам NO_x, соответствующим уровню EURO IIIA с использованием опции «Миллер 2» необходимо увеличивать задержку впрыска, и соответственно — степень сжатия в двигателе. Прочие граничные условия оставались теми же (см. табл. 4).

На рис. 16 показано, что при незначительном росте средневзвешенного расхода топлива расчетное снижение выбросов NO_x достигло 42 %.

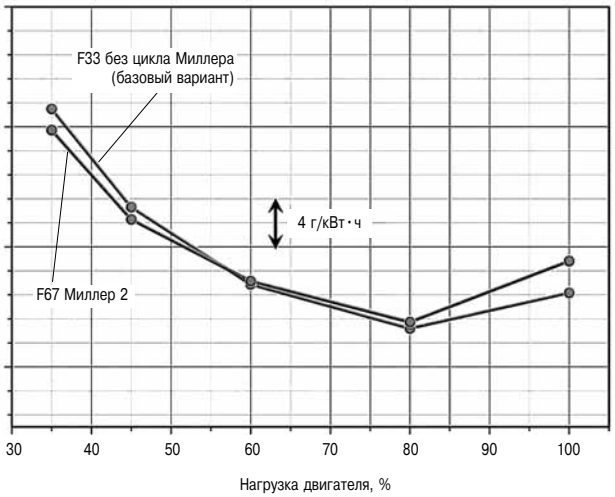


Рис. 16. Оптимизация рабочего процесса с циклом Миллера для достижения норм вредных выбросов EURO IIIA в сравнении с базовым двигателем
(снижение выбросов NO_x составило 42 %)

Двухступенчатый турбонаддув: достижение норм вредных выбросов EURO IIIA

Двухступенчатый турбонаддув создает предпосылки для более эффективного использования цикла Миллера.

Организация двухступенчатого турбонаддува с промежуточным охладителем воздуха позволяет увеличить одновременно степень повышения давления в компрессоре и КПД турбокомпрессора. При отсутствии системы управления углами газораспределения необходима система регулирования давления наддува. В нашем случае в качестве регулирующего элемента был выбран байпас турбины высокого давления. Турбокомпрессор состоит из двух ступеней низкого давления (НД) и одной ступени высокого давления (ВД), что позволяет компактно разместить его на V-образном двигателе. Схема двигателя с

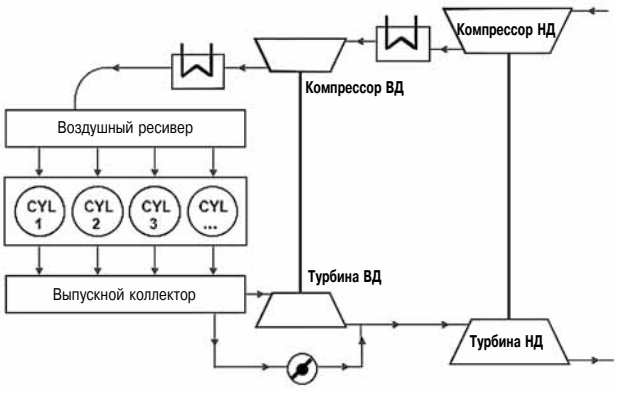


Рис. 17. Схема двигателя с двухступенчатым наддувом.
(при больших нагрузках работает система байпаса ВД-турбины)

Таблица 5

Граничные условия для двигателя с двухступенчатым наддувом

Турбокомпрессоры, ступень низкого давления	2 × ABB TPR56-НД с фиксированной геометрией
Турбокомпрессор, ступень высокого давления	1 × ABB TPR56-ВД с фиксированной геометрией
Номинальная степень повышения давления	~7,5 (на большой высоте до 9)
Тип компрессора	НД/ВД
Система управления наддувом	Байпас турбины высокого давления
Коэффициент наполнения/ углы газораспределения	0,7 (Миллер 3)
Степень сжатия EPS	Как в базовом варианте или несколько выше — для выполнения требований EURO IIIA
Коэффициент избытка воздуха при всех нагрузках	Постоянный, как и при одноступенчатом наддуве
Углы впрыска	Регулируемые (для постоянного p_{max} и/или для достижения целевого показателя по NO_x)
Пиковое давление сгорания	То же, что и при одноступенчатом наддуве
Температура в воздухоохладителе	55 °C
Температура в ресивере	55 °C
Номинальная мощность двигателя	4416 кВт при 1000 об/мин, позиция контроллера 8
BMEP	25,8 бар

двухступенчатым наддувом показана на рис. 17. На рис. 18 показан возможный вариант размещения турбокомпрессоров на двигателе. Граничные условия для моделирования работы двигателя с двухступенчатым наддувом приведены в табл. 5.

Высота подъема клапанов выбрана таким образом, чтобы коэффициент наполнения достигал 0,7. Такое значение «степени Миллера», далекого от экстремума, поэтому с динамикой привода клапанов особых проблем не возникнет, а настройка системы двухступенчатого наддува на малых нагрузках не составит большой сложности. В случае длительной работы на малых нагрузках может возникнуть необходимость увеличить

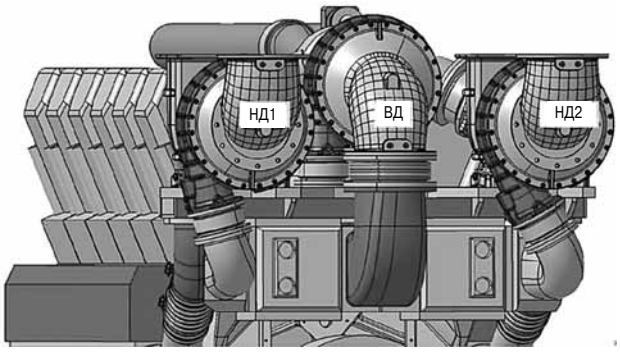


Рис. 18. Схема двигателя с двухступенчатым наддувом

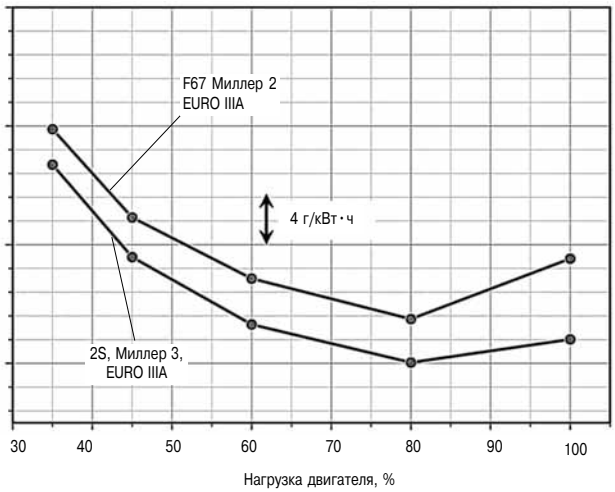


Рис. 19. Расход топлива при двух оптимизированных вариантах
(одноступенчатый наддув F67, «Миллер 2» и двухступенчатый наддув «Миллер 3», уровень выбросов NO_x согласно EURO IIIA)

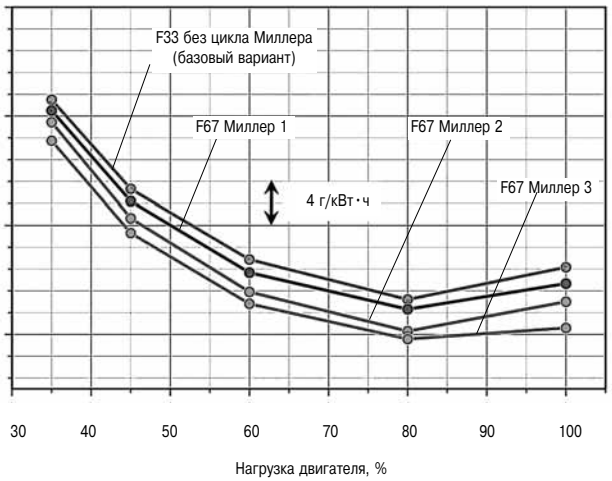


Рис. 20. Снижение расхода топлива за счет применения еще более глубокого цикла Миллера («Миллер 3») и двухступенчатой системы наддува

температуру теплоносителя в промежуточном воздухоохладителе, чтобы обеспечить надежное самовоспламенение.

На рис. 19 показано, насколько в данном случае расход топлива снижается по сравнению с вариантом одноступенчатого наддува и опцией «Миллер 2». Выбросы NO_x соответствуют уровню EURO IIIA. Экономия топлива при переходе к двухступенчатому наддуву составляет от 7 до 4 г/кВт·ч (значения для полной нагрузки и средневзвешенное соответственно).

На рис. 20 показано снижение расхода топлива за счет применения еще более глубокого цикла Миллера, при сохранении постоянства коэффициента избытка воздуха и давления самовоспламенения. Поля режимов работы компрессоров низкого и высокого давления при внешних

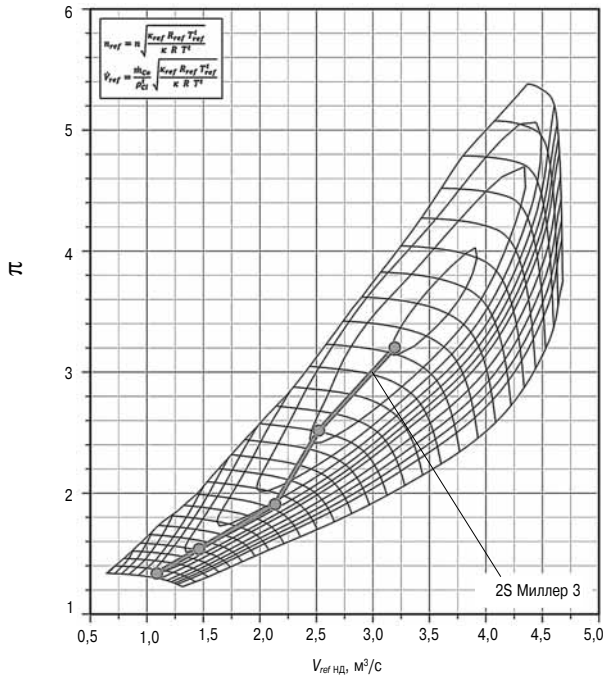


Рис. 21. Поле режимов компрессора НД с опцией «Миллер 3»
(температура окружающей среды 25 °С, давление 100 кПа)

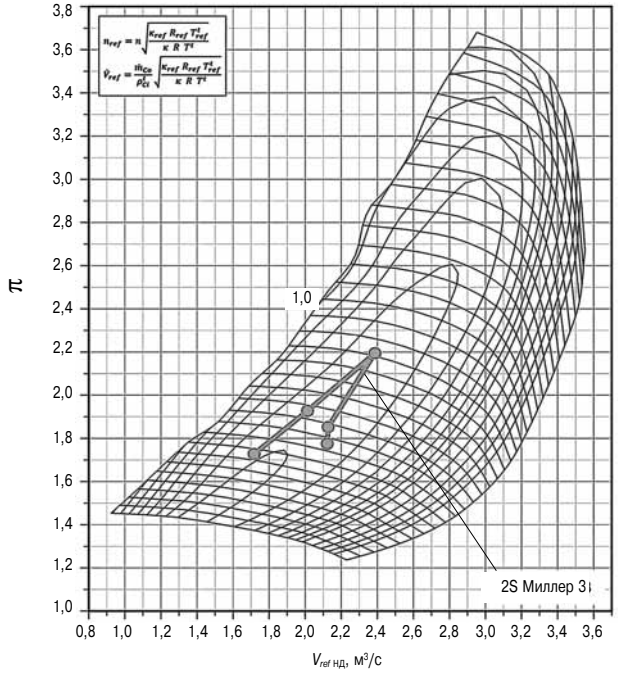


Рис. 22. Поле режимов компрессора ВД с опцией «Миллер 3»
(температура окружающей среды 25 °С, давление 100 кПа)

условиях на уровне моря показаны на рис. 21 и 22. Запасы по скорости достаточно велики, снижение мощности ни при каких условиях не возникает. Двигатель сможет надежно работать на высоте до 3000 м над уровнем моря при температуре до 35 °С

Двухступенчатый наддув с EGR: как достичь уровня EURO IIIB по выбросам NO_x без использования селективного каталитического восстановления (SCR)

Одним из средств достижения уровня EURO IIIB по выбросам NO_x без использования SCR, может стать рециркуляция отработавших газов (EGR).

В настоящем исследовании EGR реализуется с помощью близлежащего цилиндра-донора (рис. 23).

При использовании EGR массовый заряд воздуха в цилиндрах уменьшается. Это позволяет, в частности, уменьшить размеры некоторых компонентов турбокомпрессора. Поскольку давление наддува при использовании EGR необходимо увеличить, целесообразно применить двухступенчатую систему наддува.

Следует отметить, что использование EGR требует соответствующей адаптации системы топливоподачи. В большинстве случаев возникает необходимость использования системы common rail, способной обеспечить множественные впрыски.

Применение системы EGR отрицательно сказывается на кривой тепловыделения (профиле сгорания) и на термодинамических свойствах рабочего тела. В настоящем исследовании необходимая коррекция кривой тепловыделения была достигнута за счет изменения угла впрыска топлива. Ухудшение термодинамических свойств рабочего тела может быть отчасти компенсировано повышением давления наддува. В связи с этим придется допустить некоторое повышение (на 5–10 бар) максимального давления сгорания.

Сложность использования системы EGR с цилиндрами-донорами состоит в том, что такие цилиндры работают при более высоком уровне противодавления. В связи с этим необходимо обеспечить удовлетворительный баланс тепловых и механических нагрузок по цилиндрам.

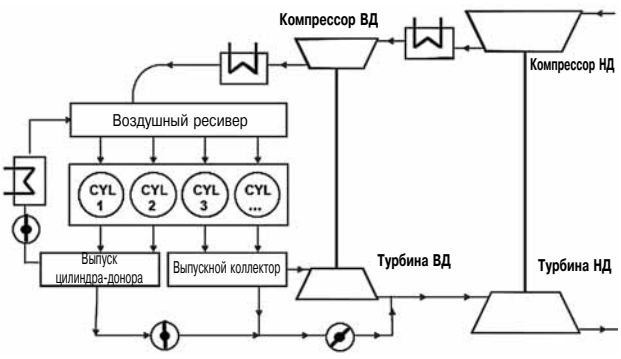


Рис. 23. Схема двигателя с EGR и двухступенчатым наддувом
положение клапанов на схеме соответствует высокой нагрузке и максимальной степени EGR

На рис. 24 показана зависимость от нагрузки двигателя степени EGR, необходимой для поддержания выбросов NO_x на уровне EURO IIIB.. Степень EGR определяется как отношение массы газа, поступающего из системы рециркуляции, к общей массе газа, проходящего через впускные клапаны.

На рис. 25 показано изменение расхода топлива (после оптимизации) от нагрузки двигателя с системой EGR и двухступенчатым наддувом в сравнении с аналогичной кривой для двигателя без системы EGR. Как видно даже после оптимизации и некоторого повышения p_{max} расход топлива остается несколько больше, чем в базовом варианте, зато, согласно результатам моделирования, снижение выбросов NO_x составляет порядка 50 %, оставаясь в пределах нормы EURO IIIB.

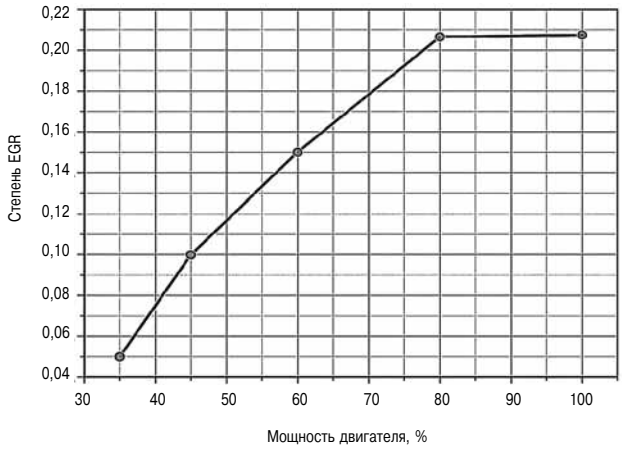


Рис. 24. Степень EGR, принятая при моделировании

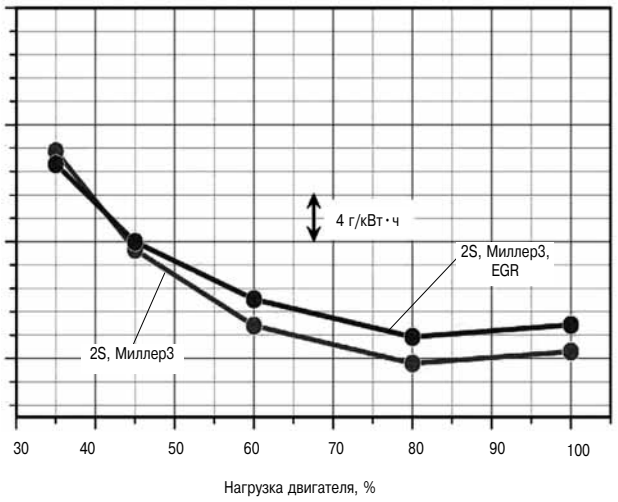


Рис. 25. Увеличение расхода топлива при использовании EGR
(повышение p^{max} на 5–10 бар, снижение выбросов NO_x на 50 %)

На рис. 26 и 27 показаны поля рабочих режимов компрессоров низкого и высокого давления при наличии EGR. Из рисунков видно, как повлияет на работу компрессора закрытие тракта EGR без изменения настроек управления наддувом. По приблизительной оценке, работа без

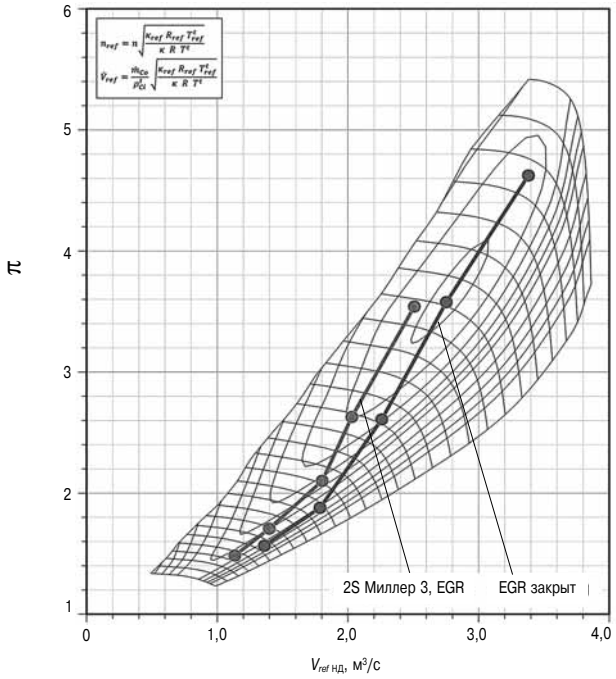


Рис. 26. Поле режимов работы компрессора НД с опцией «Миллер 3» и EGR
(коэффициент наполнения 0,7, параметры окружающей среды – 25 °С, 100 кПа)

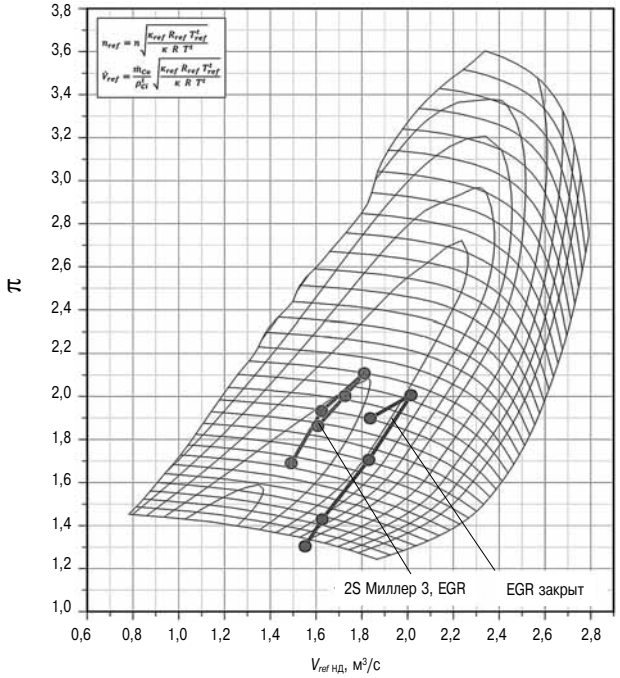


Рис. 27. Поле режимов работы компрессора ВД (с опцией «Миллер 3» и EGR
параметры окружающей среды — 25 °С, 100 кПа)

Таблица 6

Граничные условия для двигателя с двухступенчатым наддувом и EGR

Турбокомпрессоры, ступень низкого давления	2 × ABB TPR56-НД с фиксированной геометрией
Турбокомпрессор, ступень высокого давления	1 × ABB TPR56-ВД с фиксированной геометрией
Номинальная степень повышения давления	~7,5 (на большой высоте до 9)
Тип компрессора	НД/ВД
Система управления наддувом	Байпас турбины высокого давления
Коэффициент наполнения/ углы газораспределения	0,7 (Миллер 3)
Степень EGR	21 %
EGR gas cooling temperature	120 °C
Тип EGR	high pressure short-route donor cylinder
Пиковое давление сгорания	5–10 бар higher than baseline engine
Температура в воздухоохладителе	55 °C
Температура в ресивере	65 °C (with EGR gas mixed)
Степень сжатия EPS	as in ref
Коэффициент избытка воздуха при всех нагрузках, включая воздух от EGR	reduced by about 15% vs non-EGR
turbine inlet temperature	same or slighty lower than std two-stage
Номинальная мощность двигателя	4416 кВт при 1000 об/мин, позиция 8
BMEP	25,8 бар

EGR с системой турбонаддува, оптимизированной под EGR приведет к снижению номинальной мощности на 10–15 %. Эта величина может быть уменьшена за счет совершенствования системы управления.

Влияние наддува на систему охлаждения двигателя

Повышение мощности двигателя, за счет наддува, влечет за собой необходимость интенсификации охлаждения двигателя.

Система высокотемпературного (ВТ) охлаждения, в которой температура охлаждающей воды на входе в двигатель составляет ~80 °C, состоит из рубашек охлаждения двигателя и тракта EGR (при его наличии). Системы охлаждения воздуха (в том числе промежуточные воздухоохладители) и масла относятся к системам низкотемпературного (НТ) охлаждения, в которых температура охлаждающей воды на входе в двигатель составляет ~40 °C).

При использовании EGR необходимый теплоотвод через ВТ-контур примерно удваивается по сравнению с остальными вариантами. Как это ни покажется странным на первый взгляд, при использовании двухступенчатого наддува с

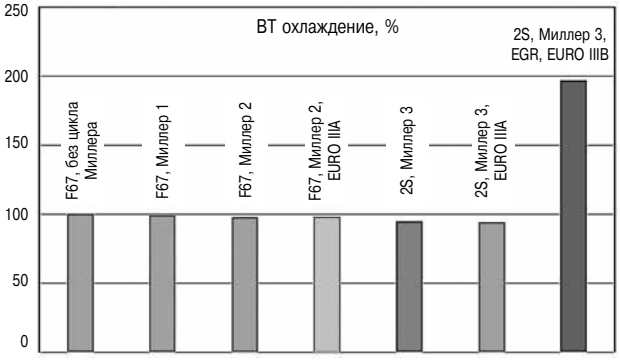


Рис. 28. Относительная величина необходимого теплоотвода для ВТ-контура

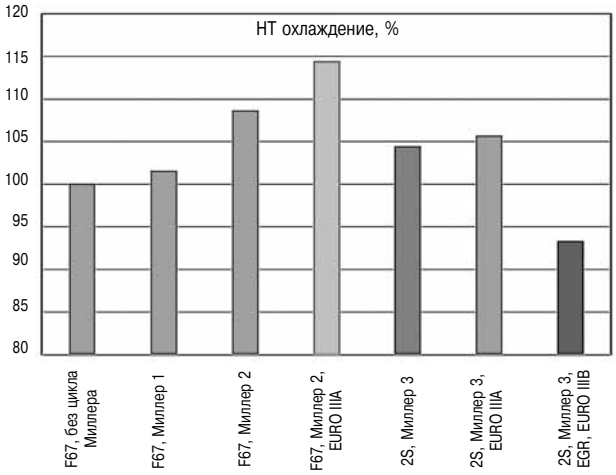


Рис. 29. Относительная величина необходимого теплоотвода для НТ-контура

промежуточным охлаждением воздуха необходимый теплоотвод через НТ-контур оказывается меньше, чем, например, при использовании одноступенчатого наддува и опции «Миллер 2». Дело в том, что использование EGR снижает необходимый теплоотвод через НТ-контур, поскольку при этом расход воздуха уменьшается.

В целом, можно сказать, что необходимый теплоотвод почти во всех случаях увеличивается незначительно, за исключением ВТ-контура при наличии EGR. Относительное изменение необходимого теплоотвода (в кВт рассеиваемого тепла) показано на рис. 28 и 29.

Результаты

Все основные результаты моделирования сведены в итоговую табл. 7.

Заключение

В первой части настоящего доклада рассмотрены новые технические решения, использованные в турбокомпрессоре типа TPR, оптимизированном для работы с тепловозным дизелем. Приведены наиболее существенные результаты, полученные из опыта их эксплуатации в реальных условиях. Приведено общее описание и характеристики новой модели двигателя Д500

Таблица 7

Итоговые результаты

Обозначение конфигурации	F-33 без цикла Миллера	F-67 Миллер 1	F-67 Миллер 2	F-67 Миллер 2, EURO IIIA	2S Миллер 3	2S Миллер 3, EURO IIIA	2S Миллер 3, EGR, EURO-IIIB
Коэффициент наполнения	~1,0	0,90	0,82	0,82	0,70	0,70	0,70
SFC средневзвешенный, %	100	99,5	98,8	100,1	98,3	98,2	98,6
SFC при полной нагрузке, %	100	99,2	98,4	101,4	97,3	97,9	98,3
NO_x %	100	85	78	58	68	58	32
Необходимый теплоотвод через ВТ-контур, %	100	99	97	98	95	94	197
Необходимый теплоотвод через НТ-контур, %	100	102	109	114	104	106	93
Необходимая общая степень повышения давления при 25 °С на уровне моря	4,26	4,64	5,01	5,20	5,70	5,74	5,99
Необходимый коэффициент избытка воздуха при 100 % нагрузки	2,16	2,16	2,17	2,18	2,20	2,20	1,85
Максимальная мощность при 50 °С на высоте 100 м над уровнем моря	94,5	100	97		100	100	100
Максимальная мощность при 35 °С на высоте 1700 м над уровнем моря	85	98	91		100	100	100

Примечание: 2S — двухступенчатый наддув.

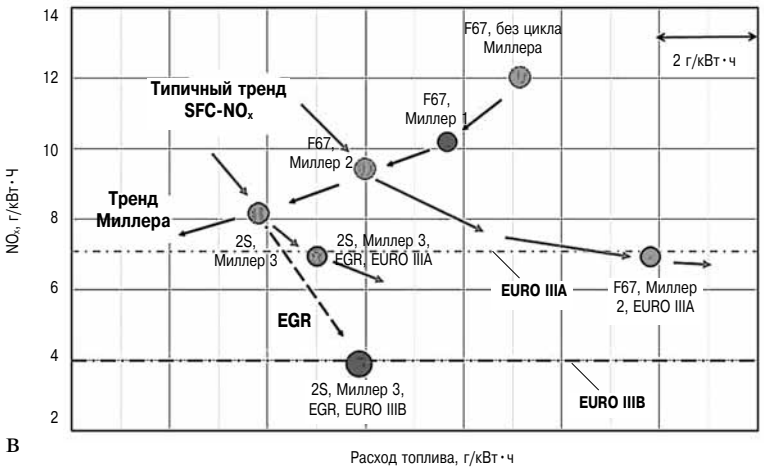


Рис. 30. Способы выполнения нормативов по допустимым выбросам NO_x и их влияние на расход топлива

составе тепловозного дизель-генератора 12ЛДГ500.

На основании результатов стендовых испытаний дизеля было выполнено моделирование рабочего процесса, с целью дальнейшей оптимизации двигателя. Моделирование отчетливо выявило необходимость компромисса между расходом топлива и выбросами NO_x, с одной стороны, и показано, как эта оптимизация скажется на требованиях к системе турбонаддува при сохранении номинальной мощности на большой высоте.

Как показали результаты моделирования, для агрегата 12ЛДГ500 применение одноступенчатого наддува с последней моделью компрессора способно обеспечить выполнение норм EUROIIIA по выбросам NO_x, тогда как для перехода к EUROIIIB понадобится двухступенчатая система наддува и система EGR. Все возможные конфигурации показаны на рис. 30.

ОАО «Коломенский завод» и ABB Turbo Systems планируют совместную работу по практическому применению разработанных концепций и окончательной проверке их на испытательном стенде.

Литература

1. SCI/ Verkehr Cologne 2015 «Diesel Locomotives — Global Market Trends».

2. Doetl R., Bernard O., Pesten D-A. and Phillipsen B. «Turbocharger Power For Future Railway Applications» 2003 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division. Erie, Pennsylvania USA, September 7–10. 2003 — ICEF2003 — 737.

3. Jacoby P., Wang D., and Xu H. «VTG Turbocharging — a Valuable Concept for Traction Application» CIMAC, 2013, Paper № 116.

4. Behr T., Kahi M., and Reichl A. «Second Generation of Two-Stage Turbocharging Power2 Systems for Medium Speed Gas & Diesel Engines» CIMAC, 2013, Paper № 134.

5. Codan E., and Mathey C. «Emissions — a new challenge for turbocharging» CIMAC, 2007, Paper № 245.

6. Wik C., and Hallback B. «Utilisation of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a Wartsila 4-stroke medium-speed diesel engine» CIMAC, 2007, Paper № 101.

7. Pueschel M., Buchholz B., Fink C., Rickert C., and Ruschmeyer K. 76: «Combination of PostInjection & Cooled EGR at a Medium-Speed Diesel Engine to Comply with IMO Tier III Emission Limits» CIMAC, 2013, Paper № 076.

УДК 621.43

Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года (окончание) // Двигателестроение. — 2016. — № 4. — С. 3–9.

Ключевые слова: план реализации стратегии, основные мероприятия, государственная поддержка, структуризация производителей, оптимальная кооперация, федеральный исследовательский центр, развитие типажа двигателей.

Предложены мероприятия и основные направления развития отрасли поршневого двигателестроения России, необходимые для восстановления ее эффективности и конкурентоспособности. Для этой цели предлагается реализовать план формирования платформы развития отрасли, включающий следующие позиции: законодательную защиту отечественного рынка от поставок импортной продукции, создание структуры оптимальной кооперации производителей двигателей и компонентов, увеличение доли государственного участия в уставных капиталах ключевых предприятий отрасли, создание федерального исследовательского центра, структуризация НИОКР, развитие типажа двигателей различного применения.
Табл. 1. Ил. 1.

УДК 621.444

Дворцов В.С., Ткаченко М.М., Куколев М.И. Двигатели Стирлинга: Развитие конструкций и методов исследования // Двигателестроение. — 2016. — № 4. — С. 10–14.

Ключевые слова: Двигатели Стирлинга, силовые механизмы, рабочие параметры, модульные конструкции, подготовка специалистов.

Приведены результаты развития конструкций и достигнутые рабочие параметры двигателей Стирлинга (ДС) за последние десятилетия. Показано, что конструкция силовых механизмов ДС развивается в направлении применения бесшатунных схем С.С. Баландина, А.И. Костина и других запатентованных в РФ решений. Одним из перспективных направлений развития ДС является применение конструкций модульного типа, что позволяет создавать мощные двигатели методом дублирования однотипных рабочих контуров. Обоснована необходимость подготовки специалистов по ДВПТ на кафедрах технических университетов. Табл. 2. Ил. 8. Библ. 11.

УДК 621.43.052

Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А. Турбокомпрессоры фирмы «ABB Turbo Systems» с радиальной турбиной // Двигателестроение. — 2016. — № 4. — С. 15–25.

Ключевые слова: дизели, системы наддува, турбокомпрессоры, турбина радиальная, степень повышения давления, производительность, граница помпажа компрессора.

Рассматриваются характеристики и особенности конструкции турбокомпрессоров с радиальной турбиной серии TPS для высокофорсированных высокооборотных и среднеоборотных дизелей и газовых двигателей, разработанных фирмой «ABB Turbo Systems» за последние два десятилетия.
Ил. 26. Библ. 14.

УДК 621.431.629

Хархан В.Г. Метрологические характеристики средств измерений при испытаниях ТНВД дизелей // Двигателестроение. — 2016. — № 4. — С. 26–29.

Ключевые слова: топливная аппаратура, испытательный стенд, средства измерений, погрешность измерений, источники погрешностей, оптимизация метрологических характеристик.

Выполнен анализ различных источников погрешности измерений, возникающих в технологическом процессе испытаний и настройки ТНВД на стендах. Показано, что в дополнение к погрешностям средств измерений, при испытаниях возникают погрешности, вносимые субъективным фактором и особенностями конструкции объекта испытаний. На основе анализа источников погрешности предложен алгоритм решения задач оптимизации метрологических характеристик средств измерений в процессе производства и испытаний дизельной топливной аппаратуры.
Табл. 1. Ил. 3. Библ. 7.

УДК 621.785

Иванов Д.А., Засухин О.Н. Влияние условий газоимпульсной обработки на механические свойства сталей // Двигателестроение. — 2016. — № 4. — С. 30–34.

Ключевые слова: металлические изделия, газоимпульсная обработка, улучшение механических свойств, ударная вязкость, резонансная частота газовых импульсов.

Рассматриваются вопросы оптимизации амплитудно-частотных характеристик и продолжительности воздействия газового потока на металлические изделия и заготовки в целях повышения их механических и эксплуатационных свойств за минимальное время. Приведенные данные свидетельствуют о доминирующей роли воздействия газовых импульсов нестационарных течений на структуру и свойства металлических изделий, изготовленных из легированных сталей. Установлено, что при использовании резонансных наложений частот колебаний газового потока на собственные колебания изделия такое же или более высокое значение ударной вязкости может быть достигнуто при сокращении продолжительности обработки в два раза. Табл. 4. Ил. 8. Библ. 10.

УДК 621.43

Основные тенденции и приоритеты развития мирового двигателестроения (материалы конгресса CIMAC 2016) // Двигателестроение. — 2016. — № 4. — С. 35–60.

Ключевые слова: мировое двигателестроение, приоритеты развития, программа «Геркулес-2», адаптивный судовой дизель, дизели нового поколения Д500, снижение вредных выбросов, система высокого наддува

В интервью журналу «Diesel Progress» вновь избранный президент CIMAC Клаус Хайм поделился своей оценкой деятельности организации за прошедший период и своими взглядами на ее перспективы, а также приоритеты и тенденции развития мирового двигателестроения.

Конкретным примером реализации этих тенденций могут служить исследования и разработки, которые выполняются в рамках уникальной программы «Геркулес-2» двумя крупнейшими производителями судовых дизелей MAN и «Wartsila». Основная цель этой программы — создание судового двигателя с минимальными выбросами, полностью адаптивного к оптимизации рабочих параметров при воздействии любых внешних факторов.

Достижения отечественного двигателестроения представлены на конгрессе докладом, подготовленным совместно фирмой ABB и ОАО «Коломенский завод», в котором приведены результаты создания системы наддува для двигателя нового поколения Д500. Двигатель по уровню вредных выбросов соответствует действующим и перспективным международным экологическим стандартам.
Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником.
Табл. 8. Ил. 45. Библ. 12.

UDK 621.43

Road Map for the Development of Reciprocating Engines in Russia up to Year 2020 (end) // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 4. — P. 3–9.

Keywords: road map for implementation of the strategy, key steps, governmental support, structuring of manufacturers, optimal cooperation, federal R&D centre, standardization of engine families according to power range and application.

The strategy encompasses guidelines and top priority measures needed to restore efficiency and competitive ability of engine building in Russia. In particular, the following measures are offered: legislative protection of Russian engine market from import, optimal cooperation of engine and component manufacturers, increase in governmental share in charter capital of key engine manufacturers, establishment of federal R&D centre, structuring of R&D projects, standardization of engine families according to power range and application.

1 table, 1 ill.

UDC 621.444

Dvortsov V.S., Tkachenko M.M. and Kukolev M.I. Stirling engines: Progress in design and research methods // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 4. — P. 10–14.

Keywords: Stirling engine, operating parameters, power trains, modular design, training courses for specialists.

Described are progress in design concept of Stirling engine (SE) for several last decades, and engine operating parameters achieved. According to the authors, dominant trend in SE power train development is use of conrod-free solutions patented in RF by S.Balandin, A.Kostin, et al. Modular design is one of most promising lines of SE development, which enables construction of high-powered engines by duplication of similar working medium circuits. The authors lay emphasis on the necessity for establishment of courses for training SE specialists in technical universities.

2 tables, 8 ill., 11 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E., Iovlev V.I. and Kozhenkov A.A. Turbochargers from ABB Turbo Systems featuring radial turbine // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 4. — P. 15–25.

Keywords: diesel engine, supercharge system, turbocharger, radial turbine, pressure ratio, capacity, compressor surge zone boundaries.

The authors review design features and characteristics of ABB Turbo Systems turbocharger platform, TPS series, for medium-speed diesel and gas engines featuring radial turbine, developed for the last two decades.

26 ill., 14 ref.

UDC 621.431.629

Kharkhan V.G. Instruments used in engine HP fuel pump testing: metrological performance // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 4. — P. 26–29.

Keywords: fuel injection system, test stand, instrumentation, measurement accuracy, metrological performance optimization.

The article discusses sources of various measurement inaccuracies typical to HP fuel pump testing and tuning on dedicated test stands. According to the authors, instrument measurement inaccuracies are added by those caused by human factor and tested object specifics. Based on the analysis of inaccuracy sources, the authors offered an algorithm for optimization of metrological performance of instruments used in manufacturing and testing of fuel injection system components. 1 table, 3 ill., 7 ref.

UDC 621.785

Ivanov D.A. and Zasukhin O,N. Influence of gas explosion treatment parameters on steel mechanical properties // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 4. — P. 30–34.

Keywords: ceramic components, gas explosion treatment, improvement of mechanical properties, impact strength, gas pulse resonance frequency.

The article discusses optimization of gas explosion treatment parameters (such as gain-frequency characteristics and exposure duration), with a view to improve mechanical properties of metal parts and blanks in minimum time. According to data cited, as far as gas explosion treatment is concerned, structure and properties of parts from alloyed steel are primarily influenced by characteristics of unsteady flow gas pulses.

Superimposition of gas flow resonant oscillation and natural oscillations of treated part results in reduction of treatment time by half, impact strength remaining unaffected.

8 ill., 4 tables, 10 ref.

UDC 621.43

International engine building: trends and priorities (based on CIMAC 2016 papers) // Dvigatelestroyeniye. — 2016. — № 4. — P. 35–60.

Keywords: international engine building, priorities, HERCULES-2 research project, adaptive marine engine, D500 newly designed engine platform, emission compliance, high pressure supercharge system

Klaus Heim, newly elected president of CIMAC, in his interview for Diesel Progress magazine gave his evaluation of CIMAC activities for the last period and its future prospects, and outlined priorities and trends in world engine building.

An example of said trend realization is HERCULES-2, unique project which encompasses a number of research and development programs implemented by two major engine manufacturer groups MAN and WARTSILA. Main objective of the project is creation of marine engine with near-zero emissions, featuring adaptive control methodologies, which would result in engine performance unaffected by any external disturbances.

One of papers presented at the CIMAC congress concerned achievements of domestic engine building, viz., supercharge system jointly developed for Kolomna D500 newly designed engine platform by ABB Turbo Systems and PJSC Kolomensky Zavod. The engine whose entering commercial application was scheduled for 2016, boasts emission compliance with current and future applicable international standards.

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

45 ill., 8 tables, 12 ref.

Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2016 год

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ

1. Стратегия развития поршневого двигателестроения России на период до 2020 года (проект публикуется в сокращенной редакции) (№ 1. С. 3–7; № 2. С. 3–18; № 3. С. 3–15; № 4. С. 3–9).

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В.**
Моделирование работы резьбовых соединений при расчете сопряжений базовых деталей поршневых двигателей (№ 1. С. 8–10).
2. **Березовский А.Б., Максимов А.В., Гатауллин Н.А., Зимина Л.А., Садыков М.Ф., Гумеров И.Ф., Валеев Д.Х., Хафизов Р.Х.** Экспериментальное исследование газораспределительного механизма с электрогидравлическим приводом (№ 1. С. 11–17).
3. **Пономарев А.С., Метелев А.А., Немчикова М.Н., Зайцев Д.А.** Улучшение характеристик газовоздушных каналов головки блока цилиндров дизельного двигателя Fiat 1,3 Multijet (№ 1. С. 18–24).
4. **Гаврилов К.В., Дойкин А.А., Лазарев В.Е., Асауляк А.А.** Экспериментальная оценка параметров трения и изнашивания трибосопряжения поршень–цилиндр форсированного дизеля (№ 2. С. 19–23).
5. **Пищулин М.В.** Технологии гомогенизации топливо-воздушной смеси в поршневых ДВС (№ 2. С. 24–27).
6. **Гаврилов В.В.** Принципы организации и показатели качества смесеобразования и сгорания в судовом дизеле (№ 3. С. 16–22).
7. **Дворцов В.С., Ткаченко М.М., Куколев М.И.** Двигатели Стирлинга: Развитие конструкций и методов исследования (№ 4. — С. 10–14).

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

1. **Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И.** Уровень форсировки поршневых двигателей нового поколения (№ 1. С. 25–50).
2. **Алиев А.Я., Айдемиров О.М., Алиев С.А.** Электроприводной насос системы охлаждения поршневого двигателя с индукторным электродвигателем (№ 2. С. 28–29).
3. **Циплёнкин Г.Е., Иовлев В.И., Коженков А.А.** Турбокомпрессоры фирмы «ABB Turbo Systems» с радиальной турбиной (№ 4. С. 15–25).
4. **Хархан В.Г.** Метрологические характеристики средств измерений при испытаниях ТНВД дизелей (№ 4. — С. 26–29).

АВТОМАТИЗАЦИЯ И ДИАГНОСТИРОВАНИЕ

1. **Крюков О.В. Автоматизированное нагружающее устройство для комплексных испытаний поршневых двигателей** (№ 2. С. 30–35).

ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ

1. **Новиков Л.А. Корчинский В.С.** Оценка дополнительных затрат судовладельцев при использовании SCR-технологии на судах (№ 3. С. 23–31).

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

1. **Иванов Д.А., Засухин О.Н.** Влияние условий газоимпульсной обработки на механические свойства сталей (№ 4. — С. 31–35).

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. **Сайданов В.О., Смолинский С.Н., Росляков Е.М.** Модернизация дизель-генераторных установок в составе электростанций для объектов военной инфраструктуры (№ 1. С. 31–33).
2. **Сорокин В.А.** Проблемы эксплуатации судовых дизелей с большой наработкой
(№ 1. С. 34–39).
3. **Хромов В.Н.** Восстановление деталей термопластическим деформированием — резерв импортозамещения запасных частей зарубежных дизелей (№ 1. С. 40–43).
4. **Рыбаков М.Г.** Диагностирование состояния поршневого уплотнения ДВС методом индицирования цилиндров (№ 2. С. 36–40).

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

1. Исследование горения в дизеле (материалы конгресса CIMAC 2013) (№ 1. С. 45–57).
2. Развитие модельного ряда двигателей концерна «Hyundai Heavy Industries» (материалы конгресса CIMAC 2013) (№ 2. С. 41–54).
3. Развитие модельного ряда двигателей ПАО «Звезда» и ООО УДМЗ (материалы конгресса CIMAC 2016) (№ 3. С. 32–55).
4. Основные тенденции и приоритеты развития мирового двигателестроения (материалы конгресса CIMAC 2016)
(№ 4. — С. 35–60).

Вниманию авторов

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

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

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

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

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

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

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

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

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала